

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна

ТЕОРЕТИЧНА ТА ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА. ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні вказівки
до проведення практичних занять для здобувачів вищої освіти
першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форм здобуття освіти
за спеціальностями 015 «Професійна освіта (Машинобудування)»,
015 «Професійна освіта (Транспорт)»

У 2 частинах

Частина 1

Електронний ресурс

Харків – 2025

Рецензенти:

В. М. Князєва – канд. тех. наук, доцент, доцент ЗВО кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Навчально-наукового інституту «Українська інженерно-педагогічна академія», Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна;

В. В. Нестеренко – канд. тех. наук, доцент, доцент ЗВО кафедри «Енергетичне машинобудування» Первомайського навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

*Затверджено до розміщення в мережі Інтернет рішенням Науково-методичної ради
Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна
(протокол № 11 від 25 червня 2025 року)*

Т 33 **Теоретична та прикладна механіка. Деталі машин:** Методичні вказівки до проведення практичних занять для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форм здобуття освіти за спеціальностями 015 «Професійна освіта (Машинобудування)», 015 «Професійна освіта (Транспорт)». У 2 ч. Ч. 1 [Електронний ресурс] / уклад. Ю. В. Малініна. – Харків : ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2025. – (PDF 99 с.)

У методичних матеріалах представлено зміст практичних занять з дисципліни «Теоретична та прикладна механіка. Деталі машин», включаючи завдання, алгоритми розрахунків, теоретичні пояснення, приклади типових задач, ілюстрації та перелік рекомендованої літератури.

Для слухачів бакалаврату денної та заочної форм навчання за спеціальністю 015 «Професійна освіта (за спеціалізаціями)», спеціалізації 015.34 «Машинобудування», 015.38 «Транспорт».

УДК 621.81.001.5(075.8)

© Харківський національний університет
імені В. Н. Каразіна, 2025

© Малініна Ю. В., уклад., 2025

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	4
Практичне заняття 1. Розрахунок головних параметрів привода	6
Практичне заняття 2. Розрахунок та проектування циліндричних прямозубих передач	12
Практичне заняття 3. Розрахунок та проектування циліндричних косозубих передач	20
Практичне заняття 4. Розрахунок та проектування конічних передач	27
Практичне заняття 5. Розрахунок та проектування черв'ячних передач	35
Практичне заняття 6. Розрахунок та проектування зубчастих (черв'ячних) передач редуктора	43
Практичне заняття 7. Розрахунок та проектування пасових передач	47
Практичне заняття 8. Визначення навантажень на валах редуктора (схема навантаження)	56
Практичне заняття 9. Проектний розрахунок валів	61
Практичне заняття 10. Вибір підшипників кочення	65
Практичне заняття 11. Вибір та розрахунок з'єднань редуктора (шпонкові з'єднання)	69
Практичне заняття 12. Ескізна компоновка редуктора	73
Практичне заняття 13. Попередній розрахунок валів редуктора	83
Практичне заняття 14. Перевірочний розрахунок підшипників	91
Список літератури	98

ВСТУП

Метою вивчення дисципліни «Теоретична та прикладна механіка. Деталі машин» є формування у студентів ґрунтовних теоретичних знань і практичних навичок з основ теоретичної та прикладної механіки, а також з конструювання, розрахунку та аналізу роботи основних елементів машин і механізмів. Дисципліна покликана забезпечити розуміння фізичних основ руху тіл, принципів передачі зусиль і моментів у машинах, а також навичок раціонального проєктування деталей машин з урахуванням їхньої міцності, жорсткості, надійності й довговічності.

Дисципліна «Теоретична та прикладна механіка. Деталі машин» відіграє ключову роль у професійному становленні майбутніх інженерів і педагогів технічного профілю. Вона поєднує фундаментальні знання з механіки, опору матеріалів, технічної механіки та машинознавства, формуючи цілісне уявлення про принципи роботи, розрахунку і проєктування основних механічних вузлів і систем. Засвоєння цієї дисципліни є базою для виконання курсових проєктів, дипломного проєктування та подальшої практичної діяльності в сфері технічного навчання або виробництва.

Ці вказівки мають на меті сприяти формуванню практичних навичок розрахунку та проєктування елементів механічних передач, що є важливою складовою інженерної підготовки фахівців у галузі машинобудування та транспорту.

Матеріал методичних вказівок охоплює типовий перелік тем, передбачений робочою програмою, та містить методику виконання розрахункових завдань, приклади типових задач, ілюстративні матеріали, а також довідкові дані. Зміст практичних занять узгоджений із сучасними вимогами до фахової підготовки і відповідає стандартам вищої освіти України.

Використання цього навчально-методичного ресурсу дозволить студентам систематизувати знання, отримані на лекціях, закріпити теоретичні основи дисципліни та підготуватися до самостійного виконання курсових і дипломних проєктів.

Звертаємо увагу, що під час виконання практичних завдань (курсового проєкту) всі необхідні довідкові коефіцієнти, нормативні значення, рекомендації щодо вибору параметрів, а також посилання на чинні стандарти (ДСТУ тощо) мають братися з єдиного узгодженого джерела. Для зручності використання і опрацювання такі данні зведені у електронний ресурс: «Теоретична та прикладна механіка. Деталі машин: У 2 частинах. Частина 1: довідкові матеріали до проведення практичних занять та виконання курсового проєкту для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форм здобуття освіти за спеціальностями 015 «Професійна освіта (Машинобудування)», 015 «Професійна освіта (Транспорт)»». Відповідні посилання на ресурс по тексту практичних занять виглядають наступним чином: «(табл. ...довідкові матеріали) або (рис. ...довідкові матеріали)»

Використання довідкових матеріалів забезпечує уніфікований підхід до розрахунків, відповідність вимогам чинних нормативів, коректність і обґрунтованість результатів.

Практичне заняття 1

РОЗРАХУНОК ГОЛОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання і опанувати методику визначення головних параметрів приводів.

Завдання

Визначити потужність електродвигуна, потужності на валах привода, частоти обертання, кутові швидкості та крутні моменти валів привода

Основні теоретичні відомості

Кінематичний та силовий розрахунок привода є першим основоположним розділом курсового проєкту з дисципліни. Результати розрахунків цього розділу звичайно застосовуються як база вихідних даних для виконання наступних розділів проєкту.

У якості об'єктів курсового проєктування традиційно приймаються механічні приводи різноманітних машин та механізмів. Як правило, потік потужності в таких приводах спрямовано від електродвигуна до приводного вала машини, який обертається з невеликою швидкістю і великим крутним моментом, тому кінематична схема привода має понижуючі передачі гнучким зв'язком та редуктори різних видів, типів і комплектацій.

Як вихідні дані проєкту використовуються задана потужність – P , кВт та кутова швидкість – ω , с^{-1} на веденому валі привода або лінійна швидкість виконавчого механізму – v , м/с .

Загальне передатне число багатоланкового зубчастого механізму з нерухомими осями коліс, коли в зачепленні перебувають n зубчастих коліс, є добуток передаточних чисел окремих його ступенів

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = (-1)^m u_{12} u_{23} u_{34} \dots u_{n-1n},$$

де m - число пар зовнішнього зачеплення.

Для транспортерів найчастіше застосовують приводи, які складаються з передачі гнучким зв'язком (пасової або ланцюгової) і редуктора, причому

пасова передача, яка краще працює при високих швидкостях, застосовується для передачі руху від двигуна до редуктора, а ланцюгова частіше від редуктора до робочого органу (рис. 1.2). Редуктори зубчасті (циліндричні та конічні) або черв'ячні можуть мати одну, дві або ж три ступені. Найбільш поширені двоступінчасті циліндричні та конічно-циліндричні редуктори, рідше черв'ячно-циліндричні та циліндрично-черв'ячні.

Зрідка у приводах застосовують триступінчасті редуктори (циліндричні та конічно-циліндричні), практично не використовують двохступінчасті черв'ячні та триступінчасті з черв'ячною парою.

Цілком прийнятна схема для навчального процесу – привод з двома передачами гнучким зв'язком (пасовою та ланцюговою) і одноступінчастим редуктором. Слід відмітити, що редуктори одного типу можуть мати також певні конструктивні особливості – роздвоєні ступені, співвісні вали, тощо.

Для зменшення розмірів найбільш габаритних передач гнучким зв'язком рекомендовано обмежити для них значення передатного числа, а передані числа швидкохідних ступенів редукторів повинні прийматися більшими за передаточні числа тихохідних ступенів.

Слід враховувати, що передатні числа зубчастих та черв'ячних передач повинні відповідати стандартам.

Вихідні дані

1. Стрічковий транспортер (рис.1.1)



Рисунок 1.1 – Загальний вид стрічкового транспортера

2. Тягова сила стрічки транспортера $F_t = 3,6 \text{ кН}$.
3. Швидкість руху стрічки $v = 1,25 \text{ м/с}$.
4. Діаметр барабану $D = 250 \text{ мм}$.

Хід виконання роботи

1. Кінематична схема приводу транспортера (рис. 1.2.)

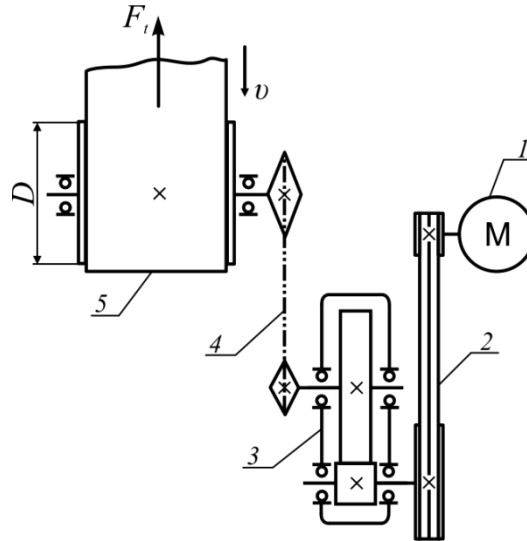


Рисунок 1.2 - Схема привода стрічкового транспортера:

1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор циліндричний одноступінчатий; 4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий транспортер.

2. Визначимо потужність на барабані:

$$P_6 = F_t v = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 1,25 = 4,5 \text{ кВт.}$$

3. Загальний к.к.д. привода конвеєра:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \eta_{\text{л}} \cdot \eta_{\text{к}}^3 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,845$$

к.к.д. окремих передач приводу (рис. 1.1.) обираємо за рекомендаціями (табл. 1 довідкові матеріали).

4. Необхідна потужність електродвигуна:

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_6}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{4,5}{0,845} = 5,3 \text{ кВт.}$$

По табл. 2 - довідкові матеріали приймаємо найближче але більше стандартне значення двигуна $P_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$

Стандартні двигуни з цією потужністю бувають з синхронною частотою обертання валу двигуна 3000, 1500, 1000, 750 об/хв

5. Параметри приводу (передатні числа):

Визначимо параметри приводу (передатні числа) для двох варіантів двигуна з частотою обертання 1445 об/хв та 965 об/хв і виберемо оптимальний.

Варіант 1: $P_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 1445 \text{ об/хв}$

Загальне передатне число привода

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6} = \frac{1445}{95,5} = 15,13$$

де
$$n_6 = \frac{60 \cdot 1000 \nu}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 250} = 95,5 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

В свою чергу передатне число приводу визначається передатними числами передач, які його утворюють

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{пас}} u_{\text{ред}} u_{\text{ланц}}$$

За рекомендаціями (табл. 2 довідкові матеріали) приймаємо попередньо середні значення передатного числа пасової та ланцюгової передачі: $u_{\text{пас}} = 2$; $u_{\text{ланц}} = 3$ (у подальшому ці значення будуть уточнені)

Тоді

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{ланц}}} = \frac{15,13}{2 \cdot 3} = 2,52$$

Приймаємо ближче стандартне значення $u_{\text{ред}} = 2,5$

Уточнюємо передатні числа пасової та ланцюгової передачі

Пасової оставляємо без змін $u_{\text{пас}} = 2$; $u_{\text{ланц}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{ред}}} = \frac{15,13}{2 \cdot 2,5} = 3,02 \approx 3$

Варіант 2: $P_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 965 \text{ об/хв}$

Загальне передатне число приводу

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6} = \frac{965}{95,5} = 10,1$$

Попередньо середні значення передатного числа пасової та ланцюгової передачі: $u_{\text{пас}} = 2$; $u_{\text{ланц}} = 3$

Тоді

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{ланц}}} = \frac{10,1}{2 \cdot 3} = 1,68$$

$u_{\text{ред}}$ виявилось меншим від мінімального значення, що рекомендується для зубчастої передачі, тому відкидаємо другий варіант і приймаємо для подальших розрахунків I варіант.

6. Потужності на валах привода

На ведучому валу пасової передачі

$$P_{\text{лн}} = P_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$$

На веденому валу пасової передачі та швидкохідному валу редуктора:

$$P_{1\text{ред}} = P_{2\text{п}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{к}} = 5,5 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 5,17 \text{ кВт};$$

На тихохідному валу редуктора:

$$P_{2\text{ред}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{к}}^2 = 5,5 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 5,01 \text{ кВт}.$$

На ведучому валу ланцюгової передачі

$$P_{1\text{ланц. п.}} = P_{2\text{ред}} = 5,01 \text{ кВт}$$

На веденому валу ланцюгової передачі

$$P_{2\text{ланц.п.}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{к}}^2 \eta_{\text{л}} = 5,5 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 = 4,77 \text{ кВт}.$$

7. Кутові швидкості валів приводу:

Ведучий вал пасової передачі

$$\omega_{1\text{п}} = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1445}{30} = 151 \text{ с}^{-1}$$

Ведений вал пасової передачі та швидкохідний вал редуктора:

$$\omega_{2\text{п}} = \omega_{1\text{ред}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{u_{\text{п}}} = \frac{151}{2} = 75,5 \text{ с}^{-1};$$

Тихохідний вал редуктора та ведучий вал ланцюгової передачі:

$$\omega_{2\text{ред}} = \omega_{1\text{л}} = \frac{\omega_{1\text{ред}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{75,5}{2,5} = 30,2 \text{ с}^{-1}.$$

Ведений вал ланцюгової передачі

$$\omega_{2\text{л}} = \frac{\omega_{2\text{ред}}}{u_{\text{л}}} = \frac{30,2}{3} = 10,1 \text{ с}^{-1}$$

8. Частоти обертання валів приводу:

Ведучий вал пасової передачі

$$n_{1\text{п}} = \omega_{\text{дв}} = 1445 \text{ об/хв}$$

Ведений вал пасової передачі та швидкохідний вал редуктора:

$$n_{2\text{п}} = n_{1\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{п}}} = \frac{1445}{2} = 722,5 \text{ об/хв};$$

Тихохідний вал редуктора та ведучий вал ланцюгової передачі:

$$n_{2\text{ред}} = n_{1\text{л}} = \frac{n_{1\text{ред}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{722,5}{2,5} = 361,2 \text{ об/хв}.$$

Ведений вал ланцюгової передачі

$$n_{2л} = \frac{n_{2ред}}{u_{л}} = \frac{361,2}{3} = 120 \text{ об/хв}$$

9. Крутні моменти на валах привода:

На ведучому валу пасової передачі

$$T_{1n} = T_{\partial\partial} = P_{\partial\partial}/n_{\partial\partial} = 9550 \cdot 5,5/1445 = 36,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

На веденому валу пасової передачі та швидкохідному валу редуктора:

$$T_{2n} = T_{1ред} = T_{1n} \cdot \eta_n \cdot u_n = 36,3 \cdot 0,95 \cdot 2 = 69 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

На тихохідному валу редуктора:

$$T_{2ред} = T_{1ред} \eta_z \eta_k^2 u_{ред} = 69 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 2,5 = 164 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

На ведучому валу ланцюгової передачі

$$T_{1л.} = T_{2ред} = 164 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

На веденому валу ланцюгової передачі

$$T_{2л.} = T_{2ред} \eta_{л.} u_{л.} = 164 \cdot 0,95 \cdot 3 = 467,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

10. Виконати аналогічний розрахунок для приводів, які вказані в завданні на курсовий проєкт.

Практичне заняття 2

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання та опанувати методику розрахунку закритих прямозубих передач

Завдання

Розрахувати закриту циліндричну прямозубу передачу кінематичні параметри якої було визначено в практичному занятті 1

Основні теоретичні відомості

Передачі, які передають крутний момент між паралельними валами називають циліндричними (рис.2.1.) Як що зубці на колесі (шестерні) паралельні осі обертання то такі передачі називаються прямозубі. Передачі, які розташовані в окремому корпусі називаються закритими.



Рисунок 2.1 - Прямозуба циліндрична передача

Проектний розрахунок таких передач виконується на витривалість по контактним напруженням, щоб запобігти втомному викривуванню робочих поверхонь зубців. На основі цього розрахунку визначаються розміри коліс і параметри зачеплення за якими в подальшому виконується перевірочний розрахунок на витривалість зубців по контактним напруженням і напруженням вигину.

При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестірни індексом «1», а до колеса індексом «2»

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (коло, яке ділить зуб на головку і ніжку) – d , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одне по одному без ковзання) – d_w , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) – d_b , діаметри кіл западин і кіл виступів відповідно d_f і d_a . Для не коригованих (нарізаних без зміщення) зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари – a . мм являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів – p_b мм. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в π разів менша за коловий крок (по ділильному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення – m_b мм, а лінійна величина, що в π разів менша за нормальний крок – m_n мм нормальним модулем.

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою m . Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано.

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця, для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса b . Слід також відмітити, що коефіцієнт b_{av} приймається по стандарту.

Вихідні дані

1. Редуктор одноступеневий циліндричний прямозубий (рис. 2.2.)
2. Крутний момент на валу шестерні $T_1 = 69 \text{ Нм}$
3. Крутний момент на валу колеса $T_2 = 164 \text{ Нм}$.
4. Частота обертання валу шестерні $n_1 = 722,5 \text{ об/хв}$
5. Частота обертання валу колеса $n_2 = 361,2 \text{ об/хв}$

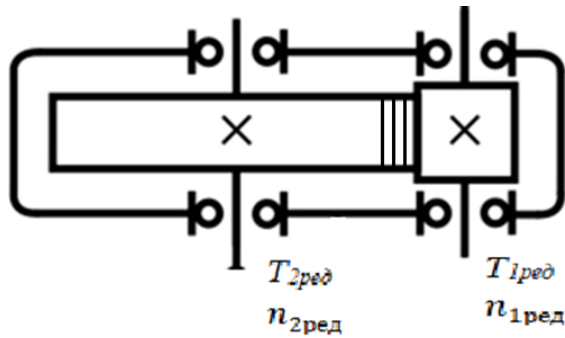


Рисунок 2.2 - Кінематична схема редуктора циліндричного прямозубого одноступеневого

6. Кутова швидкість шестерні $\omega_1 = 75,5 \text{ c}^{-1}$
7. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 30,2 \text{ c}^{-1}$
8. Передатне число $u = 2,5$.
9. Матеріал зубчатих коліс: сталь 45 з термообробкою «покращення».
10. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 12000$ год, передача нереверсивна, навантаження близьке до постійного, розташування шестерні відносно опор симетричне.

Хід виконання роботи

1. Матеріали колеса і шестерні.

По табл.3 (довідкові матеріали) приймаємо сталь 45:

для шестерні твердість $285 \text{ HB}_{1\text{cp}}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$;

для колеса твердість $248 \text{ HB}_{2\text{cp}}$, $\sigma_T = \text{МПа}$.

Для рівномірного зношування зубів і кращої їх прироблюваності твердість шестерні прямозубої передачі повинна бути на $25 \dots 50 \text{ HB}$ більша твердості колеса.

Перевірка прироблюваності зубчатих коліс:

$$\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} = 285 - 248 = 37$$

Прироблюваність зубів забезпечується.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{\text{cp}} \leq 80 \text{ мм}$, діаметр поковки шестерні $D_{\text{cp}} \leq 80 \text{ мм}$.

2. Допустимі напруження.

а) По табл.4 - довідкові матеріали приймаємо число циклів напружень N_{H0} , які відповідають межі витривалості матеріалу колеса і шестерні

$$N_{H01} = 22,5 \cdot 10^6, N_{H02} = 16,2 \cdot 10^6.$$

б) Число циклів навантаження зубів коліс N за весь строк служби:

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 30,2 \cdot 12 \cdot 10^3 = 207,6 \cdot 10^6;$$

$$N_1 = N_2 u = 207,6 \cdot 10^6 \cdot 2,5 = 519 \cdot 10^6.$$

в) Коефіцієнти довговічності:

Так як $N_2 > N_{H02}$ а $N_1 > N_{H01}$

приймаємо $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

г) По табл.5 - довідкові матеріали визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згину $[\sigma]_{F0}$ для зубів колеса і шестерні, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

$$[\sigma]_{H0} = (1,8 \cdot HB_{cp} + 67); [\sigma]_{F0} = 1,03 \cdot HB_{cp}.$$

$$[\sigma]_{H01} = (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \cdot 248 + 67) = 513 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot 248 = 255 \text{ МПа}$$

д) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}; [\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}.$$

$$[\sigma]_{H1} = 580 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{H2} = 513 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = 255 \text{ МПа}.$$

г) При умові $(HB_{1cp} - HB_{2cp}) < 70$ всі зубчаті передачі з прямими і непрямыми зубами розраховують по меншому значенню $[\sigma]_H$ із отриманих для шестерні $[\sigma]_{H1}$ та колеса $[\sigma]_{H2}$.

3. Міжосьова відстань.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнт ширини вінця колеса $\psi_a = 0,4$ по табл.6 - довідкові матеріали; коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба для прироблюваних коліс $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ (табл. 10 довідкові матеріали).

б) Визначаємо розрахункову міжосьову відстань передачі:

$$a_{\omega(p)} \geq 49,5 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}} =$$

$$= 49,5 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{164 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 2,5^2 \cdot 513^2} \cdot 1} = 109,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $a_\omega = 110$ мм (табл. 7 довідкові матеріали).

4. Попередні основні розміри колеса.

а) Ділильний діаметр:

$$d_2 = \frac{2a_\omega u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 110 \cdot 2,5}{2,5 + 1} = 157 \text{ мм.}$$

б) Ширина вінця:

$$b_2 = \psi_a a_\omega = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ мм.}$$

5. Модуль зубів передачі.

Приймаємо для прямозубої передачі допоміжний коефіцієнт $K_m = 6,8$.

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 164 \cdot 10^3}{157 \cdot 44 \cdot 255} = 1,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $m = 1,25$ мм (табл. 7 довідкові матеріали).

6. Число зубів шестерні і колеса.

а) Сумарне число зубів:

$$z_\Sigma = \frac{2a_\omega}{m} = \frac{2 \cdot 110}{1,25} = 176.$$

б) Число зубів шестерні:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} = \frac{176}{2,5 + 1} = 50.$$

в) Число зубів колеса: $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 176 - 50 = 126$.

7. Фактичне передатне число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{126}{50} = 2,52.$$

Допускається відхилення від заданого значення $\pm 4\%$.

8. Фактичні основні геометричні розміри передачі.

а) Ділильні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = mz_1 = 1,25 \cdot 50 = 62,5\text{мм},$$

$$d_2 = mz_2 = 1,25 \cdot 126 = 157,5\text{мм}.$$

б) Міжосьова відстань:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{62,5 + 157,5}{2} = 110\text{мм}.$$

в) Діаметри вершин шестерні і колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (62,5 + 2 \cdot 1,25) = 65\text{мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = (157,5 + 2 \cdot 1,25) = 160\text{мм}.$$

г) Ширина зубчатого вінця колеса і шестерні:

$$b_2 = \psi_a a_\omega = 0,4 \cdot 110 = 44\text{мм},$$

$$b_1 = b_2 + 2 = 44 + 2 = 46\text{мм}.$$

9. Позначаємо головні параметри циліндричної передачі (рис. 2.3).

