

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра «Механіка і проектування машин»

МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
до лабораторних робіт з дисципліни
«Деталі машин і основи конструювання»

Харків 2013

Методичне забезпечення розглянуте та рекомендоване до друку на засіданні кафедри «Механіка і проектування машин» ., протокол №

Укладачі:
доценти В.В. Захарченко,
О.В. Надтока,
А.В. Павшенко,
С.В. Бобрицький

Рецензент:
доц. О.В.Братченко

Зміст

	стор.
<i>Лабораторна робота № 1</i> Замір і визначення основних параметрів двоступінчастого циліндричного редуктора.....	5
<i>Лабораторна робота № 2</i> Вивчення конструкції та визначення параметрів одноступеневого конічного редуктора.....	11
<i>Лабораторна робота № 3</i> Вивчення конструкції черв'ячного редуктора.....	15
<i>Лабораторна робота № 4</i> Кінематичний та силовий аналіз приводу механізму.....	18
<i>Лабораторна робота № 5</i> Розрахунок навантажувальної спроможності редукторів.....	21
<i>Лабораторна робота № 6</i> Вивчення конструкції та визначення параметрів муфт.....	27
<i>Лабораторна робота № 7</i> Дослідження різьбового з'єднання від дії сили затягування та зовнішнього навантаження	31

ВСТУП

При вивченні дисципліни «Деталі машин» важливе місце займає лабораторний практикум, який виконується з метою використання набутих теоретичних знань та одержання практичних навичок.

Методичне забезпечення відповідає розробленій на кафедрі «Механіка та проектування машин» концепції та побудоване на основі технології проведення лабораторного практикуму із загально інженерних дисциплін.

Лабораторні роботи з дисципліни «Деталі машин та основи конструювання» мають за мету ознайомити студентів з конструкцією редукторів та муфт, на підставі вимірюваних геометричних параметрів робити кінематичний та силовий аналіз приводу, визначати можливу потужність редукторів, перевіряти міцність валів.

Методична розробка містить загальні рекомендації до виконання та порядок виконання лабораторних робіт. Звіт та результати, отримані при виконанні лабораторних робіт, оформлюються в спеціальному робочому зошиті для виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин та основи конструювання».

Обов'язковою умовою допуску до лабораторного практикуму є вивчення правил техніки безпеки та охорони праці при першому відвідуванні студентами навчальної лабораторії.

Лабораторна робота №1

ЗАМІР І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОСТУПІН- ЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити конструкцію редуктора і визначити основні його параметри.

Задачі:

1. Вивчити конструкцію редуктора і скласти кінематичну схему.
2. Визначити модулі зубчастих коліс.
3. Визначити передаточні числа ступенів редуктора і загальне передаточне число.
4. Визначити шляхом замірів конструктивні розміри зубчастих коліс, валів, підшипників, корпусу і порівняти з рекомендованими залежностями.

Устаткування, прилади, інструменти: редуктори циліндричні, штангенциркуль, лінійка, гайкові ключі.

Конструкція двоступінчастого циліндричного редуктора

Зубчасті передачі, які призначені для зниження кутової швидкості, а отже підвищення обертального моменту, називаються редукторами (рисунок 1.1).

Пара зубчастих коліс складає ступінь. Менше зубчасте колесо називається шестернею, більше колесом. Зубчасті колеса кріплять на валах за допомогою шпонкового чи шліцьового з'єднання.

На вхідному валу кріпиться шестерня швидкохідного ступеня (часто вхідний вал редуктора виконується в виді вала-шестерні). На проміжному валу кріпиться колесо швидкохідного ступеня та шестерня тихохідного ступеня (часто в виді вала-шестерні). На вихідному валу кріпиться колесо тихохідного ступеня. Для кращої фіксації зубчастих коліс на