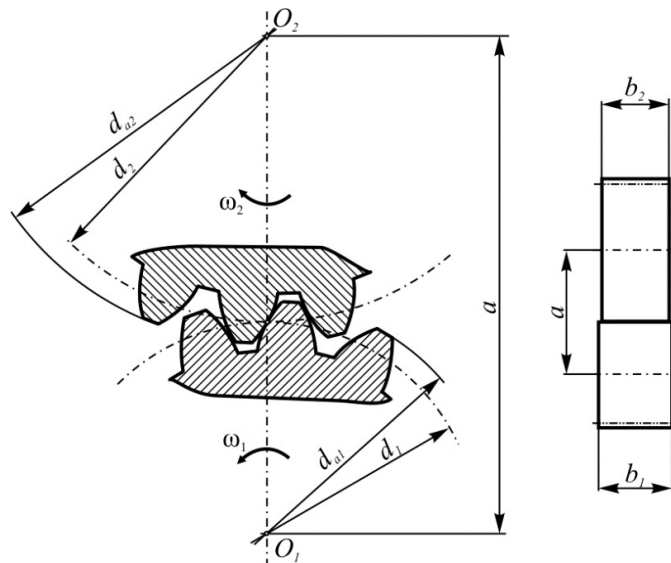


Рисунок 2.3 - Основні геометричні параметри циліндричної передачі

10. Придатність заготовок шестерні і колеса.

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 65 + 6 = 71\text{мм} < D_{\text{гр}} = 80\text{мм}.$$

б) Приймаємо монолітне колесо (без виїмок), для якого товщина перерізу заготовки:

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 = 44 + 4 = 48\text{мм} < S_{\text{гр}} = 80\text{мм}.$$

Умови придатності заготовок виконуються.

11. Колова швидкість зубчатих коліс.

$$v_2 = 0,5d_2\omega_2 = 0,5 \cdot 0,1575 \cdot 30,2 = 2,37 \text{ м/с.}$$

По табл. 8 - довідкові матеріали приймаємо 8-у степінь точності виготовлення коліс.

12. Сили в зачепленні (рис.2.4).

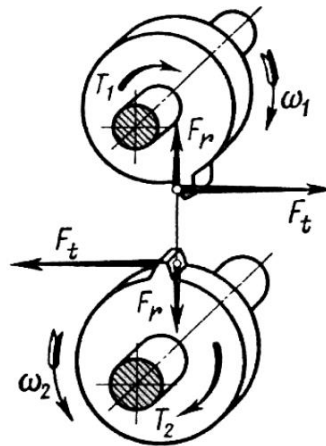


Рисунок 2.4 - Сили, що діють циліндричному прямозубому зачепленні

а) Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 164 \cdot 10^3}{157,5} = 2082 \text{ Н.}$$

б) Радіальна сила: $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega = 2082 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 757,7 \text{ Н.}$

13. Перевірка зубів колеса по контактним напруженням.

Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження $K_{Hv} = 1,2$ та $K_{Fv} = 1,4$ (табл. 10 довідкові матеріали).

Розрахункове контактне напруження:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\beta} K_{Hv}} = \\ &= 436 \sqrt{\frac{2082 \cdot (2,5 + 1)}{157,5 \cdot 44} \cdot 1 \cdot 1,2} = 489 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 513 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Допускається недовантаження передачі не більше 10% і перенавантаження до 5%. Недовантаження в нашому випадку складає 4,6%, що менше 10%.

Контактна міцність зубів забезпечується.

14. Перевірка зубів коліс по напруженням згину.

По табл.9 - довідкові матеріали приймаємо коефіцієнти форми зуба некорегованого зачеплення ($x = 0$): для $z_1 = 50$, $Y_{F1} = 3,66$; для $z_2 = 126$, $Y_{F2} = 3,62$.

Розрахункові напруження згину в основі зуба:

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 3,62 \cdot \frac{2082}{44 \cdot 1,25} \cdot 1 \cdot 1,4 = 192 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255 \text{ МПа}; \\ \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 167 \cdot \frac{3,66}{3,62} = 169 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 294 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Міцність зубів на згин забезпечується.

Практичне заняття 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ КОСОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання з розрахунку і проєктування косозубих циліндричних передач. Опанувати методику їх проєктного і перевірного розрахунку.

Завдання

За кінематичними параметрами визначеними в пз 1 розрахувати основні параметри косозубої циліндричної передачі і перевірити її на міцність.

Основні теоретичні відомості

При високих швидкостях в роботі зубчастих передач виникають значні динамічні навантаження та шум, зумовлені ударами зубів (наслідок неможливості точного виконання профілів зубів). З метою зниження динамічних навантажень у машинобудування використовують косозубі передачі (рис.3.1).



Рисунок 3.1 - Циліндрична косозуба передача

Косозубою називається передача, в якій зуби нарізані за допомогою ріжучого інструменту, площина обертання якого розташована під якимсь кутом β , що називається кутом нахилу зубів, до осі обертання зубчастого колеса.

Для зубчастих коліс з косими зубами характерною є плавність зачеплення зубів, оскільки зуб ведучого колеса входить у зачеплення з зубом веденого колеса послідовно, а не різко, як в прямозубому зачепленні.

Основним недоліком косозубих передач є наявність осьового зусилля в зачепленні, що вимагає особливого підходу до вибору опор валів передачі, а також додаткове навантаження валів, зумовлене моментом згину від осьових зусиль.

У косозубих передачах кут нахилу зубів вибирається в межах $\beta = (8...15)^\circ$ (при $\beta < 8^\circ$ практично втрачається перевага косозубого зачеплення; при $\beta > 15^\circ$ значно збільшуються осьові навантаження в зубчастому зачепленні).

Методика розрахунку косозубих передач аналогічна розрахунку прямозубих, вони виготовляються з тих же матеріалів, а їх проєктний розрахунок враховує кут нахилу зубців, а перевірочний – значне осьове зусилля, що виникає в передачі.

Вихідні дані

1. Редуктор, що складається з циліндричної косозубої передачі (рис. 3.2)

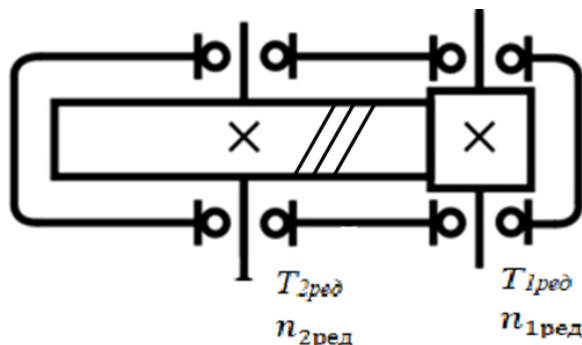


Рисунок 3.2. - Кінематична схема циліндричного косозубого одноступеневого редуктора

2. Крутний момент на валу шестерні $T_1 = 69 \text{ Нм}$
3. Крутний момент на валу колеса $T_2 = 164 \text{ Нм}$.
4. Частота обертання валу шестерні $n_1 = 722,5 \text{ об/хв}$
5. Частота обертання валу колеса $n_2 = 361,2 \text{ об/хв}$
6. Кутова швидкість шестерні $\omega_1 = 75,5 \text{ с}^{-1}$
7. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 30,2 \text{ с}^{-1}$
8. Передатне число $u = 2,5$.

9. Матеріал зубчатих коліс: сталь 40ХН з термообробкою покращення для обох коліс та додатково із наскрізним загартуванням поверхні зубів шестерні.

10. Умови роботи: ресурс передачі $L_H = 12000$ год, передача нереверсивна, навантаження близьке до постійного, розташування шестерні відносно опор симетричне.

Хід виконання роботи

1. Матеріали колеса і шестерні.

По табл.3 - довідкові матеріали приймаємо:

для колеса твердість зубів 285 HB_{2cp} , $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

для шестерні твердість поверхні зубів $50,5 \text{ HRC}_{elcp}$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$;

Твердість матеріалу шестерні приймають якомога вищою, оскільки із підвищенням твердості підвищується й контактна міцність косозубої передачі. Для цього шестерню піддають азотуванню, цементації чи поверхневому загартуванню.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{cp} \leq 125 \text{ мм}$, діаметр поковки шестерні $D_{cp} \leq 200 \text{ мм}$.

2. Допустимі напруження.

а) Для передач з великим ресурсом приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

б) По табл.5 - довідкові матеріали визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згину $[\sigma]_{F0}$, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

для колеса:

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \cdot \text{HB}_{cp} + 67) = (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot \text{HB}_{cp} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа}.$$

для шестерні:

$$[\sigma]_{H01} = (14 \cdot \text{HRC}_{ecp} + 170) = (14 \cdot 50,5 + 170) = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F01} = 310 \text{ МПа}.$$

в) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$\begin{aligned} [\sigma]_H &= K_{HL}[\sigma]_{H0}; [\sigma]_F = K_{FL}[\sigma]_{F0}. \\ [\sigma]_{H1} &= 877 \text{ МПа}; [\sigma]_{H2} = 580 \text{ МПа}; \\ [\sigma]_{F1} &= 310 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

г) Зубчаті передачі з непрямыми зубами у випадку $(\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}}) \geq 70$ і $\text{HB}_{2\text{cp}} < 350$ НВ розраховують по середньому допустимому контактному напруженню:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (877 + 580) = 656 \text{ МПа}.$$

При цьому умова $[\sigma]_H < 1,23 \cdot [\sigma]_{H2}$ виконується.

3. Міжосьова відстань.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнт ширини вінця колеса $\psi_a = 0,4$ (табл. 6 довідкові матеріали); коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба для прироблюваних коліс $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ по табл. 10 - довідкові матеріали.

б) Визначаємо розрахункову міжосьову відстань передачі:

$$\begin{aligned} a_{\omega(p)} &\geq 43 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}} = \\ &= 43 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{164 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 2,5^2 \cdot 513^2} \cdot 1} = 95 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Приймаємо стандартне значення $a_{\omega} = 100$ мм (табл. 7 довідкові матеріали).

4. Попередні основні розміри колеса.

а) Дільний діаметр:

$$d_2 = \frac{2a_{\omega}u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 2,5}{2,5 + 1} = 143 \text{ мм}.$$

б) Ширина вінця: $b_2 = \psi_a a_{\omega} = 0,4 \cdot 100 = 40$ мм.

5. Модуль зубів передачі.

Приймаємо для косозубої передачі допоміжний коефіцієнт $K_m = 5,8$.

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 164 \cdot 10^3}{143 \cdot 40 \cdot 294} = 1,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $m = 1,25$ мм (табл. 7 довідкові матеріали)

6. Кут нахилу і число зубів коліс.

а) Мінімальний кут нахилу зубів:

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 1,25}{40} = 6,3^\circ$$

б) Сумарне число зубів:

$$z_\Sigma = \frac{2a_\omega \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 6,3^\circ}{1,25} = 159$$

в) Число зубів шестерні: $z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{159}{2,5+1} = 45$

г) Число зубів колеса: $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 159 - 45 = 114$.

д) Фактичний кут нахилу зубів:

$$\cos \beta = \frac{m z_\Sigma}{2a_\omega} = \frac{1,25 \cdot 159}{2 \cdot 100} = 0,994; \quad \beta = 6,8^\circ.$$

7. Фактичне передавальне число:

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{114}{45} = 2,53.$$

8. Фактичні основні геометричні розміри передачі.

а) Ділильні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 45}{0,983333} = 56,25 \text{ мм,}$$

$$d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 114}{0,994} = 143,36 \text{ мм.}$$

б) Міжосьова відстань:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{56,25 + 143,36}{2} = 99,8 \text{ мм.}$$

в) Діаметри вершин шестерні і колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (56,25 + 2 \cdot 1,25) = 58,75 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = (143,36 + 2 \cdot 1,25) = 145,86 \text{ мм.}$$

г) Ширина зубчатого вінця колеса і шестерні:

$$b_2 = \psi_a a_\omega = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм},$$

$$b_1 = b_2 + 4 = 40 + 4 = 44 \text{ мм}.$$

9. Придатність заготовок шестерні і колеса.

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 58,75 + 6 = 64,75 \text{ мм} < D_{\text{гр}} = 200 \text{ мм}.$$

б) Приймаємо колесо з виїмками, для якого товщина перерізу заготовки:

$$S_{\text{заг}} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ мм} < S_{\text{гр}} = 125 \text{ мм}.$$

Умови придатності заготовок виконуються.

10. Колова швидкість зубчатих коліс.

$$v_2 = 0,5d_2\omega_2 = 0,5 \cdot 0,14336 \cdot 30,2 = 2,16 \text{ м/с}.$$

По табл. 8 - довідкові матеріали приймаємо 8-у степінь точності виготовлення коліс.

11. Сили в зачепленні (рис. 3.3).

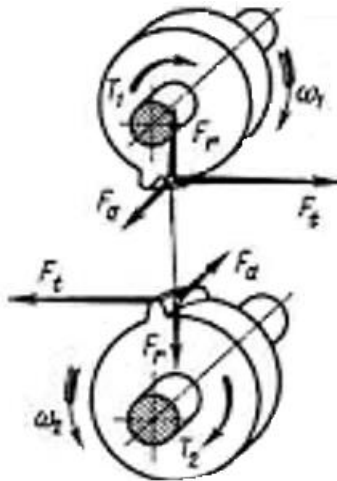


Рисунок 3.3 - Схема сил діючих в циліндричній косозубій передачі

а) Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 164 \cdot 10^3}{143,36} = 2288 \text{ Н}$$

б) Радіальна сила:

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta} = \frac{2288 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{0,994} = 837 \text{ Н}$$

в) Осьова сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2288 \cdot \operatorname{tg} 6,8^\circ = 273 \text{ Н}.$$

12. Перевірка зубів колеса по контактним напруженням.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнти динамічного навантаження $K_{Hv} = 1,06$ та $K_{Fv} = 1,2$ (табл. 10 довідкові матеріали); коефіцієнти розподілення навантаження між зубами $K_{H\alpha} = 1,09$ та $K_{F\alpha} = 0,91$.

б) Розрахункове контактне напруження:

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 376 \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} = \\ &= 436 \sqrt{\frac{2288 \cdot (2,53 + 1)}{143,36 \cdot 40} \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 1,06} = 556 \text{ МПа} < [\sigma]_H.\end{aligned}$$

Недовантаження складає 2%, що менше 10%.

Контактна міцність зубів забезпечується.

13. Перевірка зубів коліс по напруженням згину.

а) Еквівалентні числа зубів шестерні і колеса:

$$\begin{aligned}z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{45}{0,9943^3} = 46; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{114}{0,9943^3} = 116.\end{aligned}$$

б) По табл. 9 - довідкові матеріали приймаємо коефіцієнти форми зуба некорегованого зачеплення ($x = 0$): для $z_1 = 45$, $Y_{F1} = 3,66$; для $z_2 = 114$, $Y_{F2} = 3,61$.

в) Коефіцієнт нахилу зуба:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{6,8^\circ}{140^\circ} = 0,95.$$

г) Розрахункові напруження згину в основі зуба:

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 3,61 \cdot 0,95 \cdot \frac{2288}{40 \cdot 1,25} \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 1,2 = 171 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа}; \\ \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 171 \cdot \frac{3,66}{3,61} = 174 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 310 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Міцність зубів на згин забезпечується.

Практичне заняття 4

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання з розрахунку і проєктування конічних передач. Опанувати методику їх проєктного і перевірконого розрахунку.

Завдання

За кінематичними параметрами визначеними в пз 1 розрахувати основні параметри конічної передачі і перевірити її на міцність.

Основні теоретичні відомості

Конічні передачі — це механічні передачі, в яких передача руху здійснюється між валами, осі яких перетинаються під певним кутом (зазвичай під прямим) (рис. 4.1.)



Рисунок 4.1 - Загальний вигляд конічної передачі

Основні характеристики конічних передач:

- форма зубчатих коліс - конічні зубчасті колеса мають форму зрізаного конуса, зубці розташовані по поверхні конуса і сходяться до вершини, де перетинаються осі валів.
- призначення - передають обертальний рух між валами, осі яких перетинаються. Найчастіше застосовуються для зміни напрямку обертання під прямим кутом (90°).
- типи конічних передач - прямозубі (зуби розташовані радіально): прості у виготовленні, але менш ефективні через високий рівень шуму і зношення, косозубі (зуби розташовані під кутом): забезпечують більш плавний

і тихіший хід, спіральнозубі: найпоширеніші завдяки високій ефективності, міцності та безшумності.

Основні параметри. Основні параметри конічних передач визначають їх геометрію, якість зачеплення та робочі характеристики:

- Кут між валами (δ) - це кут, під яким перетинаються осі ведучого та веденого валів, зазвичай дорівнює 90° , але може бути будь-яким (наприклад, 45° або 60°).
- Модуль (m) - визначає розмір зубців передачі. Модуль однаковий для обох коліс у парі.
- Кількість зубців (z) - залежить від передавального числа. Зубці мають бути правильно профільовані для забезпечення плавного зачеплення.
- Передатне число (u) - визначає зміну швидкості обертання та моменту.
- Початковий конусний кут (δ_1, δ_2) - кут між віссю колеса та поверхнею початкового конуса.
- Початковий діаметр (d_o) - діаметр кола, на якому відбувається передача руху.
- Діаметр вершин зубців (d_a) - зовнішній діаметр зубців.
- Діаметр западин (d_f) - діаметр западин зубців.
- Ширина вінця (b) - довжина зубців вздовж твірної конуса. Має бути достатньою для рівномірного розподілу навантаження.
- Коефіцієнт перекриття (ε) - визначає плавність зачеплення. Чим вищий коефіцієнт, тим менший рівень шуму і плавніше передача руху.
- Кут нахилу зубців (β). Для прямозубих коліс цей кут дорівнює 0° . Для косозубих коліс залежить від конструкції та забезпечує плавніше зачеплення.
- Матеріал зубчастих коліс - сталь, чавун або бронза для зубчастих коліс, залежно від умов роботи та навантаження.
- Коефіцієнт корисної дії (ККД): залежить від типу передачі (прямозуба, косозуба тощо).

Конічні передачі перевіряються на міцність для забезпечення надійності роботи механізму під навантаженням. Основні етапи перевірконого розрахунку:

- Перевірка зубців на контактну міцність (зносостійкість).
- Перевірка зубців на згинальну міцність. Розрахунок навантажень - визначають окружне, радіальне та осьове зусилля, які діють на зубці передачі.
- Перевірка матеріалу зубчастих коліс - порівнюють розрахункові напруження з допустимими значеннями для матеріалу зубців.
- Врахування коефіцієнтів безпеки - застосовують запас міцності для збільшення надійності передачі.

Результати розрахунків визначають, чи придатна передача для заданих умов роботи, і допомагають скоригувати її параметри.

Вихідні дані

1. Кінематична схема конічного редуктора (рис. 4.2)

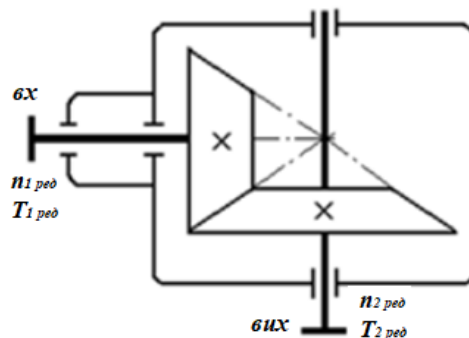


Рисунок 4.2 – Кінематична схема конічного редуктора

2. Крутний момент на валу колеса $T_2 = 262 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
3. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 30,2 \text{ рад/с}$.
4. Передатне число $u = 4$.
5. Матеріал зубчастих коліс: сталь 40ХН з термообробкою покращення та наступним контурним загартуванням поверхні зубів обох коліс.
6. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 20000 \text{ год}$, передача нереверсивна, навантаження близьке до постійного, розташування шестерні відносно опор консольне (опори - роликopідшипники).

Хід виконання роботи.

1. Матеріали колеса і шестерні.

По табл. 3 - довідкові матеріали приймаємо для колеса і шестерні сталь 40Х, твердість поверхні зубів $50 \text{ HRC}_{\text{ср}} \approx 500 \text{ HB}_{\text{ср}}$.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{\text{зр}} \leq 125 \text{ мм}$, діаметр поковки шестерні $D_{\text{зр}} \leq 200 \text{ мм}$.

2. Допустимі напруження.

а) Для передач з великим ресурсом приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

б) По табл.5 - довідкові матеріали визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згину $[\sigma]_{F0}$, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

$$[\sigma]_{H0} = (14 \cdot \text{HRC}_{\text{ср}} + 170) = (14 \cdot 50 + 170) = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F0} = 370 \text{ МПа}.$$

в) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$[\sigma]_H = K_{HL}[\sigma]_{H0}; \quad [\sigma]_F = K_{FL}[\sigma]_{F0}.$$

$$[\sigma]_H = 877 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_F = 370 \text{ МПа};$$

3. Зовнішній ділительний діаметр колеса.

а) Передача неприроблювана, оскільки зуби шестерні і колеса мають твердість $H > 350 \text{ HB}$.

Коефіцієнт ширини зубчатого вінця:

$$\psi_d = 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{4^2 + 1} = 0,68$$

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба $K_{H\beta} = 1,45$ (табл. 11 довідкові матеріали) $K_{F\beta} = 1,71$ (табл. 12 довідкові матеріали).

Коефіцієнти вигляду конічних коліс $\theta_H = 1,3$ та $\theta_F = 1$ (табл.13 довідкові матеріали)

б) Визначаємо зовнішній ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2(p)} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\theta_H [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = 165 \sqrt[3]{\frac{262 \cdot 10^3 \cdot 4}{1,3 \cdot 877^2} \cdot 1,45} = 189 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення $d_{e2} = 190$ мм (табл. 14 довідкові матеріали).

Приймаємо кут нахилу кругового зуба в середині зубчатого вінця $\beta = 35^\circ$ ($\cos \beta = 0,82$).

4. Ширина зубчатого вінця шестерні і колеса:

$$b = \frac{0,857 \psi_d d_{e2}}{u} = \frac{0,857 \cdot 0,68 \cdot 190}{4} = 27,7 \text{ мм}$$

5. Зовнішній круговий модуль:

$$m_{te} \geq \frac{14 T_2}{\theta_F d_{e2} b \sigma_F} K_{H\beta} = \frac{14 \cdot 262 \cdot 10^3}{1 \cdot 190 \cdot 27,7 \cdot 370} 1,45 = 2,73 \text{ мм}$$

6. Число зубів колеса і шестерні:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}} = \frac{190}{2,73} = 70; \quad z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{70}{4} = 17;$$

7. Фактичне передатне число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{17} = 4,12$$

8. Кути ділительних конусів шестерні і колеса:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u_\phi} = \frac{1}{4,12} = 0,242$$

$$\delta_1 = 13,6^\circ; \quad \delta_2 = 90^\circ - 13,6^\circ = 76,4^\circ$$

$$\cos \delta_1 = \cos 13,6^\circ = 0,97; \quad \cos \delta_2 = \cos 76,4^\circ = 0,235$$

$$\sin \delta_1 = \sin 13,6^\circ = 0,235; \quad \sin \delta_2 = \sin 76,4^\circ = 0,97$$

По табл.15 - довідкові матеріали коефіцієнти зміщення ріжучого інструменту: для шестерні $x_{n1} = 0,25$; $x_{n2} = -0,25$.

9. Геометричні розміри передачі:

а) Зовнішній ділительний діаметр шестерні і колеса:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 2,73 \cdot 17 = 46,4 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 2,73 \cdot 70 = 191 \text{ мм}$$

б) Середній ділительний діаметр колеса:

$$d_2 = 0,875d_{e2} = 0,875 \cdot 191 = 167 \text{ мм}$$

в) Зовнішній діаметр вершин зубів шестерні і колеса:

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 1,64 \cdot (1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1 = \\ &= 46,4 + 1,64 \cdot (1 + 0,25)2,73 \cdot 0,97 = 51,8 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{ae2} &= d_{e2} + 1,64 \cdot (1 - x_{n1})m_{te} \cos \delta_2 = \\ &= 191 + 1,64 \cdot (1 - 0,25)2,73 \cdot 0,235 = 192 \text{ мм} \end{aligned}$$

г) Зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1 = 46,4 - 2,4 \cdot 2,73 \cdot 0,97 = 40 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2 = 191 - 2,4 \cdot 2,73 \cdot 0,235 = 189,5 \text{ мм};$$

д) Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,73 \cdot \sqrt{17^2 + 70^2} = 98,3 \text{ мм}$$

е) Придатність розміру ширини зубчатого вінця b за умовою:

$$b = 27,7 \leq 0,285R_e = 0,285 \cdot 98,3 = 28 \text{ мм}$$

Умова виконується.

10. Позначаємо головні параметри конічної передачі. (рис.4.3)

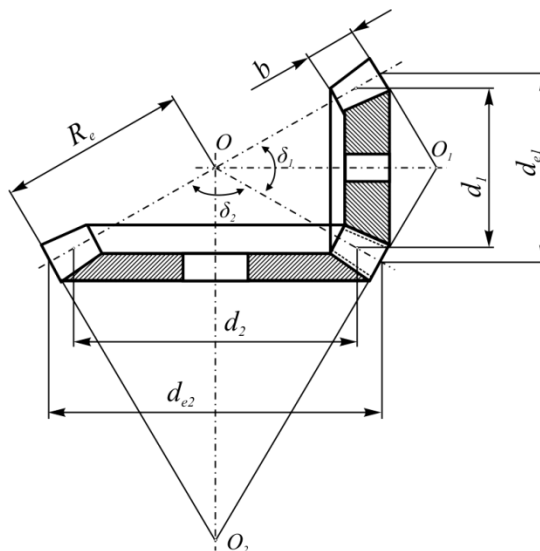


Рисунок 4.3 - Головні параметри конічної передачі.

11. Придатність заготовок шестерні і колеса:

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 51,8 + 6 = 57,8 \text{ мм} < D_{гр} = 200 \text{ мм}$$

б) Товщина розрізу заготовки колеса:

$$S_{\text{заг}} = 8m_{te} = 8 \cdot 2,73 = 22 \text{ мм} < S_{\text{заг}} = 125 \text{ мм}$$

Умови придатності заготовок виконуються.

12. Середня кругова швидкість коліс:

$$v = 0,5\omega_2 d_2 = 0,5 \cdot 30,2 \cdot 0,168 = 2,54 \text{ м/с}$$

По табл. 8 - довідкові матеріали приймаємо 9-у степінь точності передачі.

13. Сили в зачепленні (рис. 4.4).

а) Колова сила на колесі і шестерні:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 262 \cdot 10^3}{168} = 3119 \text{ Н}$$

б) Радіальна сила на шестерні і осьова на колесі:

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= F_t(0,44\cos\delta_1 - 0,7\sin\delta_1) = \\ &= 3119(0,44 \cdot 0,97 - 0,7 \cdot 0,24) = 807 \text{ Н} \end{aligned}$$

в) Осьова сила на шестерні і радіальна на колесі:

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{r2} &= F_t(0,44\sin\delta_1 + 0,7\cos\delta_1) = \\ &= 3119(0,44 \cdot 0,24 + 0,7 \cdot 0,97) = 2447 \text{ Н} \end{aligned}$$

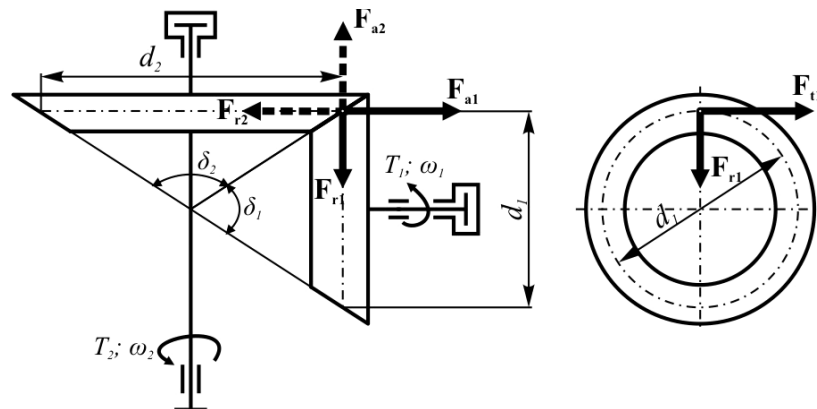


Рисунок 4.4 - Сили в зачепленні конічної передачі.

14. Перевірка зубів по контактним напруженням.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнти динамічного навантаження $K_{Hv} = 1,05$ та $K_{Fv} = 1,1$ (табл. 10 довідкові матеріали).

б) Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\theta_H d_{e2} b} K_{H\beta} K_{Hv}} = 470 \sqrt{\frac{3119 \sqrt{4^2 + 1}}{1,3 \cdot 191 \cdot 27,7}} 1,45 \cdot 1,05 =$$

$$= 793 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 877 \text{ МПа}$$

Недовантаження складає 9%, що менше 10%.

Контактна міцність зубів забезпечується.

15. Перевірка зубів по напруженням згину.

а) Еквівалентні числа зубів шестерні і колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta} = \frac{17}{0,97 \cdot 0,82^3} = 31,8$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta} = \frac{70}{0,235 \cdot 0,82^3} = 540$$

б) По табл. 9 - довідкові матеріали приймаємо коефіцієнти форми зуба:
для шестерні $Y_{F1} = 3,78$ при $x_{n1} = +0,25$ і $z_{v1} = 31,8$; для шестерні $Y_{F2} = 3,63$ при $x_{n2} = -0,25$ і $z_{v2} = 540$.

в) Розрахункові напруження згину в основі зубів:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{\theta_F b m_{te}} K_{F\beta} K_{Fv} = 3,63 \frac{3119}{1 \cdot 27,7 \cdot 2,73} 1,3 \cdot 1,1 =$$

$$= 214 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 370 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 214 \frac{3,78}{3,63} = 223 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 370 \text{ МПа}$$

Міцність зубів на згин забезпечується.

Практичне заняття 5

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання з розрахунку і проєктування черв'ячних передач. Опанувати методику їх проєктного і перевірного розрахунку.

Завдання

За кінематичними параметрами визначеними в пз 1 розрахувати основні параметри черв'ячної передачі і перевірити її на міцність.

Основні теоретичні відомості

Черв'ячні передачі — це механічні передачі, які використовуються для передавання руху між перехресними валами (зазвичай під кутом 90°) за допомогою черв'яка (гвинтоподібного елемента) і черв'ячного колеса (рис. 5.1).

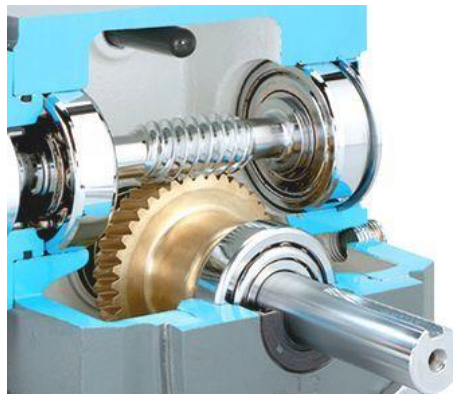


Рисунок 5.1 - Черв'ячна передача загальний вигляд

Будова черв'ячної передачі. Черв'як — це гвинт із витками, що виконує роль ведучого елемента, черв'ячне колесо — зубчасте колесо, зуби якого входять у зачеплення з витками черв'яка.

Призначення черв'ячних передач. Використовуються для передачі обертального руху між валами, розташованими під кутом (зазвичай 90°), значного зменшення швидкості обертання (високе передавальне число)

Основні параметри черв'ячної передачі:

- Передатне число (u) - відношення кількості зубів черв'ячного колеса до кількості витків черв'яка.

– Кут підйому витків черв'яка (γ) - впливає на плавність і ефективність передачі.

– Модуль (m): - визначає розмір зубів черв'ячного колеса.

– Коефіцієнт корисної дії (ККД) - може варіюватися від 0,4 до 0,85 залежно від типу передачі.

Переваги черв'ячних передач:

Велике передавальне число при компактних розмірах.

Самогальмування - можливість утримувати ведений вал нерухомим без додаткових механізмів.

– Безшумність і плавність роботи.

– Недоліки черв'ячних передач:

– Низький ККД через значні втрати енергії на тертя.

– Складність у виготовленні черв'яка і черв'ячного колеса.

– Швидке нагрівання і зношування через високий тиск у зоні зачеплення.

Матеріали черв'ячних передач. Черв'як зазвичай виготовляють із сталі, а черв'ячне колесо — з бронзи, чавуну або полімерів для зменшення тертя.

Типи черв'яків. Циліндричні - найбільш поширені. Глобоїдальні - забезпечують краще зчеплення і довговічність.

Сфери застосування. Підйомники та ліфти. Металорізальні верстати. Транспортні системи. Приводи в годинниках та інших точних механізмах.

Перевірочний розрахунок черв'ячної передачі виконується для оцінки її працездатності, надійності та відповідності заданим умовам роботи.

Основні параметри, які враховуються в розрахунках: міцність, контактні напруження, нагрівання, втрати на тертя та ККД.

Вихідні дані

1. Редуктор, що складається з черв'ячної передачі (рис. 5.2)
2. Крутний момент на валу колеса $T_2 = 467,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
3. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 10,1 \text{ с}^{-1}$.
4. Передатне число $u = 15,13$.

5. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 15000$ год, передача реверсивна, навантаження близьке до постійного.

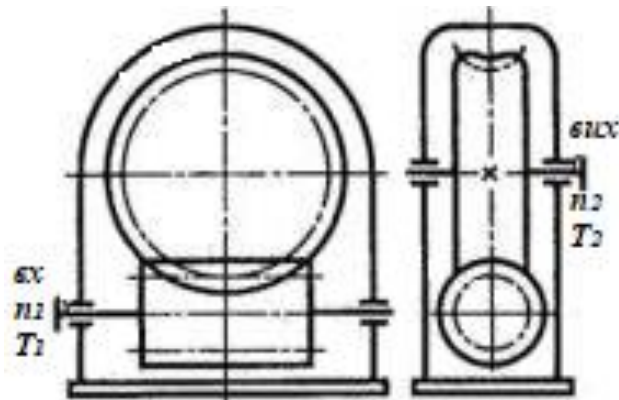


Рисунок 5.2 - Кінематична схема черв'ячного редуктора

Хід виконання роботи

1. Матеріали вінця черв'ячного колеса і черв'яка.

Прийmemo ближче стандартне значення передавального числа черв'ячного редуктора $u = 16$.

Визначаємо швидкість ковзання в зачепленні:

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 10,1 \cdot 16}{10^3} \sqrt[3]{467,4} = 5,4 \text{ м/с}$$

По табл. 16 - довідкові матеріали приймаємо для вінця черв'ячного колеса бронзу БрО10Ф1 (відливка в кокіль) з $\sigma_m = 195$ МПа, $\sigma_\sigma = 245$ МПа.

По табл. 3 - довідкові матеріали для черв'яка приймаємо сталь 40Х з термообробкою: покращення заготовки до твердості 269...302 НВ і загартування с.в.ч. до твердості поверхні витків 45...50 HRC_c. Витки шліфують і полірують, так як вибрана бронза має понижені протизадирні властивості.

2. Допустимі напруження для матеріалу вінця колеса.

а) Допустиме контактне напруження (табл. 16):

$$[\sigma_H]_2 = 195 C_v = 195 \cdot 0,95 = 185,2 \text{ МПа}$$

де C_v – коефіцієнт зношування зубів черв'ячного колеса, з табл. 17 - довідкові матеріали $C_v = 0,95$

б) Число циклів навантаження зубів черв'ячного колеса:

$$N = 573 \cdot \omega_2 L_h = 573 \cdot 10,1 \cdot 15000 = 86,8 \cdot 10^3$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{86,8 \cdot 10^6}} = 0,61$$

Допустиме напруження згину (табл. 18 довідкові матеріали)

$$[\sigma]_F = 0,16\sigma_B K_{FL} = 0,16 \cdot 245 \cdot 0,61 = 23,9 \text{ МПа}$$

3. Міжосьова відстань передачі.

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{467,4 \cdot 10^3}{185,2^2}} = 145 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення $a_w = 150$ мм (табл. 7 довідкові матеріали)

4. Число витків черв'яка z_1 і число зубів колеса z_2 .

Число витків черв'яка z_1 залежить від передавального числа u (табл. 19 довідкові матеріали).

При $u = 16$ приймаємо $z_1 = 2$.

Тоді $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 16 = 32$. Приймаємо $z_2 = 32 > z_{2min} = 28$.

5. Модуль зачеплення.

$$m = \frac{(1,5 \dots 1,7)a_w}{z_2} = \frac{(1,5 \dots 1,7) \cdot 150}{32} = 7,03 \dots 7,96 \text{ мм}$$

Приймаємо ближче більше стандартне значення $m = 8$ мм (табл. 20 довідкові матеріали).

6. Коефіцієнт діаметра черв'яка q .

$$q \geq 0,212z_2 = 0,212 \cdot 32 = 6,78$$

Приймаємо стандартне значення $q = 7,1$ (табл. 20 довідкові матеріали).

7. Коефіцієнт зміщення інструмента.

$$x = \left(\frac{a_w}{m}\right) - 0,5(q + z_2) = \left(\frac{150}{8}\right) - 0,5(7,1 + 32) = -0,8$$

що не перевищує граничне значення $x = \pm 1$.

8. Фактичне передатне число.

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{2} = 16$$

Відхилення u_ϕ від заданого значення становить $0 \% < 4 \%$, що допустимо.

Остаточно маємо наступні параметри передачі:

$$a_w = 150 \text{ мм}; m = 8 \text{ мм}; z_1 = 2; z_2 = 32; q = 7,1; u_\phi = 16; x = -0,8.$$

9. Основні геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.

а) Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = qm = 7,1 \cdot 8 = 56,8 \text{ мм}$$

Діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 56,8 + 2 \cdot 8 = 72,8 \text{ мм}$$

Діаметр впадин витків:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 56,8 - 2,4 \cdot 8$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq m(11 + 0,06z_2) = 8 \cdot (11 + 0,06 \cdot 32) = 103,4 \text{ мм}$$

По технологічних причинах для шліфованого черв'яка отриману довжину збільшуємо на $3m$ і приймаємо $b_1 = 130 \text{ мм}$.

Ділильний кут підйому лінії витка:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{7,1} = 0,281; \quad \psi = 15,7^\circ$$

б) Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм}$$

Діаметр вершин зубів:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 256 + 2 \cdot 8 \cdot (1 + (-0,8)) = 259 \text{ мм}$$

Найбільший діаметр колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 259 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 271 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 150 = 53,2 \text{ мм}$$

10. Позначаємо головні параметри черв'ячної передачі (рис. 5.3).

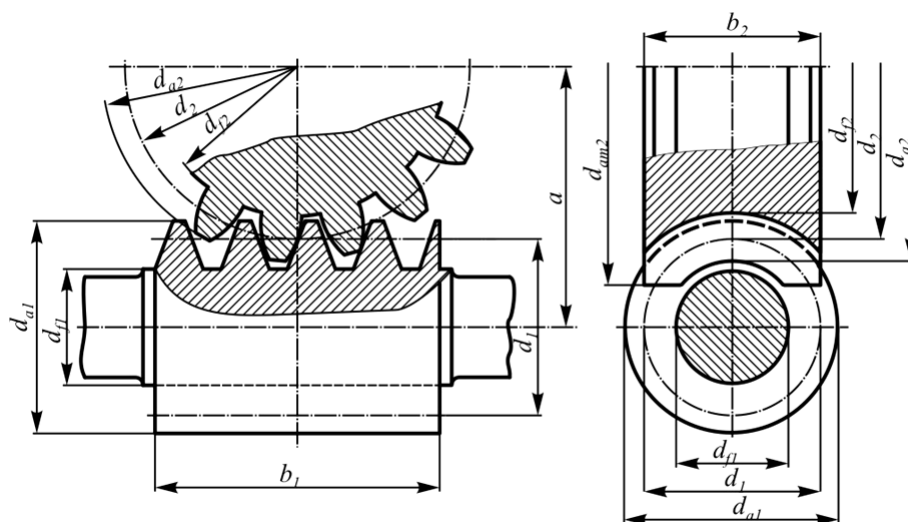


Рисунок 5.3 - Основні геометричні параметри черв'ячної передачі

11. Фактична швидкість ковзання.

$$v_s = \frac{u_{\phi} \omega_2 d_1}{2 \cos \psi} = \frac{16 \cdot 10,1 \cdot 0,0568}{2 \cdot \cos 15,7} = 4,7 \text{ м/с}$$

12. К.к.д. передачі.

По табл. 21 при $v_s = 4,7$ м/с приймаємо $\varphi' = 1^\circ 20'$.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 15,7}{\operatorname{tg}(15,7 + 1,33)} = \frac{0,28}{0,306} = 0,91$$

13. Сили в черв'ячному зачепленні (рис.5.4).

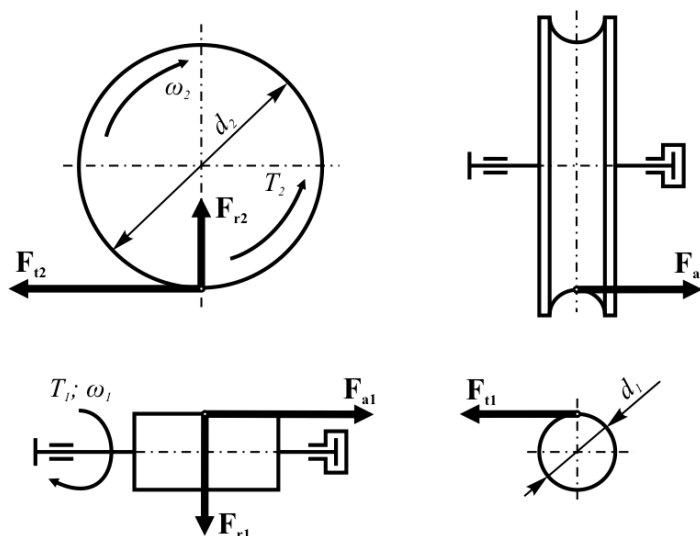


Рисунок 5.4 - Сили в черв'ячному зачепленні.

а) Колова сила на колесі та осьова на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 467,4 \cdot 10^3}{256} = 3651 \text{ Н}$$

б) Колова сила на черв'яку та осьова на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta} = \frac{3651 \cdot 2}{7,1 \cdot 0,91} = 1130 \text{ Н}$$

в) Радіальна сила на черв'яку та колесі (при куті профілю витка в осьовому перерізі $\alpha = 20^\circ$):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3651 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1329 \text{ Н}$$

14. Колова швидкість колеса:

$$v_2 = 0,5 \omega_2 d_2 = 0,5 \cdot 10,1 \cdot 0,256 = 1,34 \text{ м/с}$$

15. Перевірка зубів колеса по контактним напруженням.

а) Приймаємо коефіцієнт навантаження $K = K_\beta K_v = 1$, так як $v_2 < 3 \text{ м/с}$.

б) Розрахункове контактне напруження в зачепленні:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2} K} = 340 \sqrt{\frac{3651}{56,8 \cdot 256} \cdot 1} = 170 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 185,2 \text{ МПа}$$

Недовантаження передачі $9\% < 15\%$, що допускається

Контактна міцність зубів забезпечується.

16. Перевірка зубів колеса по напруженнях згину.

а) Еквівалентне число зубів колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi} = \frac{32}{\cos^3 15,7} = 35$$

б) Приймаємо по табл. 22 - довідкові матеріали коефіцієнт форми зуба $Y_{F2} = 1,64$.

в) Розрахункове напруження згину в основі зуба:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K}{b_2 m} = 0,7 \cdot 1,64 \frac{3651 \cdot 1}{53,2 \cdot 8} = 9,8 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 23,9 \text{ МПа}$$

Міцність зубів на згин забезпечується.

17. Орієнтовна площа поверхні корпуса:

$$A \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,15^2 = 0,45 \text{ м}^2$$

18. Потужність на черв'яку:

$$P_1 = \frac{T_2 \omega_2}{\eta} = \frac{467,4 \cdot 10,1}{0,91} = 5,2 \text{ кВт.}$$

19. Температура масла в корпусі черв'ячного редуктора:

$$t_m = t_o + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A} = 20 + \frac{(1 - 0,91) \cdot 5,2 \cdot 10^3}{17 \cdot 0,45} = 81^\circ\text{C} < [t]_m = 95^\circ\text{C}.$$

де $t_o = 20^\circ\text{C}$ – температура (середня) середовища, в якому працює редуктор

$K = (9 \dots 17) \text{Вт}/(\text{м}^2\text{C}^\circ)$ – коефіцієнт теплопередачі

Робота черв'ячного редуктора без перегріву забезпечується

Практичне заняття 6
РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ
ЗУБЧАСТИХ (ЧЕРВ'ЯЧНИХ) ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

Мета заняття

Навчитися самостійно визначати типи зубчастих передач, що утворюють редуктор, виконувати їх проєктний та перевірочний розрахунок, робити висновки про придатність передач.

Завдання

Розрахувати зубчасті передачі, що утворюють редуктор: обрати матеріал і термообробку, визначити геометричні параметри, перевірити на міцність.

Основні теоретичні відомості

При виконанні частини курсового проєкту з розрахунку зубчастих передач враховуються основні принципи проєктування, розрахунку на міцність та перевірки функціональності передач.

Зубчасті передачі забезпечують передачу крутного моменту між валами з заданим передатним числом, коефіцієнтом корисної дії (ККД) та надійністю. В залежності від завдання на курсовий проєкт вибирають тип передачі: циліндрична (прямо- або косозуба), конічна або черв'ячна – для великих передатних чисел, але з низьким ККД.

Під час проєктного розрахунку зубчастої (черв'ячної) передачі обирають матеріал коліс, назначають допустимі напруження матеріалу, визначають їх геометричні параметри. Вибір матеріалу базується на міцності, жорсткості та експлуатаційних умовах.

Перевірочний розрахунок зубчастих коліс на міцність і вигин є одним із ключових етапів інженерного аналізу при проєктуванні зубчастих передач, його мета — перевірити, чи витримує зубчасте колесо розрахункові навантаження без перевищення допустимих напружень і чи забезпечується достатній ресурс роботи.

Під час перевірного розрахунку зубчастої (черв'ячної) передачі виконують **розрахунок**:

– на міцність поверхні зубців (контактна міцність) - це перевірка міцності поверхонь зубців, які знаходяться в контакті під час передачі моменту. Контактні напруження виникають через стискання і ковзання зубців під час роботи.

– на вигин зубців (вигинна міцність). При роботі зубці піддаються не тільки стисканню, а й згинальному моменту. У місці основи зубця виникають найбільші напруження вигину.

– на нагрівання та знос. Для черв'ячних передач та високошвидкісних передач перевіряють температуру поверхонь тертя, оцінюючи тепловиділення через мастило. Знос зубців враховують при виборі матеріалу та твердості поверхонь.

Правильно виконані розрахунки передач у курсовому проєкті допоможуть спроектувати зубчасту передачу, яка відповідатиме заданим параметрам міцності, довговічності та економічності.

Вихідні дані

1. Завдання на курсовий проєкт.
2. Кінематичні та енергетичні параметри редуктора і передач, що його утворюють (пз 1).

Хід виконання роботи

1. Визначити тип зубчатих передач, які утворюють редуктор (завдання на курсовий проєкт). В залежності від типу передачі обрати методику і приклад розрахунку:

- циліндрична прямозуба передача – пз 2
- циліндрична косозуба передача – пз 3
- конічна передача – пз 4
- черв'ячна передача – пз 5

2. Використовуючи данні, які визначені в практичному занятті 1:

- потужність двигуна $P_{\text{дв}}$ (kWt)

- частоти обертання валів n (об/хв),
- крутні моменти на валах T (Нм),
- колові швидкості обертання валів ω (с⁻¹),
- передатні числа u

обрати матеріали та термообробку для зубчастих коліс (черв'яка), розрахувати допустимі напруження (довідкові матеріали, практичні заняття 3-9)

3. Розрахувати геометричні параметри передачі, користуючись методикою розрахунку, яка наведена у практичних заняттях 2-5 та довідковими матеріалами.

4. Перевірити отримані параметри передачі на міцність, визначивши напруження, що виникають при роботі передачі і порівнявши їх з допустимими (довідкові матеріали, практичні заняття 2-5).

5. Зробити висновок про придатність передачі.