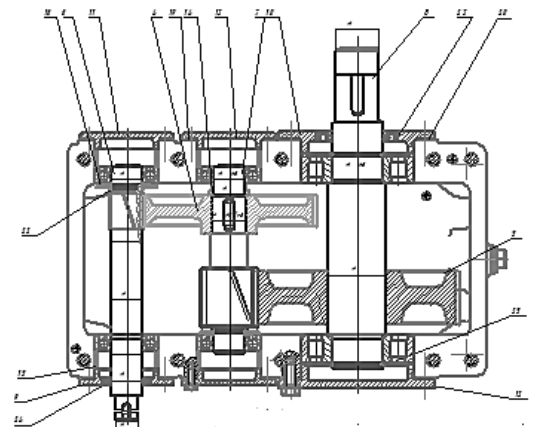
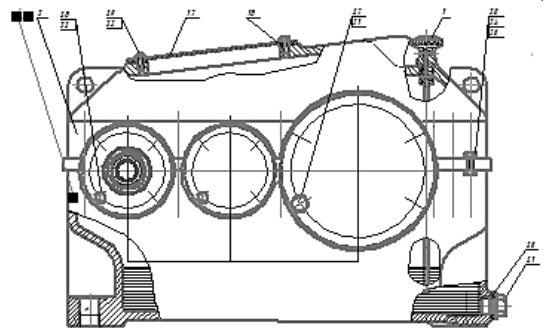


Рисунок 1.1

валах вали виконуються ступінчастими, крім того часто зубчасте колесо фіксується в осьовому напрямку за допомогою розпірного кільця.

Корпус редуктора призначений для розміщення деталей передачі, захисту їх від забруднення і організації системи мащення. Для зручності монтажу корпус звичайно виконують роз'ємним, а для з'єднання кришки з основою площину роз'єму оформляють фланцями і бобишками. Болти, які стягують бобишки, є найбільш відповідальними в з'єднанні основи і кришки корпуса. Перед розточкою отворів під підшипники встановлюють на фланцях два координуючих штифта на найбільшій відстані один від одного. Штифти точно фіксують відносне положення деталей при наступних зборках і тим самим зберігають точність отворів.

Покриття, яке ущільнює площини роз'єму, склеює кришку і основу корпуса. Для того, щоб забезпечити їх роз'єднання при розбиранні, застосовують віджимні гвинти. Також як і штифти, віджимні гвинти ставлять у двох протилежних місцях. Різьбовий отвір виконують у нижньому, а не у верхньому фланці. У цьому випадку воно менше забруднюється.

Для герметизації підшипникових вузлів і сприймання осьових навантажень застосовують кришки. Для запобігання витікання масла між корпусом і фланцем встановлюють прокладки.

У верхній частині кришки редуктора є отвір, призначений для огляду внутрішньої частини редуктора і заливання масла. Він закривається оглядовою кришкою з прокладкою. Отвори для маслоспускання і маслопокажчика розташовують там, де до них забезпечений зручний доступ. Нижня кромка маслоспускнуго отвору знаходиться на рівні днища або трохи нижче його. У самого отвору виконують поглиблення, яке сприяє стоку масла і устояний грязі і, окрім цього забезпечує вільний вихід інструмента при свердлуванні і нарізанні різьби у отворі. Маслоспускну отвір закривають спеціальною пробкою.

Рим болти та проушини призначені для захвату редуктора при підйомі і транспортуванні.

При роботі передачі повітря у середині корпуса нагрівається, що приводить до підвищення тиснення і витіку масла через ущільнення валів. Щоб запобігти цього, застосовують вентиляцію корпуса за допомогою віддушини. Найпростіші віддушини представляють собою пробки з отворами.

Основні геометричні параметри зубчастого колеса

Профіль зубців евольвентний, кут зачеплення $\alpha=20^{\circ}$.

Зубці косозубого циліндричного колеса розташовуються не по утворюючій ділильного циліндра, а складають з нею кут β (рисунок 1.2). Профіль косоного зубця в нормальному перетині $n-n$ збігається з профілем прямого зубця. Модуль у цьому перетині m_n стандартний (ГОСТ 9563-80). У торцевому перетині $t-t$ параметри косоного зуба змінюються в залежності від кута β .