6. Як що передача не відповідає умовам, змінити матеріал зубчастих коліс (черв'яка) і повторити розрахунок.

7. Виконати розрахунок для другої передачі редуктора (за наявності).

8. Виписати у довільній формі основні геометричні параметри передач, для подальшого конструювання форми зубчастих коліс (черв'яка)

9. За прикладами наведеними на рис.6.1, 6.2, 6.3 виконати ескіз передачі, проставити основні геометричні параметри (числові значення)

.

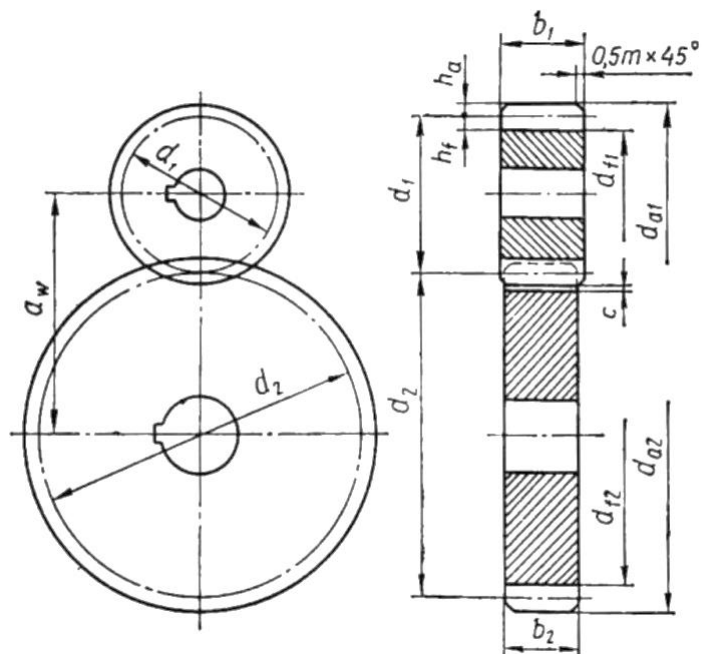


Рисунок 6.1 - Геометричні параметри циліндричної передачі

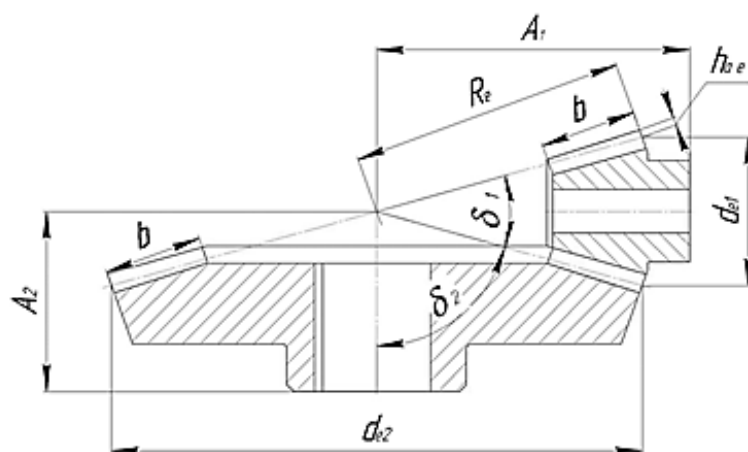


Рисунок 6.2 - Геометричні параметри конічної передачі

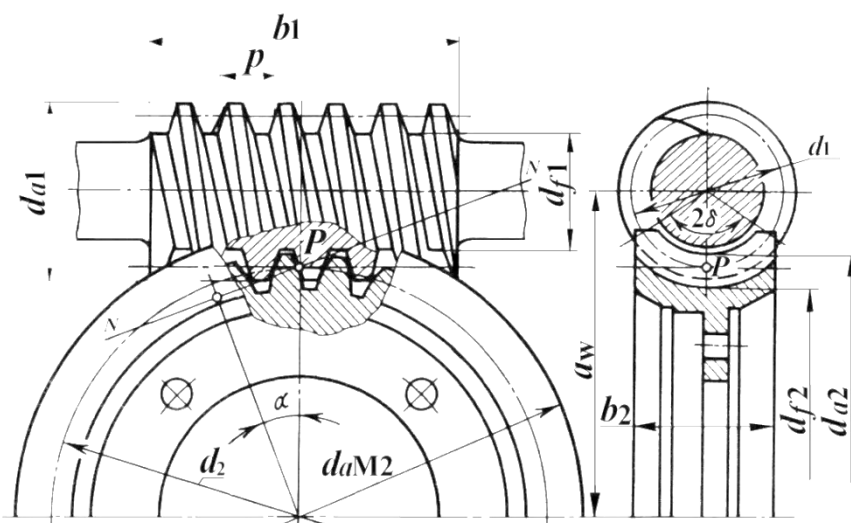


Рисунок 6.3 - Геометричні параметри черв'ячної передачі

Практичне заняття 7

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Мета заняття

Опанувати методику розрахунку відкритих передач приводу, а саме плоско- та клинопасової передач. Навчитися визначати їх кінематичні і геометричні параметри, виконувати перевірочні розрахунки.

Завдання

Розрахувати плоскопасову та клинопасову передачі. Зробити висновки про їх придатність.

Основні теоретичні відомості

Пасові передачі – це передачі приводів гнучкою ланкою, призначені для передавання потужності від одного вала на другий при значних міжосьових відстанях.

Пасова передача (рис. 7.1) складається з ведучого 1 та веденого 2 шківів, жорстко закріплених на валах, і паса 3, що охоплює шківви.

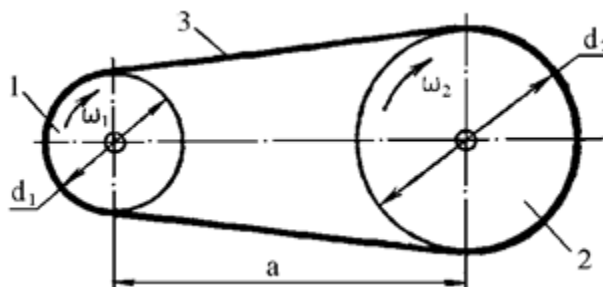


Рисунок 7.1 – Схема пасової передачі (d_1 , d_2 - діаметри ведучого та веденого шківвів; ω_1 , ω_2 - кутові швидкості шківвів, a - міжосьова відстань)

Пасові передачі застосовуються в усіх галузях машинобудування, можуть передавати потужність до 50 кВт.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими:

- можливість передачі потужності на значну відстань (до 15 м);
- простота конструкції та експлуатації, легкість ходу і невелика вартість;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість без поломок та аварій витримувати значні перевантаження;

- відносно високий ККД.

Недоліки пасових передач:

- несталість передатного числа;
- великий тиск на вали і опори від натягу пасів (у 2...3 рази більше, ніж у зубчастих);
- порівняно великі габарити;
- низька довговічність паса при порушенні умов роботи.

Пасові передачі класифікують за типом пасів:

- плоскопасова,
- клинопасова,
- круглопасова,
- зубчастопасова,
- поліклинова передача.

Клинові паси нормальних перерізів по ДСТУ 1284.1-89 позначають (у порядку збільшення поперечного перерізу): Z, A, B, C, D, E, E0 (O, A, B, B, Г, Д, E).

Для створення між пасом та шківом необхідної сили тертя пас має бути притиснутим до шківів. Це притиснення досягається за рахунок попереднього натягу паса F_0 (H), величина якого вибирається такою, щоб пас міг зберігати цей натяг достатньо довго. Чим більше F_0 , тим вища тягова спроможність передачі.

Пружне ковзання, що залежить від значення колової сили F_t (H), є причиною деякої мінливості передатного числа пасових передач. Передатне число пасової передачі визначається за формулою:

$$u = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{[d_1(1 - \xi)]}$$

де v_1, v_2 – колові швидкості ведучого і веденого шківів,

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів,

ξ – коефіцієнт пружного ковзання

Оскільки передатне число пасових передач мінливо, користуються поняттям передатне відношення, яке знаходиться як відношення кутових швидкостей або частот обертання ведучого та веденого шківів.

Вихідні дані

1. Потужність електродвигуна $P_1 = 5,2$ кВт.
2. Кутова швидкість на валу ведучого шківа $\omega_1 = 300$ рад/с.
3. Передатне число $u = 3$.
4. Умови роботи: робота двохзмінна, навантаження близьке до постійного, кут нахилу лінії центрів шківів до горизонту $\theta = 70^\circ$, коефіцієнт ковзання $\xi = 0,015$, коефіцієнт нерівномірності навантаження $C_F = 0,85$.

Хід виконання роботи

1. Розрахунок плоскопасової передачі. На основі вихідних даних визначмо параметри і перевіримо плоскопасову передачу. Візьмемо кордшнуровий пас.

1.1. Діаметр ведучого шківа.

$$d_1 \geq 70\delta = 70 \cdot 2,8 = 196 \text{ мм}$$

де $\delta = 2,8$ мм – товщина паса, в залежності від матеріалу (табл. 24 довідкових матеріалів)

Приймаємо $d_1 = 200$ мм (довідкові матеріали табл. 23).

1.2. Діаметр веденого шківа.

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 3 \cdot 200 \cdot (1 - 0,015) = 591 \text{ мм}$$

де $u = 3$ - передатне число передачі;

$d_1 = 200$ мм – діаметр ведучого шківа;

$\xi = 0,015$ - коефіцієнт ковзання.

Приймаємо $d_2 = 630$ мм (довідкові матеріали табл. 23).

1.3. Фактичне передатне число:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{630}{200 \cdot (1 - 0,015)} = 3,19$$

1.4. Швидкість пасу:

$$v = 0,5\omega_1 d_1 = 0,5 \cdot 300 \cdot 0,2 = 30 \text{ м/с} < [v] = 35 \text{ м/с}$$

1.5. Розрахункова довжина пасу.

Розрахункова міжосьова відстань:

$$a_p \geq 1,5(d_2 + d_1) = 1,5(630 + 200) = 1245 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина пасу:

$$\begin{aligned} l &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 1245 + \frac{3,14}{2}(630 + 200) + \frac{(630 - 200)^2}{4 \cdot 1245} = 3830 \text{ мм} \end{aligned}$$

Приймаємо $l = 4000$ мм (довідкові матеріали табл. 23).

1.6. Частота пробігів пасу:

$$U = \frac{v}{l} = \frac{30}{4} = 7,62 \text{ с}^{-1} < [U] = 15 \text{ с}^{-1}$$

1.7. Фактична міжосьова відстань:

$$\begin{aligned} a &= \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - \pi(d_2 - d_1)^2}}{8} = \\ &= \frac{2 \cdot 4000 - 3,14(630 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 4000 - 3,14(630 + 200)]^2 - 3,14(630 - 200)^2}}{8} = \\ &= 1331 \text{ мм} \end{aligned}$$

1.8. Кут обхвату пасом ведучого шківів:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ(630 - 200)}{1331} = 161,6^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ$$

На рисунку 7.2 позначені обчислені нами геометричні параметри передачі

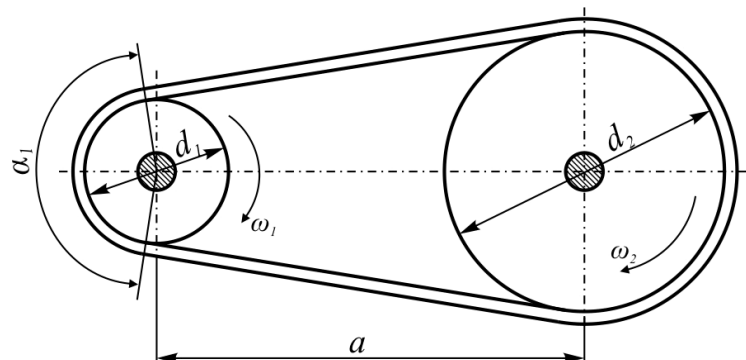


Рисунок 7.2 – Основні геометричні параметри плоскостасової передачі

1.9. Колова сила, яка передається пасом:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,2 \cdot 10^3}{30} = 170 \text{ Н}$$

1.10. Ширина паса.

Приймаємо допустиму приведену питому колову силу паса $[k_0] = 1,6$ МПа (довідкові матеріали табл. 24).

Приймаємо поправочні коефіцієнти (довідкові матеріали табл. 25):

$C_\theta = 0,9$ – коефіцієнт кута нахилу лінії центрів шківів до горизонту;

$C_\alpha = 0,91$ – коефіцієнт кута обхвату α_1 на меншому шківі;

$C_v = 0,95$ – коефіцієнт впливу натягу від центробіжної сили;

$C_p = 0,9$ – коефіцієнт динамічності навантаження та тривалості роботи;

$C_d = 1,2$ – коефіцієнт впливу діаметра ведучого шківа d_1 .

Допустима питома колова сила:

$$[k_n] = [k_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d = 1,96 \cdot 0,9 \cdot 0,92 \cdot 1,2 \cdot 0,85 \cdot 0,94 \cdot 0,9 = 1,4 \text{ Н/мм}$$

Ширина паса:

$$b = \frac{F_t}{\delta [k_n]} = \frac{170}{2,8 \cdot 1,4} = 44 \text{ мм}$$

Приймаємо $b = 50$ мм (довідкові матеріали табл.23).

Площа перерізу паса A , мм

$$A = \delta \cdot b = 2,8 \cdot 50 = 140 \text{ мм}^2$$

1.11. Сила попереднього натягу пасу.

Приймаємо попереднє напруження в пасі $\sigma_0 = 2$ МПа (довідкові матеріали табл. 24).

$$F_0 = \sigma_0 \delta b = 2 \cdot 2,8 \cdot 50 = 280 \text{ Н}$$

1.12. Сили натягнення ведучої F_1 і веденої F_2 віток пасу, Н

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 280 + \frac{170}{2} = 365 \text{ Н}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 280 - \frac{170}{2} = 195 \text{ Н}$$

1.13. Сила тиску на вали шківів:

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 280 \cdot \sin(161,6/2) = 583 \text{ Н}$$

1.14. Перевірочний розрахунок на міцність паса по максимальним напруженням в перерізах ведучої вітки $\sigma_{\max}$, МПа

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{виг}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p$$

де σ_1 – напруження розтягнення, МПа

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \frac{280}{140} + \frac{170}{2 \cdot 140} = 2,6 \text{ МПа}$$

$\sigma_{\text{виг}}$ – напруження вигину, МПа

$$\sigma_{\text{виг}} = E_{\text{виг}} \frac{\delta}{d_1} = 90 \frac{2,8}{160} = 1,57 \text{ МПа}$$

тут $E_{\text{виг}} = 80 \dots 100 \text{ МПа}$ – модуль повздовжньої пружності при вигині.

σ_v – напруження від відцентрових сил, МПа

$$\sigma_v = \rho v^2 10^{-6} = 1100 \cdot 30^2 \cdot 10^{-6} = 0,99 \text{ МПа}$$

тут ρ – щільність матеріалу пасу, кг/м^3 $\rho = 1000 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$ – для плоских пасів.

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягнення, МПа. $[\sigma]_p = 8 \text{ МПа}$ для плоских пасів.

Виконаємо розрахунок

$$\sigma_{\text{max}} = 2,6 + 1,57 + 0,99 = 5,16 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p$$

$$5,16 \leq 8$$

Вимога виконується, міцність паса забезпечується.

2. Розрахунок клинопасової передачі. Замінімо плоскопасову передачу на клинопасову і розрахуємо її параметри при тих же вихідних даних.

2.1. Розрахунок клинопасової передачі починаємо з вибору перетину пасу (довідкові матеріали табл. 26). Потужність $P_1 = 5,2 \text{ кВт}$ при $\omega_1 = 300 \text{ рад/с}$ може передавати:

- клиновий пас нормального перерізу A ,
- клиновий вузький пас перерізу VO і
- полікліновий пас перерізу L .

2.2. Для порівняння розрахунки виконаємо для всіх трьох типів пасів і результати зведемо в таблицю 7.1.

Таблиця 7.1 – Результати визначення параметрів клинопасових передач для пасів різного типу

Параметр	Визначення параметру	Результати розрахунку для пасу		
		А	УО	Л
Висота пасу, клину h , мм	табл. 27 довідкові матеріали	8	8	4,85
Діаметр ведучого шківa d_1 , мм	табл. 28 довідкові матеріали	100	71	90
Діаметр веденого шківa d_2 , мм	$d_2 = u d_1 (1 - \xi)$	296	210	266
Приймаємо d_2 , мм	табл. 23 довідкові матеріали	315	224	280
Фактичне передатне число u_ϕ	$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$	3,2	3,2	3,16
Швидкість пасу v , м/с	$v = 0,5\omega_1 d_1$	15	10,6	13,5
Розрахункова міжосьова відстань a , мм	$a_p \geq 1,5(d_2 + d_1)$	240	170	210
Розрахункова довжина пасу l , мм	$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$	1180	837	1044
Приймаємо l , мм	табл. 23 довідкові матеріали	1250	900	1120
Частота пробігів пасу U , с ⁻¹	$U = \frac{v}{l}$	12	11,8	12,1
Допустима частота пробігів пасу $[U]$, с ⁻¹	-	30	30	30
Фактична міжосьова відстань a , мм	$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1)}{8} + \frac{\sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - \pi(d_2 - d_1)^2}}{8}$	278	224	252
Кут обхвату пасом ведучого шківa α_1 , град	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a}$	136	141	137
Мінімально допустимий кут обхвату $[a_1]$, град	-	120	120	120
Допустима приведена потужність, яка передається одним пасом (клином) $[P_o]$, кВт	табл. 28 довідкові матеріали	2,07	2,0	0,9
Базова довжина пасу l_o , мм	табл. 28 довідкові матеріали	1700	1600	1600
Відношення розрахункової довжини пасу до базової	l/l_o	0,73	0,56	0,70
Кількість пасів у комплекті z	табл. 49 довідкові матеріали	4...6	4...6	4...6
Поправочні коефіцієнти: - коефіцієнт кута обхвату C_a	табл. 25 довідкові матеріали	0,88	0,9	0,87
- коефіцієнт довжини пасу C_l		0,93	0,88	0,94
- коефіцієнт динамічності навантаження C_p		0,9	0,9	0,9
- коефіцієнт, який враховує кількості пасів z в комплекті C_z		0,9	0,9	0,9

- коефіцієнт динамічності навантаження та тривалості роботи, C_p		0,9	0,9	0,9
Допустима потужність, яка передається одним пасом (клином) $[P_n]$, кВт	$[P_n] = [P_0] C_a C_l C_p C_z$	1,37	1,29	0,66
Кількість пасів (клинів) z	$z = P_1 / [P_n]$	4	4	10
Сила попереднього натягу пасу F_0 , Н	$F_0 = \frac{0,85 P_1 C_l}{z C_\alpha C_p v}$ (клинові паси) $F_0 = \frac{0,85 P_1 C_l}{C_\alpha C_p v}$ (поліклинові паси)	346	454	393
Сила, діюча на вали F_n , Н	$F_n = 2 F_0 \sin (\alpha_1/2)$	642	853	731
Площа перерізу A мм ²	табл. 27 довідкові матеріали	81	56	316
Колова сила, що передається комплектом клинових (поліклинових) пасів F_t , Н	$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}$	347	491	385
Сила натягнення ведучої вітки паса F_1 Н	$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}$ (клинові паси) $F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$ (поліклинові паси)	685	914	923
Сила натягнення веденої вітки паса F_2 Н	$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}$ (клинові паси) $F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$ (поліклинові паси)	599	792	538
Сила тиску на вали шківів F_n Н	$F_n = 2 F_0 z \sin (\alpha_1/2)$ (клинові паси) $F_n = 2 F_0 \sin (\alpha_1/2)$ (поліклинові паси)	4762	6432	731

Порівнюючи отримані результати, бачимо, що найкраще співвідношення геометричних і кінематичних параметрів дає поліклинова пасова передача. Виконаємо її перевірочний розрахунок.

2.3. Перевірочний розрахунок на міцність паса по максимальним напруженням в перерізах ведучої вітки $\sigma_{\max}$, МПа

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{виг}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p$$

де σ_1 – напруження розтягнення, МПа

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \frac{393}{316} + \frac{385}{2 \cdot 316} = 1,85 \text{ МПа}$$

$\sigma_{\text{виг}}$ – напруження вигину, МПа

$$\sigma_{\text{виг}} = E_{\text{виг}} \frac{h}{d_1} = 90 \frac{4,85}{90} = 4,85 \text{ МПа}$$

тут $E_{\text{виг}} = 80 \dots 100 \text{ МПа}$ – модуль повздовжньої пружності при вигині.

σ_v – напруження від відцентрових сил, МПа

$$\sigma_v = \rho v^2 10^{-6} = 1300 \cdot 13,5^2 \cdot 10^{-6} = 0,236 \text{ МПа}$$

тут ρ – щільність матеріалу пасу, кг/м^3 $\rho = 1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ – для Клинових (поліклинових) пасів.

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягнення, МПа. $[\sigma]_p = 8 \text{ МПа}$ для поліклинових пасів.

Виконаємо розрахунок

$$\sigma_{\text{max}} = 1,85 + 4,85 + 0,36 = 7,06 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p$$

$$7,06 \leq 8$$

Вимога виконується, міцність паса забезпечується.

Практичне заняття 8

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ВАЛАХ РЕДУКТОРА (СХЕМА НАВАНТАЖЕННЯ)

Мета заняття

Навчитися використовувати знання із теорії опору матеріалів, теоретичної механіки та механіки матеріалів для розрахунків валів. Освоїти методику складання схем навантажень, що діють на валах при роботі передач, які насаджені на вали.

Завдання

Визначити, які навантаження (сили) діють на валах редуктора, їх напрямлення, намалювати схеми навантаження.

Основні теоретичні відомості

Вали редуктора сприймають сили, які виникають в процесі роботи зубчастого колеса (шестерні), насадженого на вал та передають крутний момент. Тому вали в редукторі піддаються деформаціям скручування під дією обертових моментів та деформаціям згинання під дією сил, що виникають у зачепленні.

Крутні моменти на валах редуктора були визначені в пз 1, сили в зачепленні визначені при розрахунку зубчастих передач пз 2-7.

Для визначення напрямку сил в зачепленні редукторної пари, консольних сил від відкритих передач і муфти, реакцій в підшипниках, напрямлення обертових моментів і кутових швидкостей валу, необхідно скласти схему навантаження валів редуктора.

Схема навантаження виконується в довільному масштабі, з дотримання пропорцій. Необхідно враховувати взаємне розташування коліс в передачі, напрями обертання валів і відповідно напрям дії сил в передачі, від яких буде залежати напрям дії реакцій в опорах.

Вірно складена схема навантаження валів дає основу для подальшого конструювання і розрахунку валів редуктора і впливає на придатність всього механізму в цілому.

Вихідні дані

1. Кінематична схема приводу (рис. 8.1)

2. Крутні моменти на валах

$$T_1 = 36,3 \text{ Нм}; T_2 = T_{lp} = 65,5 \text{ Нм}, T_3 = T_{2p} = 262 \text{ Нм}$$

3. Сили, що діють у конічному зачепленні редуктора:

$$F_{t1} = F_{t2} = 3168 \text{ Н}; F_{r1} = F_{a2} = 820 \text{ Н}; F_{a1} = F_{r2} = 2486 \text{ Н}$$

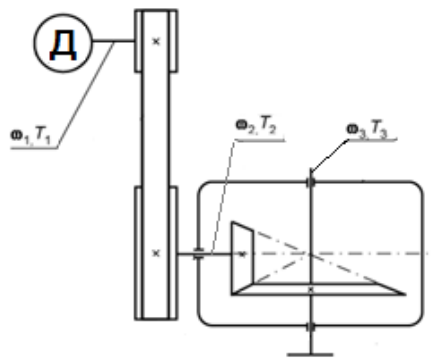


Рисунок 8.1 – Кінематична схема приводу з конічним редуктором

4. Схема дії сил в конічній передачі (рис. 8.2)

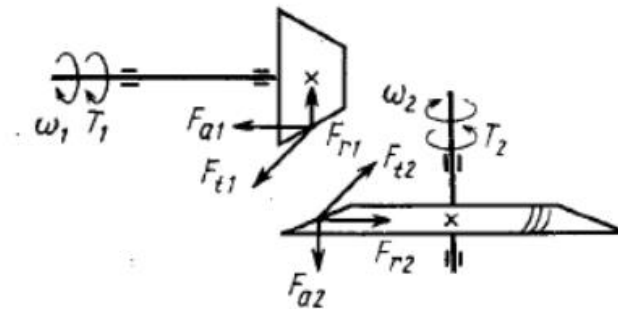


Рисунок 8.2 - Схема сил в конічній передачі

Хід виконання роботи

1. Намітити розташування деталей на валу у відповідності з кінематичною схемою (завдання на курсовий проєкт, пз 1) (рис. 8.3)

2. Довільно задати просторові осі X,Y,Z (під кутом 120°)

3. Накреслити у довільних розмірах (дотримуючись пропорцій) вали, підшипники, зубчасте зачеплення, елемент відкритої передачі і муфту у відповідності з умовними позначеннями.

4. Обрати напрямлення гвинтової лінії колеса, черв'яка. В циліндричних косозубих передачах прийняти шестерню з лівим зубом, колесо – з правим, в конічних передачах з круговим зубом – шестерню з правим зубом, колесо – з лівим, напрямлення витка черв'яка в черв'ячній передачі – праве.

5. Визначити напрямлення обертання швидкохідного та тихохідного валів редуктора за напрямленням обертання валу двигуна. Як що рух приводу реверсивний, то напрямок обертання валу двигуна вибрати довільно. В приводах з конічними редукторами при правом зубі шестерні напрямок обертання валу двигуна необхідно слід приймати за годинниковою стрілкою, як що дивитися зі сторони ділильного конусу шестерні, осьова сила, що з'являється при цьому на шестерні F_{a1} , буде спрямована до основи ділильного конуса, що унеможливорює заклинювання зубів при роботі.

6. Визначити напрямлення сил в зачепленні у відповідності з вибраним напрямленням гвинтової лінії і обертанням валів: на шестерні (черв'яку) – F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} і на колесі F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} . Сили F_{t1} , F_{t2} спрямовані так, що моменти цих сил врівноважують обертальні моменти T_1 і T_2 на валах редуктора. F_{t1} - спрямована протилежно обертанню шестерні, F_{t2} – за напрямом обертання колеса.

7. Визначити напрямлення консольних сил на вихідних ділянках валів.

а) Направлення сил у відкритих зубчастих передачах так само, як в редукторних парах.

б) Консольна сила від пасової (ланцюгової) передачі F_{en} перпендикулярна осі валу і в залежності з положенням передачі у приводі може бути спрямована вертикально, горизонтально, або під кутом, в останньому випадку її необхідно розкласти на вертикальну і горизонтальну складові F_{en}^c F_{en}^g і визначити їх значення.

в) Консольна сила від муфти F_m , також перпендикулярна валу, а її напрям приймаємо таким, щоб збільшити навантаження валу.

8. Визначити напрямлення радіальних реакцій в підшипниках. Радіальні реакції в підшипниках валів направляємо протибічно напрямленню колових сил F_{t1} , F_{t2} і радіальних сил F_{r1} , F_{r2} в зачепленні передачі. Точка прикладення –

середина підшипника. При цьому вважати, що реакція від дії консольних навантажень геометрично додані до реакцій від сил у зачепленні. Реакції в підшипниках позначаємо буквою R з індексом, що вказує даний підшипник і відповідний напрямок координатної осі (R_{Ax} , R_{Cy} і т.ін.)

9. Визначити напрямлення сумарних реакцій в підшипниках геометричним додаванням радіальних реакцій в вертикальній і горизонтальній площинах методом паралелограму. Індекс позначення сумарної реакції вказує на даний підшипник R_A , R_B і т.ін.).

10. Нанести всі відповідні сили на схему валу (рис.8.3).

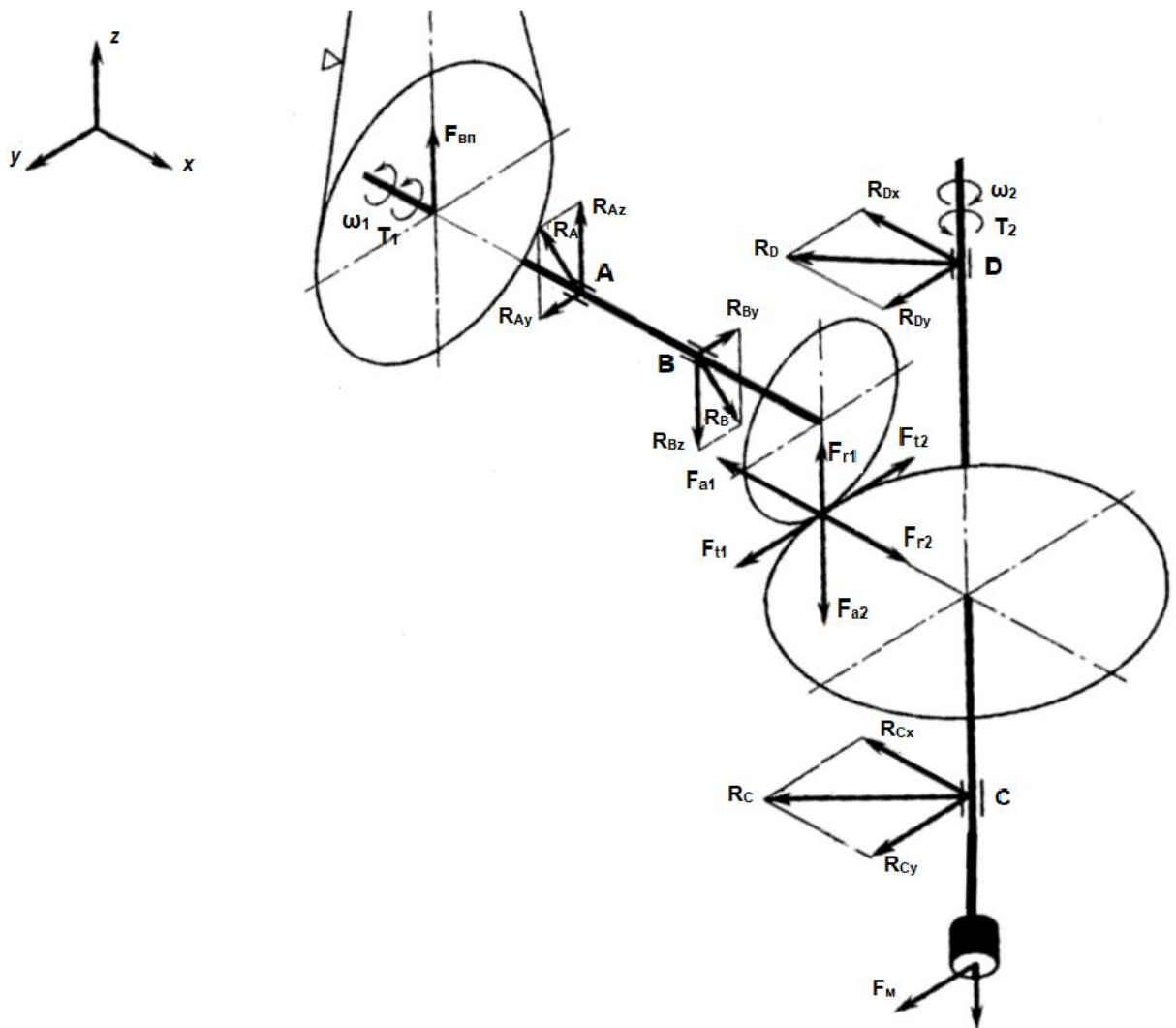


Рисунок 8.3 - Схема навантаження валів конічного одноступеневого редуктора

Практичне заняття 9

ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Мета заняття

Закріплення теоретичних знань і набутті практичних навичок проєктування валів редукторів. Оволодіння методикою розрахунку валів, формування навичок системного підходу до розрахунків і проєктування.

Завдання

Обрати матеріал валів, допустимі напруження на кручення, виконати проєктний розрахунок на чисте кручення, попередньо обрати тип підшипника, розробити ескізу компоновку валів

Основні теоретичні відомості

Основними критеріями працездатності валів редуктора, що проєктуються є міцність і витривалість. Вали піддаються складній деформації – одночасна дія кручення, згину та розтягнення (стискання). Через те що напруження розтягнення незначні у порівнянні з напруженнями кручення та згинання, то зазвичай їх не враховують.

Розрахунок валів редуктора виконується в два етапи:

1-й проєктний (наближений) – на чисте кручення; 2-й – перевірочний (уточнений) розрахунок на міцність по напруження згину та кручення.

В даному практичному занятті виконаємо проєктний розрахунок валів.

Сутність проєктного розрахунку валів полягає в розробці конструкції вала з урахуванням його функціонального призначення, робочих навантажень, умов експлуатації та забезпечення необхідної міцності, жорсткості й довговічності.

Такий розрахунок проводиться для визначення оптимальних геометричних розмірів, вибору матеріалів і перевірки відповідності технічним вимогам.

Проектний розрахунок дозволяє створити вал, що відповідатиме вимогам надійності та ефективності, а також забезпечить тривалий термін його експлуатації.

Вихідні дані

1. Кінематична схема приводу (рис. 9.1)

2. Крутні моменти на валах

$$T_1 = 36,3 \text{ Нм}; T_2 = T_{lp} = 65,5 \text{ Нм}, T_3 = T_{2p} = 262 \text{ Нм}$$

3. Сили, що діють у конічному зачепленні редуктора:

$$F_{t1} = F_{t2} = 3168 \text{ Н}; F_{r1} = F_{a2} = 820 \text{ Н}; F_{a1} = F_{r2} = 2486 \text{ Н}$$

4. Схема дії сил на вали редуктора (пз. 8)

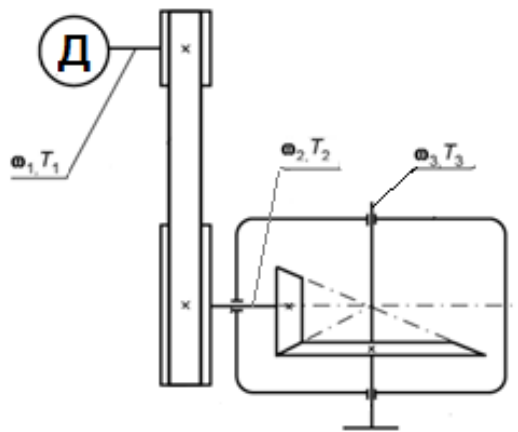


Рисунок 9.1 – Кінематична схема приводу з конічним редуктором

Хід виконання роботи

1. Виберемо матеріал валів і допустимі напруження на кручення (табл. 3 довідкові матеріали): рекомендується використовувати термічно оброблені середньовуглицеві і леговані сталі 45, 40Х. Виберемо сталь 45 для наших валів, що має $\sigma_b = 598 \text{ МПа}$; $\sigma_t = 363 \text{ МПа}$. Через те, що проектний розрахунок виконується на чисте кручення, то допустимі напруження на кручення приймаємо дещо заниженими $[\tau]_k = 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$

2. Попередній (проектний) розрахунок валів редуктора. Сили і крутні моменти, схема навантаження валу визначені на попередньому занятті.

2.1. Вхідний вал конічного редуктора (вал-шестерня конічна) (рис.9.2). Визначимо величину перерізу вхідної ділянки валу (місце закріплення веденого шківу пасової передачі).

$$d_1 = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16T_{1p}}{\pi[\tau]_{\text{кр}}}} = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 65,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 28 \text{ мм}$$

приймаємо $d_1 = 28 \text{ мм}$.

За допомогою типових конструкцій валів (рис. 1 табл. 29 довідкові матеріали) приймаємо діаметри інших ділянок валу

I ділянка – під шків пасової передачі $d_1 = 28 \text{ мм}$; $l_1 = 1,5 d_1 = 42 \text{ мм}$

II ділянка – під ущільнення кришки підшипника з отвором $d_2 = d_1 + 2t = 28 + 2 \cdot 2,2 = 33 \text{ мм}$; $l_2 \approx 0,6 d_4 \approx 0,6 \cdot 35 = 21 \text{ мм}$

III ділянка – під конічну шестерню $d_3 = d_4 + 3,2r = 35 + 3,2 \cdot 1,2 = 40 \text{ мм}$; l_3 – визначимо при компоновці

VI ділянка - під підшипник $d_4 = d_2 + (2 \dots 4) = 33 + 3 = 35 \text{ мм}$, приймаємо стандартне значення $d_4 = 35 \text{ мм}$; l_3 – визначимо графічно.

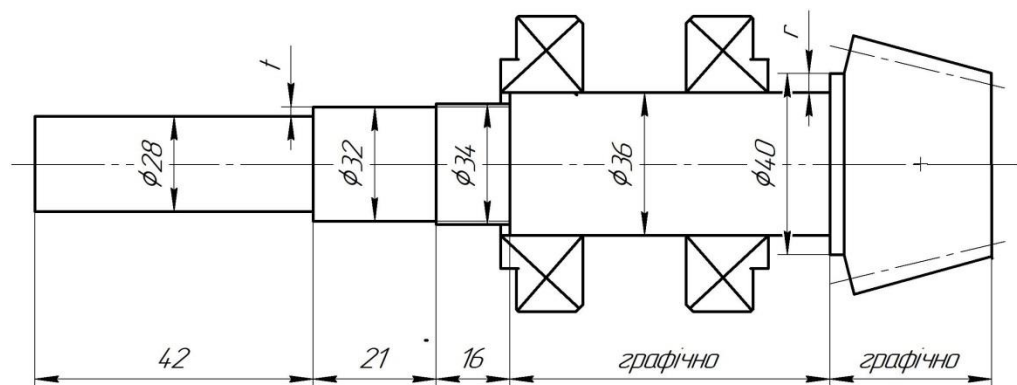


Рисунок 9.2 - Вхідний вал

2.2. Вихідний вал конічного редуктора (рис. 9.3), сили і крутні моменти, схема навантаження валу визначені на попередньому занятті. Визначимо величину перерізу вихідної ділянки валу (місце під полумуфту).

$$d_1 = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16T_{1p}}{\pi[\tau]_{\text{кр}}}} = 1,1 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 262 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 45 \text{ мм}$$

приймаємо $d_1 = 45 \text{ мм}$.

За допомогою типових конструкцій валів (рис. 1 табл. 29 довідкові матеріали) приймаємо діаметри інших ділянок валу

I ділянка – під полумуфту $d_1 = 45 \text{ мм}$; $l_1 = 1,2 d_1 = 54 \text{ мм}$

II ділянка – під ущільнення кришки підшипника з отвором $d_2 = d_1 + 2t = 45 + 2 \cdot 2,8 = 51$ мм, приймаємо стандартне значення 55 мм; $l_2 \approx 1,25 d_2 \approx 1,2 \cdot 50 = 60$ мм

III ділянка – під конічне колесо $d_3 = d_4 + 3,2r = 55 + 3,2 \cdot 2 = 62$ мм; l_3 – визначимо при компоновці

VI ділянка - під підшипник $d_4 = d_2 = 51$ мм, приймаємо стандартне значення $d_4 = 55$ мм; l_3 – визначимо графічно.

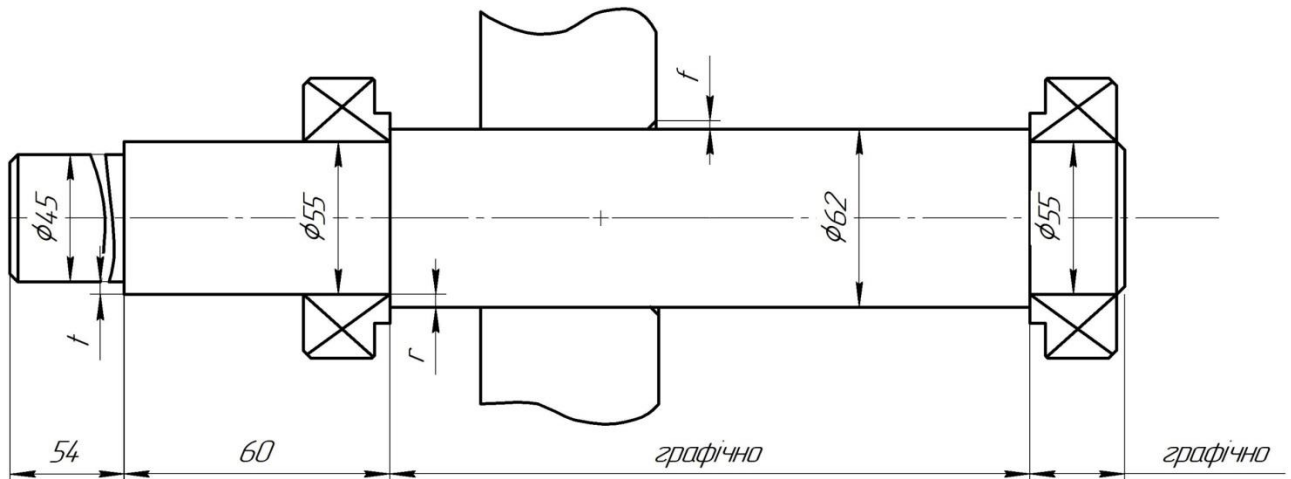


Рисунок 9.3 - Вихідний вал (повернуто)

3. Конструктивне оформлення валу. Після наближеного розрахунку потрібно визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів валу. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні валу є діаметри шийок під підшипники; вони повинні узгоджуватись як з діаметром валу, одержаним в результаті наближеного розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор валу. Всі інші діаметральні розміри валу, а також довжина його шийок призначаються конструктивно (графічно), з урахуванням всіх правил компоновання ступінчастих валів.

Практичне заняття 10

ВИБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета заняття

Закріпити теоретичні знання про підшипники кочення. Опанувати методику обґрунтованого вибору підшипників в залежності від типу передач. Закріпити практичні навички вибору підшипників у реальних умовах.

Завдання

Ознайомитися з класифікацією підшипників кочення. Використовуючи вихідні дані вибрати тип підшипників кочення для валів редуктора, параметри підшипників, схему їх навантаження.

Основні теоретичні відомості

Типорозмір підшипники кочення залежить від типу передач, розмірів посадкових поверхонь валів, де підшипники встановлюються, а також зусиль, які підшипники будуть сприймати в процесі роботи.

На лекційних заняттях і лабораторній роботі були надані відомості про основні типи підшипників і їх вибір в залежності від типу передачі.

В даному практичному занятті, на прикладі конічного редуктора, продемонструємо принцип підбору підшипників. Для цього необхідно врахувати тип навантаження (радіальне, осьове, комбіноване), проаналізувати швидкість обертання, експлуатаційні умови та довговічність і визначити необхідний клас точності підшипників.

В конічних передачах при роботі виникають значні осьові сили, тому вали конічних шестерень і коліс мають бути точно і жорстко зафіксовані в осьовому напрямленні. Кулькові радіальні підшипники характеризує мала осьова жорсткість. Тому для фіксації валів конічної передачі рекомендується використовувати конічні роликові підшипники.

У валів конічних шестерень, що розташовуються, як правило, на консольній частині, перевантаженням радіальною силою виявляється найближчий до шестерні підшипник. У зв'язку з цим вали конічних шестерень

встановлювати на двох роликів конічних підшипниках середньої чи середньої широкої серії за схемами «у розпир» чи «у розтяжку» (рис. 10.1, 10.2).

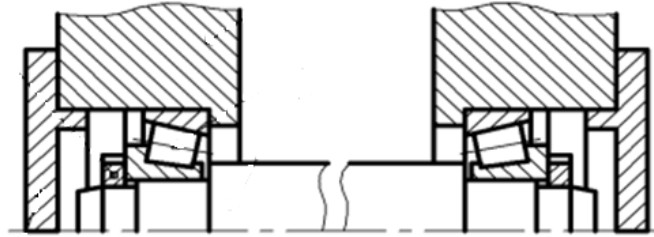


Рисунок 10.1 - Схема установки підшипників «у розтяжку»

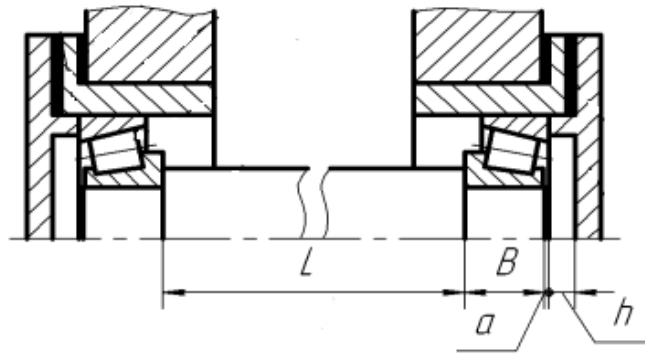


Рисунок 10.2 - Схема установки підшипників «у розпир»

Розмір підшипника підбирається в залежності від діаметра вала на поверхні, якого підшипник буде встановлено, попередні розміри діаметрів валів було визначено в пз 9.

Всі конструктивні розміри і параметри підшипників визначають з каталогу підшипників*

Вихідні дані

1. Тип передачі: конічна
2. Частота обертання валів:
 - вал-шестерня $n_1 = 72$ об/хв
 - вал колеса $n_2 = 288$ об/хв
3. Діаметри ділянок валів під підшипник
 - $d_{nu} = 35$ мм – швидкохідний вал;
 - $d_{nm} = 55$ мм – тихохідний вал
4. Схема навантаження передачі (рис. 8.3 пз 8)

Хід виконання роботи

Попередній вибір підшипників.

1. У відповідності до типу передачі, сил, що діють в передачі і сприймаються підшипником та за рекомендаціями (табл. 30 довідкові матеріали) приймемо наступні данні підшипників конічного редуктора:

- тип 7000 – радіально-упорний конічний однорядний,
- серія – легка (попередньо),
- схема установки підшипників на валах - у розтяжку (рис.10.1) на швидкохідному валу, . у розпір (рис. 10.2) на тихохідному валу.

2. За розміром діаметра d_4 виберемо типорозмір підшипників, з довідника підшипників кочення* знайдемо основні розміри підшипників (рис. 10.3):

- d – діаметр внутрішнього кільця, мм;
- D – діаметр зовнішнього кільця, мм;
- T – загальна ширина підшипника, мм;
- B – ширина зовнішнього кільця, мм;
- α – кут нахилу осі тіла кочення до осі обертання вала, град;
- C – ширина внутрішнього кільця, мм;
- C – динамічна номінальна вантажопідйомність, кН (враховує навантаження під час руху)
- C_0 – статична номінальна вантажопідйомність, кН (навантаження при відсутності руху)

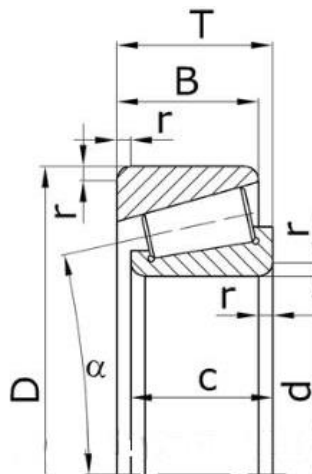


Рисунок 10.3 - Параметри підшипника тип 7000

3. Всі дані зведемо в табл. 10.1

Таблиця 10.1 - Параметри підшипників валів конічного редуктора

Вал	Тип	Серія	Кут нахилу α	Схема установки	Параметри підшипника (рис. 10.3)
<i>Ш</i>	7207	<i>легка</i>	<i>110...160</i>	<i>у розтяжку</i>	$d=35$ мм; $D=72$ мм; $T=18,25$ мм; $c=17$ мм; $B=15$ мм; $r=2$ мм; $C_0 = 26000H$; $C = 38500H$
<i>T</i>	7211	<i>легка</i>	<i>110...160</i>	<i>у розпір</i>	$d=55$ мм; $D=90$ мм; $T=21,75$ мм; $c=21$ мм; $B=17$ мм; $r=2$ мм; $C_0 = 26000H$; $C = 38500H$

***Посилання на онлайн каталог підшипників кочення:**

https://www.podshypnik.info/ua/index.php?zid=basic_sizes&typ=3189_t7&sketch=sk00#google_vignette.

Практичне заняття 11

ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК З'ЄДНАНЬ РЕДУКТОРА (ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ)

Мета заняття

Вивчити основні конструкції шпонкових з'єднань, їх стандартні позначення, зображення на кресленнях, технологію виготовлення деталей і збирання з'єднань. Засвоїти методику вибору і перевірочних розрахунків на міцність шпонкових з'єднань різних типів.

Завдання

Обрати, розрахувати і перевірити на міцність з'єднання зубчастих коліс з валом.

Основні теоретичні відомості

Шпонкові та шліцьові з'єднання можна віднести як до групи з'єднань, так і до групи деталей, що обслуговують передачі.

Призначення - закріплення деталей на валах і осях і передача обертового моменту між валом і маточиною.

Шпонкове з'єднання утворюють вал, шпонка і маточина деталі (колеса, шків, зірочки та ін.). Шпонка являє собою сталевий брус, який встановлено у пази валу і маточини. Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи: 1) ненапружені - призматичні або сегментні шпонки (рис. 11.1 а, б); 2) напружені - клинові шпонки або штифти (рис. 11.1 в).



Рисунок 11.1 - Види шпонок: а – призматична; б – сегментна; в – клинова

Переваги шпонкових з'єднань - простота конструкції і порівняно невисока вартість, легкість монтажу і демонтажу.

Недоліки - невисока навантажувальна спроможність, часто необхідність ручної підгонки; шпонкові пази послабляють вал і маточину, зменшуючи їх переріз і викликаючи ефект концентрації напружень.

Для шпонок використовують такі ж сталі, як і для виготовлення валів середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування.

З'єднання призматичними шпонками відносять до групи ненапружених і широко поширені в техніці. Шпонка являє собою прямокутну призму (рис. 11.2 б); може мати заокруглення одного або двох торців (рис. 11.1 а, б). Закруглені торці полегшують установку деталі на вал.

Установку шпонки в паз на валу виконують із натягом. Глибина паза складає 0,6 від висоти h шпонки. Призматична шпонка не утримує деталь від осьового зміщення уздовж валу.

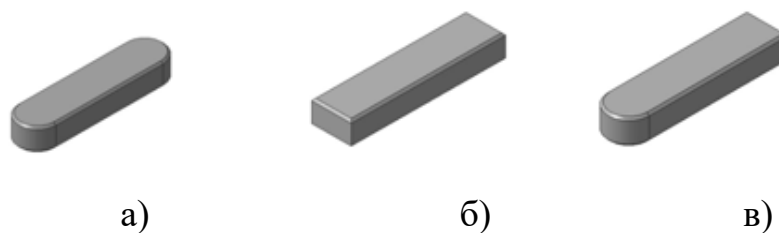


Рисунок 11.2 - Призматичні шпонки

Вихідні дані

1. Крутні моменти на валах

- на валу-шестерні конічної $T_1 = 65,5 \text{ Нм}$,
- на валу конічного колеса $T_2 = 262 \text{ Нм}$

2. Сили, що діють у конічному зачепленні редуктора:

$$F_{t1} = F_{t2} = 3168 \text{ Н}; F_{r1} = F_{a2} = 820 \text{ Н}; F_{a1} = F_{r2} = 2486 \text{ Н}$$

3. Діаметр валу під конічним колесом $d = 62 \text{ мм}$

Хід виконання роботи

1. Для передачі крутного моменту і з'єднання вихідного валу редуктора і конічного колеса обираємо призматичну шпонку, виготовлену зі сталі 45. На рисунку 11.3 зображене шпонкове з'єднання.

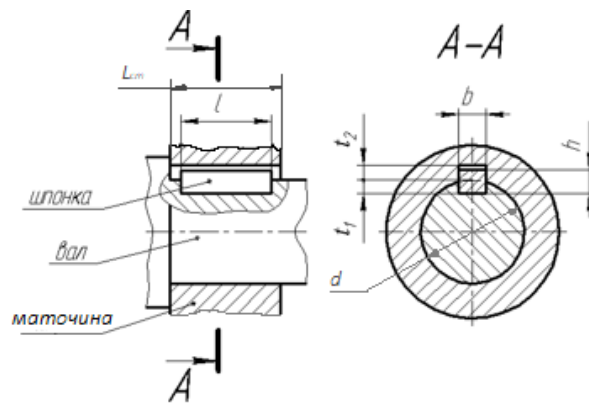


Рисунок 11.3 - Схема шпонкового з'єднання

2. Розміри шпонки обираємо в залежності від діаметру валу d , та довжини маточини l_m):

$$d = 62 \text{ мм},$$

$$l_m = (1,2 \dots 1,5) d = 1,4 \cdot 62 = 86 \text{ мм}.$$

З табл. 31 - довідкові матеріали обираємо інші розміри шпонки і шпонкового паза

$$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм}; l = 50 \dots 200 \text{ мм}$$

За рекомендаціями довжину шпонки l приймають на 3...7 мм коротше за довжину маточини, у нашому випадку $l = l_m - 5 = 86 - 5 = 81 \text{ мм}$, приймаємо довжину 80 мм зі стандартного ряду (табл. 31 довідкові матеріали).

Остаточно для валу кінчного колеса приймаємо: Шпонка 18x11x80.

3. Перевіримо обране шпонкове з'єднання по напруженнях зминання, які виникають на площі контакту виступаючої з валу частини шпонки з пазом маточини та пазом валу, та зрізу на поверхні контакту маточини і валу (рис. 11.4).

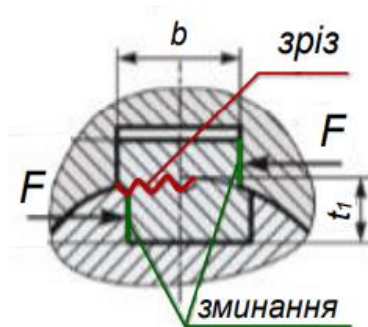


Рисунок 11.4 - Напруження, які виникають у шпонковому з'єднанні

Допустимі напруження при цьому розрахунку вибираються в залежності від матеріалу маточини (сталева, чавунна, тощо) і від характеру навантаження (спокійне, нерівномірне, ударне, реверсивне і т.п.).

В нашому випадку для матеріалу сталі валу і шпонки ст45 термообробка нормалізація - допустимі напруження:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{зм} \approx (2,0 \dots 2,5) [\sigma]_p = 2 \cdot 140 = 280 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_p = 140 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на розтягнення для сталі 45

4. Обрахуємо напруження зминання, яке виникає при роботі шпонкового з'єднання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 262 \cdot 10^3}{62 \cdot (11-7) \cdot (80-18)} = 34 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм}$$

умова виконується

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 262 \cdot 10^3}{62 \cdot 18 \cdot (80-18)} = 7,8 \text{ МПа} < [\tau]_{зр}$$

умова виконується

де $T = 262 \text{ Нм}$ – крутний момент, що передає шпонка;

$d = 62 \text{ мм}$ - діаметр валу під колесом;

$b = 18 \text{ мм}$ $h = 11 \text{ мм}$ – відповідно ширина та висота шпонки;

$t_1 = 7 \text{ мм}$ – глибина паза валу;

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

5. Обрана шпонка забезпечує міцність з'єднання.

Практичне заняття 12

ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Мета заняття

Оволодіти основними принципами розробки конструкції редуктора, враховуючи технічні вимоги, навантаження та експлуатаційні умови. Навчитися аналізувати типові конструкції редукторів та їх складові частини, визначати основні конструктивні елементи та їх розташування.

Завдання

Виконати ескізну компоновку редуктора з визначенням місць розташування ступенів передачі, відстаней між опорами валів, визначенням геометричних параметрів, що необхідні для наступного розрахунку валів на статичну міцність і необхідних розмірів корпусних частин редуктора та інших його елементів.

Основні теоретичні відомості

Ескізна компоновка встановлює положення коліс редукторної пари, елементу відкритої передачі і муфти відносно опор (підшипників), визначає відстань між точками прикладення реакцій в підшипниках вхідного і вихідного валів, а також точку прикладення сили від тиску елементу відкритої передачі.

Ескізна компоновка виконується у відповідності з вимога ЄСКД, в масштабі 1:1 (за можливістю), у двох проєкціях.

Вихідні дані

1. Геометричні розміри конічної передачі:

$$d_{e2} = 190 \text{ мм}; b = 28 \text{ мм}; \delta_1 = 13,6^0; \delta_2 = 76,4^0; d_{e1} = 46,4 \text{ мм}; d_2 = 167 \text{ мм}; \\ d_{ae1} = 51,8 \text{ мм}; d_{ae2} = 191 \text{ мм}; d_{fe1} = 40 \text{ мм}; d_{fe2} = 189,5 \text{ мм}; \\ R_e = 98,3 \text{ мм}$$

2. Попередньої визначені розміри валів редуктора:

– вхідний (швидкохідний) вал (рис. 12.1)

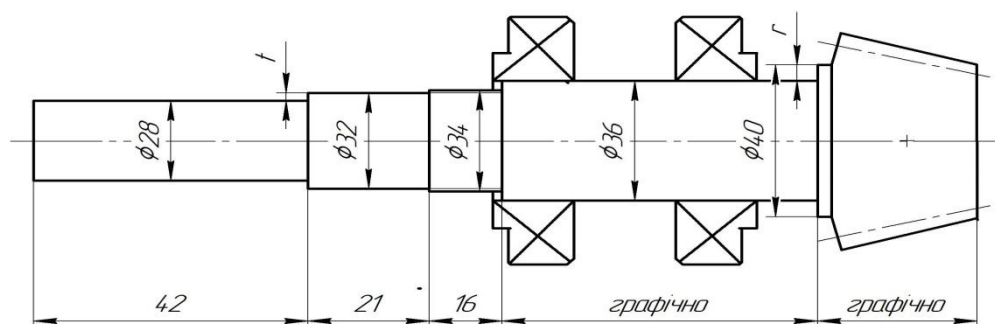


Рисунок 12.1 – Вхідний вал конічного редуктора

– вихідний (тихохідний) вал (рис.12.2)

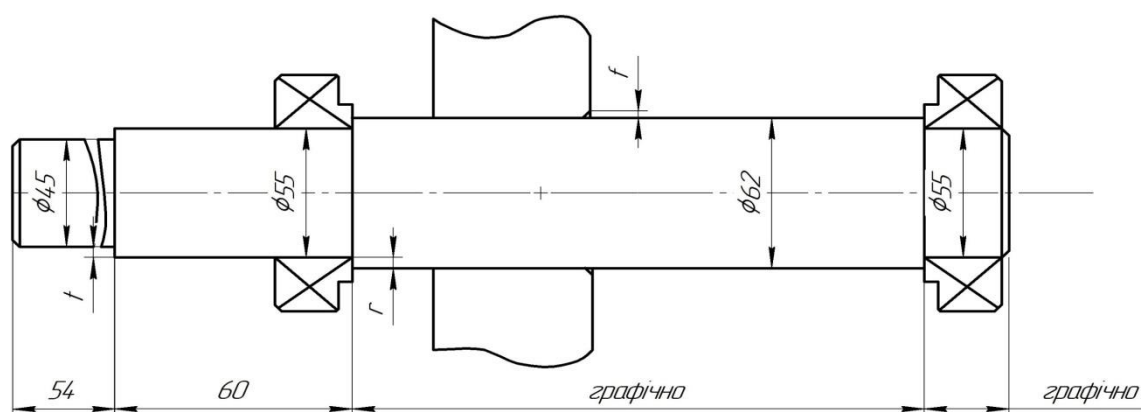


Рисунок 12.2 – Вихідний вал конічного редуктора

3. Типорозмір підшипників кочення

Вал	Тип	Серія	Кут нахилу α	Схема установки	Параметри підшипника (рис. 3)
Ш	7207	легка	110...160	у розтяжку	$d=35$ мм; $D=72$ мм; $T=18,25$ мм; $c=17$ мм; $B=15$ мм; $r=2$ мм; $C0 = 26000H$; $C = 38500H$
Т	7211	легка	110...160	у розпір	$d=55$ мм; $D=90$ мм; $T=21,75$ мм; $c=21$ мм; $B=17$ мм; $r=2$ мм; $C0 = 26000H$; $C = 38500H$

Хід виконання роботи

1. Розмічаємо положення проєкцій компоновки у відповідності з кінематичною схемою приводу і найбільшими розмірами коліс.

2. Проводимо осі проєкцій і осьові лінії валів. В конічному редукторі осі валів перетинаються під кутом 90^0 (рис.12.3).

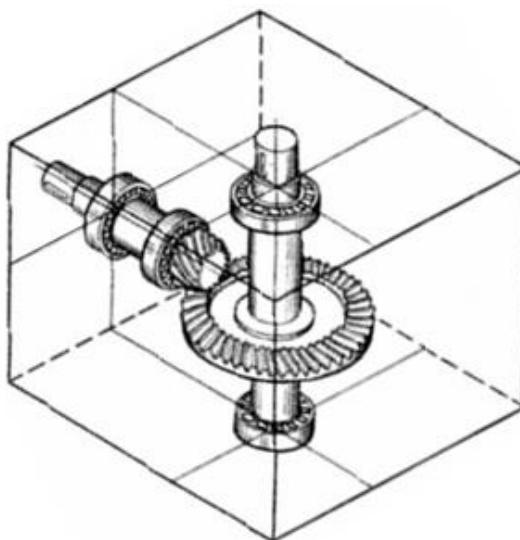


Рисунок 12.3 - Положення конічної передачі у редукторі

3. Викреслюємо редукторну пару у відповідності з геометричними параметрами, отриманими при проєктних розрахунках зубчастих передач.

- для циліндричної передачі: d_1 ; d_2 ; d_{a1} ; d_{a2} ; b_1 ; b_2 (див. пз 2, 3);
- для конічної передачі: R_e ; d_{e1} ; d_{e2} ; δ ; $h_{ae} = m_{te}$; b_1 ; b_2 (див. пз 4);
- для черв'ячної передачі: d_{w2} ; d_{am2} ; b_2 ; d_{w1} ; d_{a1} ; d_{f1} ; b_1 ; 2δ (див. пз 5);

4. За таблицею 32 довідкових матеріалів визначаємо основні розміри і відстані ескізної проєкції редуктора.

5 Для прикладу виконаємо ескізну компоновку конічного одноступеневого редуктора. Параметри шестерні і колеса, розміри валів, підшипників було визначено у попередніх розрахунках і зведено у вихідні дані.

6. Необхідні для ескізної компоновки розміри і відстані зведемо у таблицю 12.1.

Таблиця 12.1 - Розміри для ескізної компоновки одноступеневого конічного редуктора

Параметр	Позначення	Орієнтовні розміри в мм
Товщина стінки редуктора - корпусу	δ	$\delta = 0,05 R_e + 1 = 0,05 \cdot 98,3 + 1 = 6 \text{ мм}$ за рекомендаціями приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$
- кришки	δ_1	$\delta_1 = 0,04 R_e + 1 = 0,04 \cdot 98,3 + 1 = 5 \text{ мм}$
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до колеса	b	$b = 8 \dots 10 \text{ мм}$
Товщина верхнього фланця корпусу редуктора	s	$s = (1,5 \dots 1,75) \delta = 1,6 \cdot 8 = 13 \text{ мм}$

Параметр	Позначення	Орієнтовні розміри в мм
Товщина нижнього фланця корпусу редуктора	s_2	$s_2 = 2,35 \delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм}$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$s_1 = (1,5 \dots 1,75) \delta = 1,6 \cdot 8 = 13 \text{ мм}$
Діаметр фундаментних болтів редуктора (кількість $z \geq 4$)	d_1	$d_1 = 0,072 R_e + 12 = 0,072 \cdot 98,3 + 12 = 20 \text{ мм}$ ($z = 4$)
Діаметр болтів у підшипників	d_2	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1 = 0,73 \cdot 20 = 14 \text{ мм}$
Діаметр болтів кріплення корпусу з кришкою редуктора	d_3	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 = 0,55 \cdot 20 = 12 \text{ мм}$
Діаметр гвинтів кріплення кришок підшипників	d_4	$M8$
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця обертової деталі	e_1	$e_1 = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,1 \cdot 8 = 9 \text{ мм}$
Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора	e	$e = 10 \text{ мм}$
Відстань між підшипниками консольного валу кінцевого редуктора	l'	$l' = (2,5 \dots 3,5) d = 2,5 \cdot 35 = 88 \text{ мм}$ де d – внутрішній діаметр підшипника
Відстань від обертової деталі до нерухомої	l_4	$l_4 = d_4 = 8 \text{ мм}$
Довжина вихідних кінців валів редуктора	l_5	$l_5 = (1,0 \dots 1,5) d_{\delta 1}$ де $d_{\delta 1}$ – діаметр вихідного кінця валу $l_{5u} = 42 \text{ мм}; l_{5m} = 54 \text{ мм};$
Розрахункова відстань від осі обертання деталі до опори валу зубчастого (черв'ячного) колеса	l_2	$l_2 = 0,5(B + l_5) + l_3 + l_4$ де l_3 – визначається конструктивно; $l_4 = d_4$ зазвичай $l_4 = 8 \dots 12 \text{ мм}$
Відстань від кола вершин зубів колеса до внутрішньої поверхні днища	b_0	$b_0 = (5 \dots 10) m_{te} = 7 \cdot 2,73 = 20 \text{ мм}$

7. Для попередження зачеплення коліс (шестерній) за внутрішні стінки корпусу передбачаємо відстань $b = 8 \dots 10 \text{ мм}$. У кінцевому редукторі необхідно передбачити симетричність корпусу відносно осі обертання швидкохідного валу.

8. За схемою - рис. 12.4, будуємо зачеплення кінцевої передачі.

9. На відповідних осях викреслюємо ступені валів, що було отримано у проектному розрахунку. Ступені тихохідного валу будуємо в послідовності від 5ої до 1ої. При цьому довжини 5ої і 3ої - отримуємо конструктивно. Третю ступінь валу з насадженим колесом слід розмістити протилежно від вихідного

кінця валу з консольним навантаженням, що забезпечить більш рівномірний розподіл сил між підшипниками.

10. За розмірами визначеними у табл. 12.1 викреслюємо стінки редуктора у двох проєкціях, попереднє положення підшипників, кришки підшипників, тощо.

11. Креслення ескізної компоновки редуктора бажано робити в одному з графічних редакторів, або на міліметровому папері у масштабі 1:1. Приклад ескізної компоновки конічного редуктора наведений на рис. 12.5.

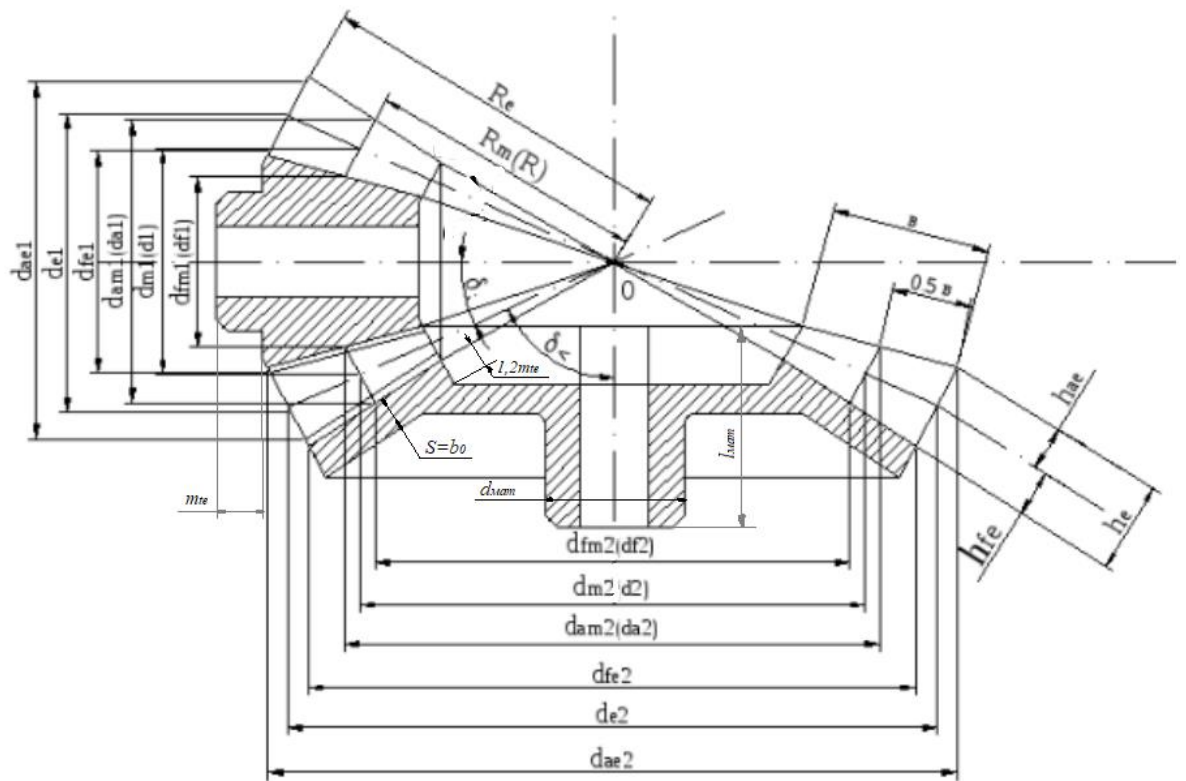


Рисунок 12.4 - Основні розміри конічного зачеплення

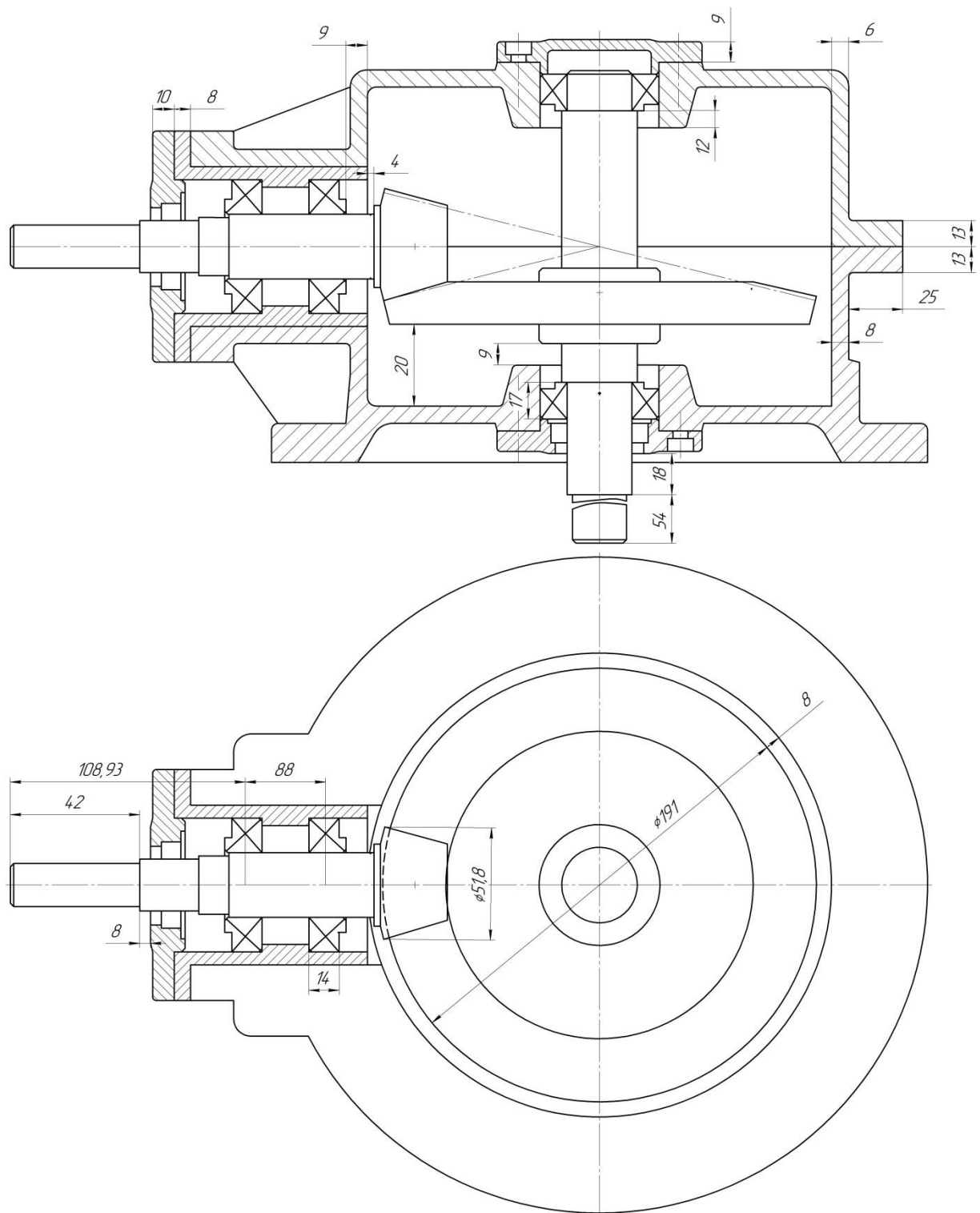


Рисунок 12.5 - Ескізна компоновка конічного редуктора

12. Розглянемо етапи побудови ескізної компоновки для інших типів редукторів.

Починаємо побудову з розмітки положення проєкцій компоновки у відповідності з кінематичною схемою приводу і найбільшими розмірами коліс.

13. Проводимо осі проєкцій і осьові лінії валів. В циліндричному і черв'ячному редукторі осі валів провести на міжосьовій відстані a_w , при цьому у циліндричному осі паралельні (рис.12.6 а), а в черв'ячному – перехрещуються під кутом 90^0 (рис.12.6 б).

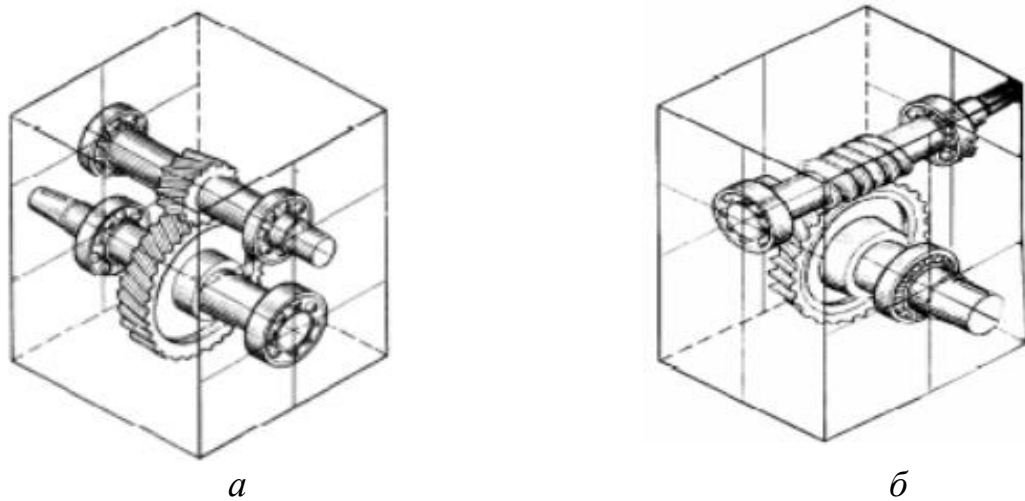


Рисунок 12.6 - Положення передач в корпусі редуктора:

а –циліндричний, б –черв'ячний

14. Викреслюємо редукторну пару у відповідності з геометричними параметрами, отриманими при проєктних розрахунках зубчастих передач.

- для циліндричної передачі: d_1 ; d_2 ; d_{a1} ; d_{a2} ; b_1 ; b_2 (див. пз 2, 3);
- для черв'ячної передачі: d_{w2} ; d_{am2} ; b_2 ; d_{w1} ; d_{a1} ; d_{f1} ; b_1 ; 2δ (див. пз 5);

15. За табл. 32 - довідкові матеріали визначаємо основні розміри і відстані ескізної проєкції редуктора і зводимо все у таблицю за прикладом табл. 12.1

16. За схемами наведеними на рис. 12.7 і 12.8 будуємо зачеплення циліндричної або черв'ячної передачі.

17. На відповідних осях викреслюємо ступені валів, що було отримано у проєктному розрахунку (рис. 2, 4 довідкові матеріали).

17.1. Циліндричний і черв'ячний редуктор – ступені валів викреслюються в послідовності від 3ої до 1ої. При цьому довжина 3ої ступені l_3 отримується конструктивно, як відстань між протилежними стінками редуктора.

17.2. Черв'ячний редуктор – проєктування ступенів швидкохідного (вхідного) валу залежить від положення 2ої і 4ої ступені, які визначаються

побудовою підшипників за розмірами d , D , B , T , c у відповідності зі схемою їх установки (табл. 30 довідкові матеріали). Положення підшипника визначається побудовою дуги радіусом $R = \frac{d_{am2}}{2} + b$ і отвору під підшипниковий вузол з діаметром зовнішнього кільця D , відстанню $S = (0,1 \dots 0,2)D$

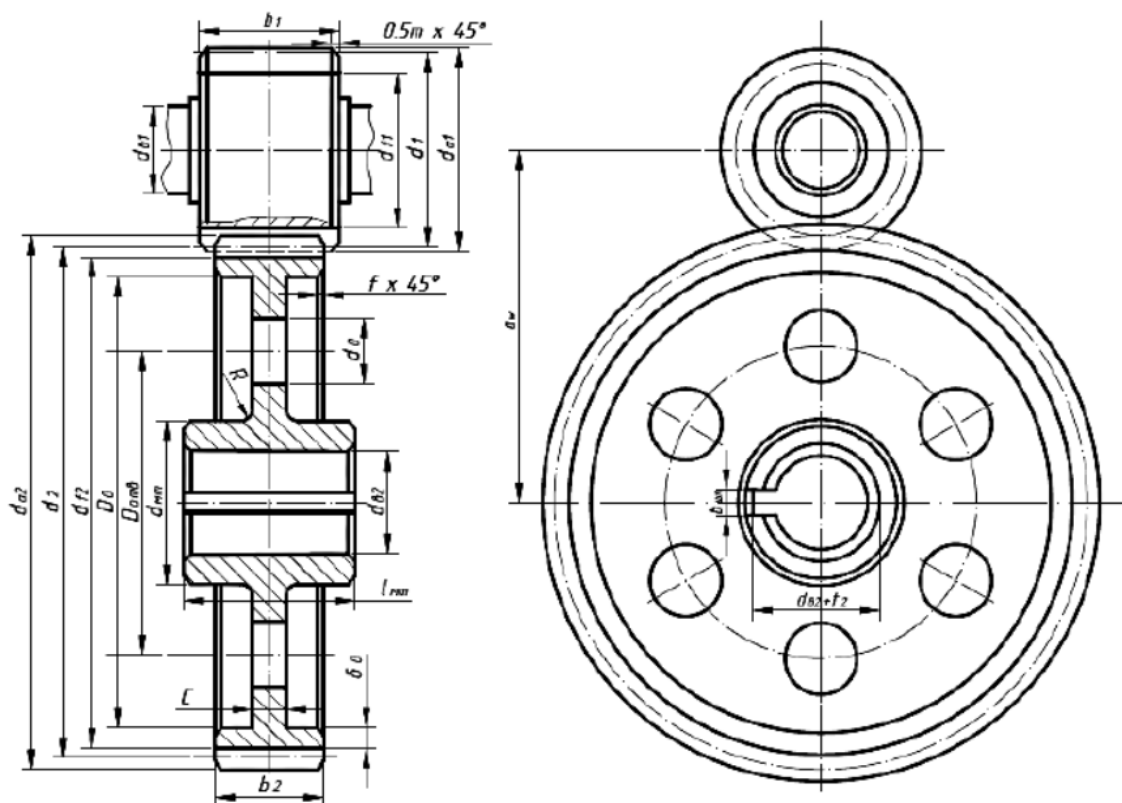


Рисунок 12.7 - Схема зачеплення циліндричної передачі

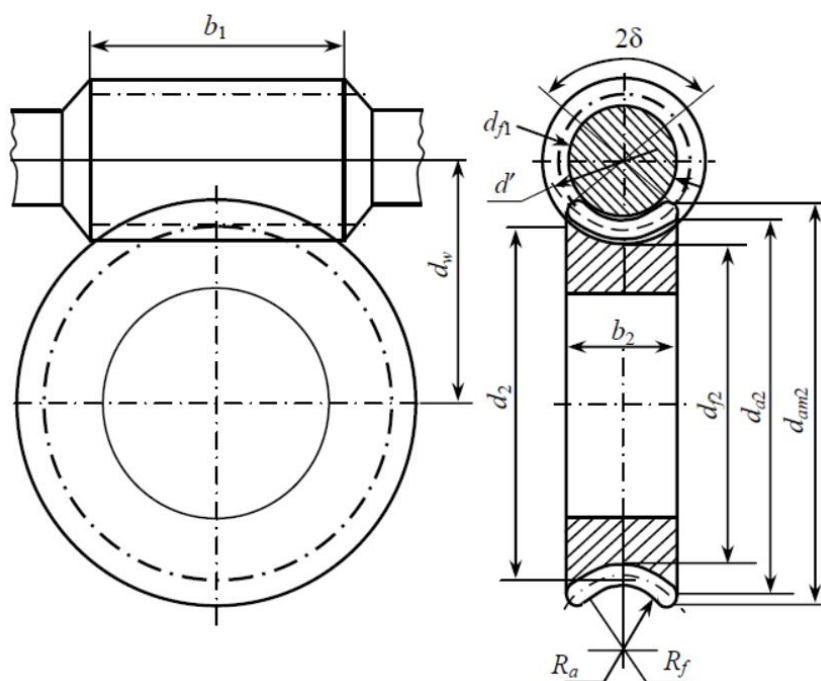


Рисунок 12.8 - Схема зачеплення черв'ячної передачі

17.3. Визначаємо відстані l' між точками прикладення реакцій підшипників швидкохідного і тихохідного валів. Радіальну реакцію підшипника R вважати такою, що прикладена в точці перетинання нормалі до середини поверхні контакту зовнішнього кільця і тіла кочення підшипника з віссю валу:

– для радіальних підшипників точка прикладення реакції знаходиться в середній площині підшипника, а відстань між реакціями опор валу визначається графічно (рис. 12.9);

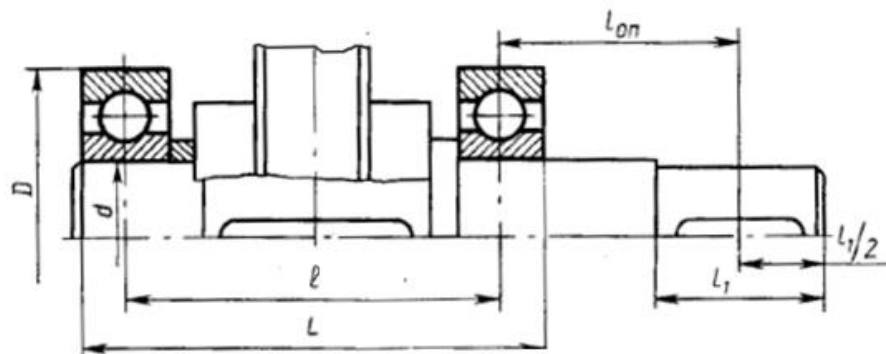


Рисунок 12.9 - Визначення положень радіальних підшипників

– для радіально упорних підшипників точка прикладення реакцій зміщується від середини і її положення визначається відстанню a , що вимірюється від широкого торцю зовнішнього кільця (рис. 12.10)

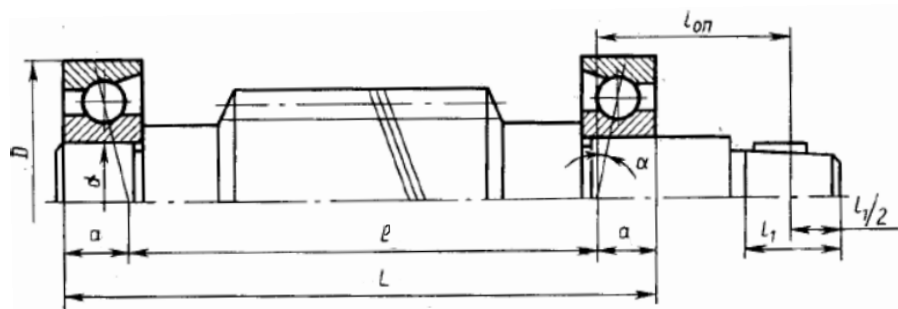


Рисунок 12.10 - Визначення положень радіально-упорних підшипників

$$a = 0,5(B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha)$$

$$a = 0,5(T + \frac{d + D}{2} e)$$

Де d , D , B , T , - геометричні розміри підшипників, α – кут контакту, e – коефіцієнт впливу осьового навантаження.

При постановці підшипників за схемою «у розпір» $l = L - 2a$; при установці за схемою «у розтяжку» $l = L + 2a$

18. За розмірами визначеними у табл. 12.1 викреслюємо стінки редуктора у двох проєкціях, попереднє положення підшипників, кришки підшипників, тощо

19. Креслення ескізної компоновки редуктора бажано робити в одному з графічних редакторів, або на міліметровому папері у масштабі 1:1. Приклад ескізної компоновки циліндричного та черв'ячного редукторів наведені на рис. 2, 4 - довідкові матеріали.

20. Багатоступеневі редуктори проєктуються за тими ж правилами і схемами, що і одноступеневі.

Практичне заняття 13

ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ РЕДУКТОРА

Мета заняття

Засвоїти методи попереднього розрахунку валів. Вивчити основні критерії міцності, жорсткості та довговічності валів. Навчитися проводити оцінку навантаження та розраховувати діаметри валів на міцність. Розвинути навички аналізу силових навантажень і їх впливу на конструкцію вала. Виробити вміння використовувати інженерні методи розрахунку на практиці. Формувати аналітичне мислення для самостійного вирішення

Завдання

Використовуючи ескізму компоновку редуктора з визначенням місць розташування ступенів передачі, відстаней між опорами валів, визначенням геометричних параметрів, побудувати розрахункову схему валів для подальшого визначення реакцій в опорах, розрахунку валів на втому та статичну міцність і перевірочний розрахунок підшипників.

Основні теоретичні відомості

Попередній розрахунок валу виконують для визначення величини діючих на вал згинальних і крутних моментів і встановлення небезпечних перетинів.

При розрахунку вал зображають як балку, закріплену на двох опорах-підшипниках, відстань між опорами визначають за лінійними розмірами маточини колеса, підшипників, ущільнень і т.ін. До валу прикладають всі сили, що діють на насаджені деталі (шестерні, шків, зірочки, черв'яки тощо) та інерційні сили. Зовнішні сили та опорні реакції вважають зосередженими і прикладеними: для маточини зубчастих коліс – всередині маточини; для підшипників – всередині підшипників.

Для отриманої розрахункової схеми валу будують епюри згинальних та крутних моментів. Крутні моменти, що передаються з допомогою шпонки, коротким шліцьовим з'єднанням, вважають прикладеними зосередженими всередині маточини.

Вихідні дані

1. Попередньої визначені розміри валів редуктора (пз 9, 12)

2. Схема навантаження валів редуктора (пз 8)

3. Крутні моменти на валах

$$T_{lp} = 65,5 \text{ Нм}, T_{2p} = 262 \text{ Нм}$$

4. Сили, що діють у конічному зачепленні редуктора:

$$\begin{aligned} & \text{— сили в зачепленні: } F_{t1} = F_{t2} = 3168 \text{ Н}; F_{r1} = F_{a2} = 820 \text{ Н}; \\ & F_{a1} = F_{r2} = 2486 \text{ Н}; \end{aligned}$$

— сила від відкритої (пасової) передачі на вхідному валу $F_{en} = 830 \text{ Н}$;

— сила від муфти на вихідному валу $F_M = 125 \sqrt{T_2} = 2023 \text{ Н}$

Хід виконання роботи

1. На практичному занятті 8 було побудовано загальну схему навантаження валів редуктора під дією сил, що виникають під час роботи конічної передачі. А в пз 9, 12 під час ескізної компоновки було скомпоновано вали редуктора і доповнені довжини тих ділянок, які визначалися графічно.

2. Вхідний (швидкохідний) вал.

2.1. Для побудови розрахункової схеми валу викреслюємо компоновочну схему валу з наведенням необхідних розмірів, прикладаємо усі сили, що діють на вал і реакції в опорах, розкладаємо вектори сил на такі, що діють у вертикальній і горизонтальній площині (рис.13.1).

2.2. Вертикальна площина.

а) Складаємо рівняння статички і визначаємо реакції в опорах:

$$\Sigma M_B = 0; F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} - F_{r1}(25 + 88) - R_A^B \cdot 88 = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_{a1} \cdot 23,2 - F_{r1}(25 + 88)}{88} = \frac{2486 \cdot 23,2 - 820 \cdot 113}{88} = -397 \text{ Н}$$

Через те, що значення сили отримали зі знаком «-» змінюємо її напрям на протилежний.

$$\Sigma M_A = 0; F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} - F_{r1} \cdot 25 - R_B^B \cdot 88 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_{a1} \cdot 23,2 - F_{r1} \cdot 25}{88} = \frac{2486 \cdot 23,2 - 820 \cdot 25}{88} = 423 \text{ Н}$$

Перевірка $\Sigma F_{верт} = 0$;

$$-F_{r1} + R_A^B + R_B^B = -820 + 397 + 423 = 0$$

б) Будуємо епюру згинальних моментів у відповідних перерізах – середина конічної шестерні (т. 1) та опори А і В

$$\text{т.1: } M_{зл} = F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} = 2486 \cdot 23,2 = 57675 \text{ Нмм} = 57,7 \text{ Нм}$$

$$\text{т.А: } M_{згА} = -R_B^B \cdot 88 = 422 \cdot 88 = -37200 \text{ Нмм} = -37,2 \text{ Нм}$$

$$\text{т.В: } M_{згВ} = 0$$

2.3. Горизонтальна площина.

а) Складаємо рівняння статички і визначаємо реакції в опорах:

$$\Sigma M_B = 0; F_t \cdot (25 + 88) + F_{вп} \cdot 100 - R_A^r \cdot 88 = 0$$

$$R_A^r = \frac{F_t \cdot (25 + 88) + F_{вп} \cdot 100}{88} = \frac{3168 \cdot 113 + 830 \cdot 100}{88} = 5011 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0; F_{вп} \cdot (100 + 88) + F_t \cdot 25 - R_B^r \cdot 88 = 0$$

$$R_B^r = \frac{F_{вп} \cdot (100 + 88) + F_t \cdot 25}{88} = \frac{830 \cdot 188 + 3168 \cdot 25}{88} = 2673 \text{ Н}$$

Перевірка $\Sigma F_{гор} = 0$;

$$F_t - R_A^r + R_B^r - F_{вп} = 3168 - 5011 + 2673 + 830 = 0$$

б) Будуємо епюру згинальних моментів у відповідних перерізах – середина конічної шестерні (т. 1) та опори А і В

$$\text{т. 1: } M_{зг1} = 0$$

$$\text{т. А: } M_{згА} = F_t \cdot 25 = 3168 \cdot 25 = 79200 \text{ Нмм} = 79,2 \text{ Нм}$$

$$\text{т. В: } M_{згВ} = -F_{вп} \cdot 100 = -83000 \text{ Нмм} = -83 \text{ Нм}$$

2.4. Будуємо епюру крутних моментів $T = 65,5 \text{ Н}$

2.5. Визначаємо сумарні реакції в підшипниках

$$R_A = \sqrt{R_A^{B^2} + R_A^{r^2}} = \sqrt{397^2 + 5011^2} = 5027 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{B^2} + R_B^{r^2}} = \sqrt{423^2 + 2673^2} = 2706 \text{ Н}$$

2.6. Визначаємо сумарний згинальний момент у найбільш навантаженому перерізі – т. А

$$M_A = \sqrt{M_A^B{}^2 + M_A^r{}^2} = \sqrt{37,2^2 + 79,2^2} = 87,5 \text{ Нм}$$

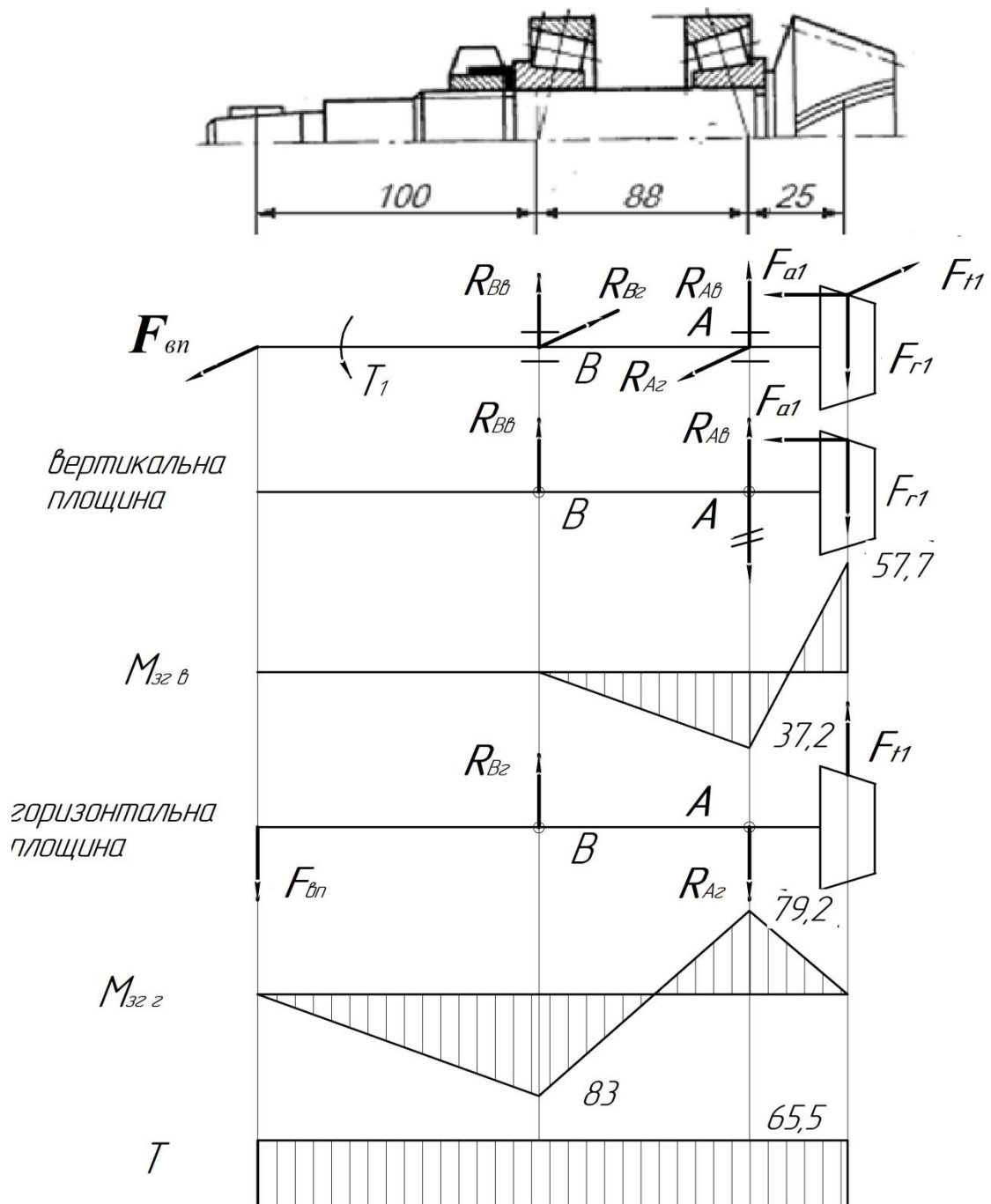


Рисунок 13.1 - Вхідний (швидкохідний вал)

3. Вихідний (тихохідний) вал.

3.1. Для побудови розрахункової схеми валу викреслюємо компоновочну схему валу з наведенням необхідних розмірів, прикладаємо усі сили, що діють на вал і реакції в опорах, розкладаємо вектори сил на такі, що діють у вертикальній і горизонтальній площині (рис.13.2).

3.2. Вертикальна площина.

а) Складаємо рівняння статички і визначаємо реакції в опорах:

$$\Sigma M_B = 0; R_A^B \cdot 220 - F_{a2} \cdot \frac{de_2}{2} - F_{r2} \cdot 140 = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_{a2} \cdot 95 - F_{r2} \cdot 140}{220} = \frac{807 \cdot 95 - 2447 \cdot 140}{220} = 1905 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0; -F_{a2} \cdot \frac{de_2}{2} + F_{r2} \cdot 80 - R_B^B \cdot 220 = 0$$

$$R_B^B = \frac{-F_{a2} \cdot 95 + F_{r2} \cdot 80}{220} = \frac{-807 \cdot 95 + 2447 \cdot 140}{220} = 542 \text{ Н}$$

Перевірка $\Sigma F_{\text{верт}} = 0$;

$$-F_{r2} + R_A^B + R_B^B = -2447 + 1905 + 542 = 0$$

б) Будуємо епюру згинальних моментів у відповідних перерізах – середина конічного колеса (т. 1) та опори А і В

$$\text{т.1: } M_{зг1} = R_A^B \cdot 80 = 1905 \cdot 80 = 152800 \text{ Нмм} = 153 \text{ Нм}$$

$$M_{зг1} = R_B^B \cdot 140 = 542 \cdot 140 = 76880 \text{ Нмм} = 77 \text{ Нм}$$

$$\text{т.А: } M_{згА} = 0$$

$$\text{т.В: } M_{згВ} = 0$$

3.3. Горизонтальна площина.

а) Складаємо рівняння статички і визначаємо реакції в опорах:

$$\Sigma M_B = 0; F_M \cdot 287 + F_{t2} \cdot 140 - R_A^r \cdot 220 = 0$$

$$R_A^r = \frac{F_M \cdot 287 + F_{t2} \cdot 140}{220} = \frac{2023 \cdot 287 - 3168 \cdot 140}{220} = 623 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0; F_M \cdot 67 + F_{t2} \cdot 80 - R_B^r \cdot 220 = 0$$

$$R_B^r = \frac{F_M \cdot 67 + F_{t2} \cdot 80}{220} = \frac{2023 \cdot 67 + 3168 \cdot 80}{220} = 1768 \text{ Н}$$

Перевірка $\Sigma F_{\text{гор}} = 0$;

$$F_M - R_A^r - F_t + R_B^r = 2023 - 623 - 3168 + 1768 = 0$$

б) Будуємо епюру згинальних моментів у відповідних перерізах – середина конічної шестерні (т. 1) та опори А і В

$$\text{т. 1: } M_{зг1} = R_B^r \cdot 140 = 247000 \text{ Нмм} = 247 \text{ Нм}$$

$$\text{т. А: } M_{згА} = F_M \cdot 67 = 2023 \cdot 67 = 135500 \text{ Нмм} = 135,5 \text{ Нм}$$

$$\text{т. В: } M_{згВ} = 0$$

3.4. Будуємо епюру крутних моментів $T = 262 \text{ Н}$

3.5. Визначаємо сумарні реакції в підшипниках

$$R_A = \sqrt{R_A^B{}^2 + R_A^r{}^2} = \sqrt{1905^2 + 623^2} = 2004 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^B{}^2 + R_B^r{}^2} = \sqrt{542^2 + 1768^2} = 1849 \text{ Н}$$

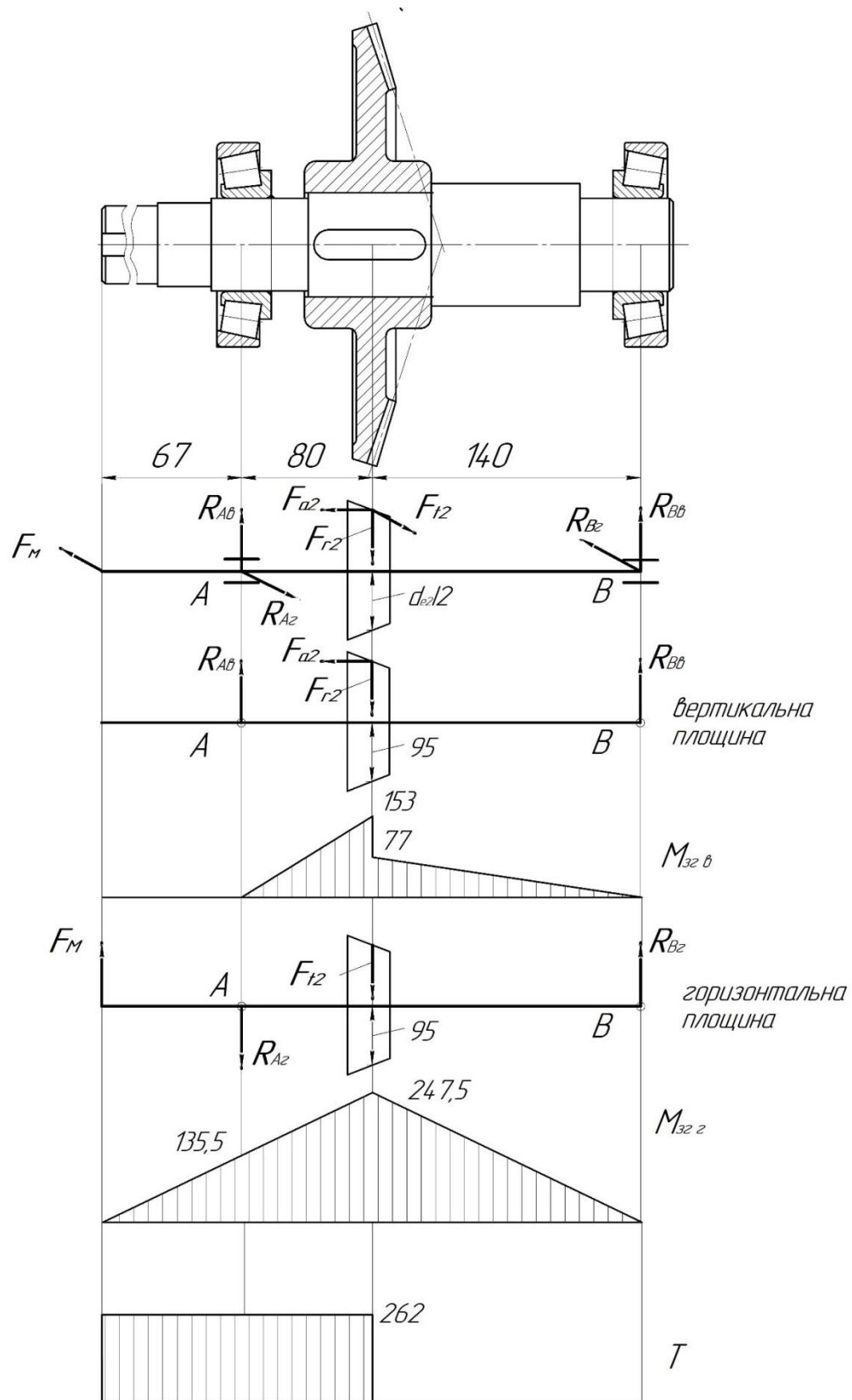


Рисунок 13.2 - Вихідний (тихохідний) вал конічного редуктора

3.6. Визначаємо сумарний згинальний момент у найбільш навантаженому перерізі – т. 1 (конічне колесо)

$$M_A = \sqrt{M_A^B{}^2 + M_A^T{}^2} = \sqrt{153^2 + 247^2} = 290,5 \text{ Нм}$$

4. За аналогічною методикою будемо епюри і визначаємо реакції в опорах для валів редукторів в курсовому проєкті.

Практичне заняття 14

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

Мета заняття

Ознайомитися з методикою перевірного розрахунку підшипників кочення. Навчитися розраховувати навантаження, ресурс роботи та коефіцієнт запасу міцності підшипників. Відпрацювати навички вибору відповідного типу підшипника для конкретних умов експлуатації. Сформувати вміння аналізувати навантаження та робочі умови деталей машин. Покращити навички роботи з довідниковими матеріалами (каталоги підшипників, ДСТУ, ISO).

Завдання

Визначити еквівалентне динамічне навантаження підшипників. Перевірити підшипники за динамічною вантажопідйомністю. Визначити розрахункову довговічність підшипників. Зробити висновки про придатність попередньо обраних підшипників.

Основні теоретичні відомості

Перевірочний розрахунок попередньо обраних підшипників виконується окремо для швидкохідного і тихохідного валів. Придатність підшипників визначається порівнянням динамічної вантажопідйомності C_{rp} , H з базовою C_r , H або базової довговічності L_{10h} , $год$ (L_{10} , млн. обертів) з потрібною L_h , $год$ за умовою:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ або } L_{10h} \geq L_h$$

Базова динамічна вантажопідйомність C_r є постійним радіальним навантаженням, яке підшипник може сприймати при базовій довговічності, яка складає 10^6 обертів внутрішнього кільця. Значення вказані в каталозі підшипників для кожного типорозміру.

Необхідна довговічність підшипника передбачена ГОСТ16162 – 85 і складає для черв'ячних редукторів $L_h \geq 5000 год$; для зубчастих $L_h \geq 10000 год$.

При визначенні L_h слід враховувати ресурс приводу, що проєктується, а також рекомендовані значення необхідної довговічності підшипників різних машин.

Розрахункова динамічна вантажопідйомність C_{rp} , H і базова довговічність L_{10h} , год, визначаються за формулами:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m$$

де R_E – еквівалентне динамічне навантаження, H ; ω – кутова швидкість відповідного валу; m – показник ступені: $m = 3$ для кулькових підшипників, $m = 3,33$ для роликових.

Вихідні дані

1. Попередньо обрані підшипники вхідного і вихідного валів - тип 7000
2. Кутові швидкості на валах $\omega_1 = 75,5 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 30,2 \text{ c}^{-1}$
3. Сили, що діють у конічному зачепленні редуктора:
 - сили в зачепленні: $F_{t1} = F_{t2} = 3168 \text{ H}$; $F_{r1} = F_{a2} = 820 \text{ H}$;
 $F_{a1} = F_{r2} = 2486 \text{ H}$;
4. Реакції в опорах валів:
 - вхідний вал $R_A = 5027 \text{ H}$; $R_B = 2706 \text{ H}$
 - вихідний вал $R_A = 2004 \text{ H}$; $R_B = 1849 \text{ H}$
5. Параметри підшипників
 - вхідний вал тип 7207: $e = 0,37$; $Y = 1,62$; $Y_0 = 0,89$; $C_r = 32,2 \text{ кН}$
 $C_{r0} = 26,3 \text{ кН}$; $\alpha = 14^\circ$
 - вихідний вал тип 7211: $e = 0,41$; $Y = 1,46$; $Y_0 = 0,8$; $C_r = 57,9 \text{ кН}$
 $C_{r0} = 46,1 \text{ кН}$; $\alpha = 15^\circ$

Хід виконання роботи

1. Перевіримо придатність підшипника 7207 швидкохідного валу конічного редуктора. Параметри підшипника:
 - коефіцієнт впливу осьового навантаження $e = 0,37$ (визначається за типорозміром підшипника з каталогу підшипників*);

- коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,4$ (табл. 33 довідкові матеріали)
- навантаження з легкими поштовхами;
- коефіцієнт радіального навантаження $Y = 1,62$ (визначається за типорозміром підшипника з каталогу підшипників*);
- $C_r = 32,2 \text{ кН}$ - динамічна вантажопідйомність (з каталогу*);
- $C_{r0} = 26,3 \text{ кН}$ - статична вантажопідйомність (з каталогу*);
- $\alpha = 14^\circ$ - (з каталогу*);
- $L_h \geq 10000 \text{ год}$ – необхідна довговічність підшипника

1.2. Складемо схему навантаження підшипників вхідного валу (рис.14.1)

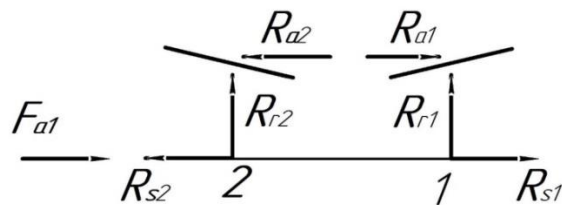


Рисунок 14.1 - Схема навантаження підшипників вхідного валу

Опору А позначимо 2, опору В – 1, тоді $R_{r2} = R_A = 5027 \text{ Н}$ – сумарна реакція в опорі А, $R_{r1} = R_B = 2706 \text{ Н}$ – сумарна реакція в опорі В.

1.3. За рекомендаціями (табл. 33 довідкові матеріали) визначаємо осьові складові радіальних реакцій

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 5027 = 1544 \text{ Н}$$

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2706 = 831 \text{ Н}$$

Так як $R_{s1} < R_{s2}$ і $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ 0, (табл. 34 довідкові матеріали), то

$$R_{a1} = R_{s1} = 831 \text{ Н}$$

$$R_{a2} = R_{s1} + F_a = 831 + 2486 = 3317 \text{ Н}$$

1.4. Для вибору формул визначення еквівалентного навантаження (табл. 33 довідкові матеріали) розрахуємо співвідношення для кожної опори:

$$\text{опора 1} - \frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{831}{1 \cdot 2706} = 0,31 < e = 0,37 \quad \text{еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E1} = VR_{r1}K_6K_T = 1 \cdot 2706 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3247 \text{ Н}$$

$$\text{опора 2} - \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{3317}{1 \cdot 5027} = 0,65 > e = 0,37 \text{ еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2})K_6K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 5027 + 1,62 \cdot 3317)1,2 \cdot 1 = 8861,4\text{Н}$$

де V – коефіцієнт обертання $V=1$, коли обертається внутрішнє кільце;

K_6 – коефіцієнт безпеки (табл. 37 довідкові матеріали), так як редуктор стаціонарний, працює з легкими поштовхами і потрібна довговічність 10000 год приймаємо $K_6 = 1,2$;

K_T – температурний коефіцієнт, для температури підшипника до 100° $K_T=1$. (табл. 32 довідкові матеріали).

1.5. Визначаємо динамічну вантажопідйомність за найбільш навантаженим підшипником - опора 2

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[m]{573\omega_1 \frac{L_h}{10^6}} = 8861 \sqrt[3,33]{573 \cdot 75,5 \cdot \frac{10000}{10^6}} = 56643\text{Н} = 56,6\text{кН}$$

так як $C_{rp} > C_r = 32,2\text{кН}$ підшипник не придатний.

1.6. Прийmemo підшипник того ж типу і посадочних розмірів, але середньої серії і повторимо розрахунок:

Підшипник тип 7307

– коефіцієнт впливу осьового навантаження $e = 0,32$ (каталог підшипників*);

– коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,4$ (табл. 33 довідкові матеріали);

– навантаження з легкими поштовхами;

– коефіцієнт радіального навантаження $Y = 1,38$ (з каталогу підшипників*);

– $C_r = 54 \text{ кН}$ - динамічна вантажопідйомність (з каталогу*);

– $C_{r0} = 38 \text{ кН}$ - статична вантажопідйомність (з каталогу*);

– $\alpha = 14^\circ$ - (з каталогу*);

– $L_h \geq 10000 \text{ год}$ – необхідна довговічність підшипника

1.7. Схема навантаження і реакції в опорах залишаються не змінними.

Визначаємо осьові складові радіальних реакцій

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 5027 = 1335H$$

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 2706 = 718H$$

Так як $R_{s1} < R_{s2}$ і $F_{a1} > R_{s2} - R_{s1}$ 0, (табл. 34 довідкові матеріали), то

$$R_{a1} = R_{s1} = 718H$$

$$R_{a2} = R_{s1} + F_a = 718 + 2486 = 3204H$$

1.8. Для вибору формул визначення еквівалентного навантаження (табл. 33 довідкові матеріали) розрахуємо співвідношення для кожної опори:

$$\text{опора 1} - \frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{718}{1 \cdot 2706} = 0,26 < e = 0,32 \quad \text{еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E1} = VR_{r1}K_6K_T = 1 \cdot 2706 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3247H$$

$$\text{опора 2} - \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{3204}{1 \cdot 5027} = 0,6 > e = 0,37 \quad \text{еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2})K_6K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 5027 + 1,62 \cdot 3204)1,2 \cdot 1 = 7201,3H$$

1.9. Визначаємо динамічну вантажопідйомність за найбільш навантаженим підшипником - опора 2

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[m]{573\omega_1 \frac{L_h}{10^6}} = 7201,2 \sqrt[3,33]{573 \cdot 75,5 \cdot \frac{10000}{10^6}} = 44486H = 44,5кН$$

так як $C_{rp} < C_r = 54кН$ підшипник придатний.

1.10. Перевіримо обраний підшипник на довговічність:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\omega} \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = \frac{10^6}{573 \cdot 75,5} \left(\frac{54000}{7201,3} \right)^{3,33} = 18944 \text{ год}$$

Так як $L_{10h} > L_h = 10000$ год умова виконується підшипник придатний.

1.11. Остаточно для опор вхідного валу приймаємо підшипник 7307:

$$d=35 \text{ мм}; D=80 \text{ мм}; T=23 \text{ мм}; c=18 \text{ мм}; B=21 \text{ мм}; r=2\text{мм}; C_0 = 38 \text{ кН};$$

$$C = 54 \text{ кН}$$

2. Перевіримо придатність підшипника 7211 швидкохідного валу конічного редуктора.

2.1. Параметри підшипника:

- коефіцієнт впливу осьового навантаження $e = 0,41$ (визначається за типорозміром підшипника з каталогу підшипників*);
- коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,4$ (табл. 33 довідкові матеріали)
- навантаження з легкими поштовхами;
- коефіцієнт радіального навантаження $Y = 1,46$ (визначається за типорозміром підшипника з каталогу підшипників*);
- $C_r = 57,9 \text{ кН}$ - динамічна вантажопідйомність (з каталогу*);
- $C_{r0} = 46,1 \text{ кН}$ - статична вантажопідйомність (з каталогу*);
- $\alpha = 15^\circ$ - (з каталогу*);
- $L_h \geq 10000 \text{ год}$ – необхідна довговічність підшипника

2.2. Складемо схему навантаження підшипників вихідного валу (рис.14.2). Опору А позначимо 2, опору В – 1, тоді $R_{r2} = R_A = 2004 \text{ Н}$ – сумарна реакція в опорі А, $R_{r1} = R_B = 1849 \text{ Н}$ – сумарна реакція в опорі В

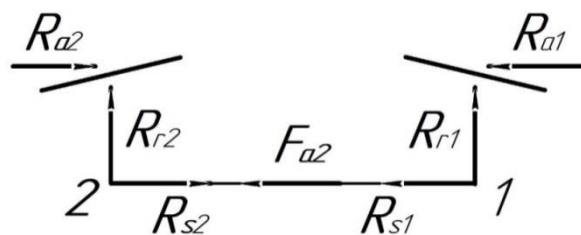


Рисунок 14. 2 - Схема навантаження підшипників вихідного валу

2.3. За рекомендаціями (табл. 33 довідкові матеріали) визначаємо осьові складові радіальних реакцій

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 2004 = 682 \text{ Н}$$

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1849 = 629 \text{ Н}$$

Так як $R_{s1} < R_{s2}$ і $F_{a2} > R_{s2} - R_{s1}$ 0, (табл. 34 довідкові матеріали), то осьове навантаження підшипника

$$R_{a1} = R_{s1} = 629 \text{ Н}$$

$$R_{a2} = R_{s1} + F_{a2} = 629 + 820 = 1449 \text{ Н}$$

2.4. Для вибору формул визначення еквівалентного навантаження (табл. 33 довідкові матеріали) розрахуємо співвідношення для кожної опори:

$$\text{опора 1} - \frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{629}{1 \cdot 1849} = 0,34 < e = 0,41 \quad \text{еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E1} = VR_{r1} K_6 K_T = 1 \cdot 1849 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2219 \text{ Н}$$

$$\text{опора 2} - \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1449}{1 \cdot 2004} = 0,72 > e = 0,417 \quad \text{еквівалентне навантаження}$$

будемо розраховувати за формулою

$$R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2004 + 1,62 \cdot 1449) 1,2 \cdot 1 = 3779 \text{ Н}$$

де V – коефіцієнт обертання $V=1$, коли обертається внутрішнє кільце;

K_6 – коефіцієнт безпеки (табл. 37 довідкові матеріали), так як редуктор стаціонарний, працює з легкими поштовхами і потрібна довговічність 10000 год приймаємо $K_6 = 1,2$;

K_T – температурний коефіцієнт, для температури підшипника до 100° $K_T=1$ (табл. 38 довідкові матеріали).

2.5. Визначаємо динамічну вантажопідйомність за найбільш навантаженим підшипником - опора 2

$$C_{rp} = R_{E2}^m \sqrt[3]{573 \omega_1 \frac{L_h}{10^6}} = 3779^{3,33} \sqrt[3]{573 \cdot 30,2 \cdot \frac{10000}{10^6}} = 17733 \text{ Н} = 17,7 \text{ кН}$$

так як $C_{rp} < C_r = 46,1 \text{ кН}$ - підшипник придатний.

2.6. Перевіримо обраний підшипник на довговічність:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = \frac{10^6}{573 \cdot 30,2} \left(\frac{17733}{3779} \right)^{3,33} = 10045 \text{ год}$$

Так як $L_{10h} > L_h = 10000$ год умова виконується, підшипник придатний.

3. Використовуючи довідкові матеріали (табл. 33-38 довідкові матеріали), методику наведену в п. 1, 2 даного практичного заняття, виконати перевірочний розрахунок підшипників в редукторах, які проєктуються в курсовому проєкті.

***Посилання на онлайн каталог підшипників кочення:**

https://www.podshypnik.info/ua/index.php?zid=basic_sizes&typ=3189_t7&sketch=sk00#google_vignette.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посібник / А. В. Гайдамака ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : Планета – Принт, 2020. – 275 с. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/51060>
2. Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.
3. Деталі машин. Курсове проектування. Частина 1 : навч. посіб. / Ю. А. Невдаха, В. В. Пирогов, А. Ю. Невдаха, В. В. Пукалов. - Кропивницький : Лисенко В.Ф., 2018. - 252 с. <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/8371>
4. Деталі машин. Розрахунок та конструювання [Текст] : підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, В. С. Гапонов [та ін.]. - Київ : Талком, 2014. - 684 с.: табл., рис. - Бібліогр.: с. 683. - ISBN 978-617-7133-52-9. <https://card-file.ontu.edu.ua/handle/123456789/3334>
5. Зубченко І.І. Деталі машин: конспект лекцій / І.І. Зубченко. Тернопіль, 2000. 212 с.
6. Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О.О. Дереза. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.
7. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): Навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: Х-Тетта, 2019. – 159 с.
8. Мазоренко Д.І. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин / Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло, Б.З. Овчаров, Л.М. Тіщенко. Харків: ХДТУСГ, 2004. 132 с.
9. Малащенко В.О., Павлище В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. – Львів: НУЛП, 1999. – 116 с.
10. Назін, В. І. Деталі машин і основи конструювання : навч. посіб. / В. І. Назін ; М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків : ХАІ, 2021. – 304 с. <http://dspace.library.khai.edu/xmlui/handle/123456789/7743>
11. О.О. Дереза Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.
12. Овчаров Б.З. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. Харків: ХНТУСГ, 2006. 366 с.
13. Овчаров Б.З. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. Вали і опори: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. Харків: ХНТУСГ, 2008. 315 с.
14. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

Електронне навчальне видання комбінованого використання
Можна використовувати в локальному та мережному режимі

Малініна Юлія Володимирівна

**ТЕОРЕТИЧНА ТА ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА.
ДЕТАЛІ МАШИН**

Методичні вказівки
до проведення практичних занять для здобувачів вищої освіти
першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форм здобуття освіти
за спеціальностями 015 «Професійна освіта (Машинобудування)»,
015 «Професійна освіта (Транспорт)»

У 2 частинах

Частина 1

В авторській редакції

Підписано до розміщення 25.06.2025. Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 5,69. Обсяг 3,429 Мб. Зам. № 286/25.

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна,
61022, м. Харків, майдан Свободи, 4.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3367 від 13.01.2009
Видавництво ХНУ імені В. Н. Каразіна