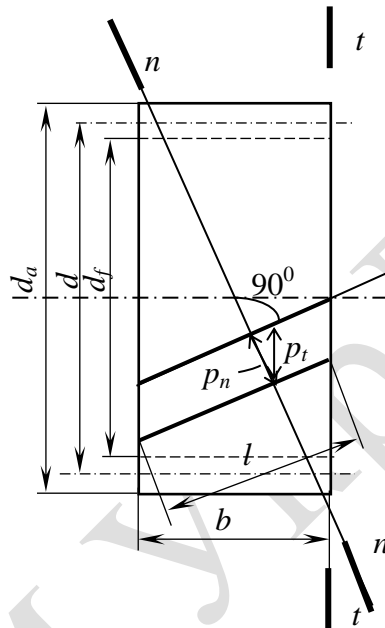


Рисунок 1.2

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Нормальний крок	$p_n, \text{мм}$	
Ширина колеса	$b, \text{мм}$	
Довжина зуба	$l, \text{мм}$	
Кут нахилу зубів	$\beta, ^{\circ}$	$\beta = \arccos \frac{b}{l}$
Нормальний модуль (стандартне значення)	$m_n, \text{мм}$	$m_n = \frac{p_n}{\pi \cos \alpha}$
Окружний модуль	$m_t, \text{мм}$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$
Число зубів шестерні колеса	z_1 z_2	

Ділильні діаметри шестерні колеса	d_1 мм d_2 мм	$d = m_t z$
Діаметри вершин шестерні колеса	d_a мм d_a мм	$d_a = d + 2m_n$
Діаметри западин шестерні колеса	d_f мм d_f мм	$d_f = d - 2,5m_n$
Коефіцієнт ширина колеса	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$
Міжосьова відстань	a , мм	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Передаточне число ступеня	u_i	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Передаточне число редуктора	u	$u = u_1 \cdot u_2$

На рисунку 1.3 позначені основні конструктивні елементи зубчастого колеса.

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Діаметр отвору колеса	d_{omb} , мм	замір
Діаметр маточини колеса	d_m , мм	$d_M = 1,6d_{omb}$
Довжина маточини	l_m , мм	$l_m = (0,8 \dots 1,6) \cdot b$
Товщина ободу	δ_0 , мм	$\delta_0 = (2,5 \dots 4)m \geq 8$ мм
Товщина диску	c , мм	$c \approx 0,3b$

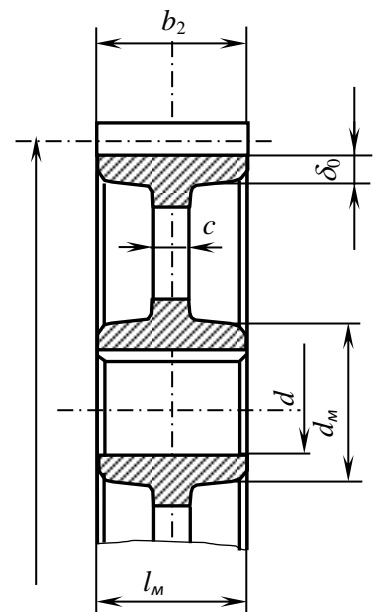


Рисунок 1.3

Параметри підшипників кочення

Опорами для валів служать підшипники, які підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, та сприймають і передають на корпус прикладені до них радіальні й осьові навантаження. В редукторах застосовуються підшипники кочення (рисунок 1.3). Найчастіше застосовують радіальні та радіально-упорні шарикопідшипники, іноді при великих осьових навантаженнях можна застосовувати конічні роликові підшипники. Основними розмірами є діаметр внутрішнього кільця підшипника d , діаметр зовнішнього кільця підшипника D , ширина підшипника B .

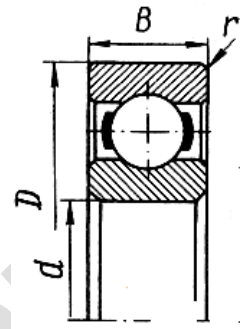


Рисунок 1.3

Основні розміри корпуса редуктора

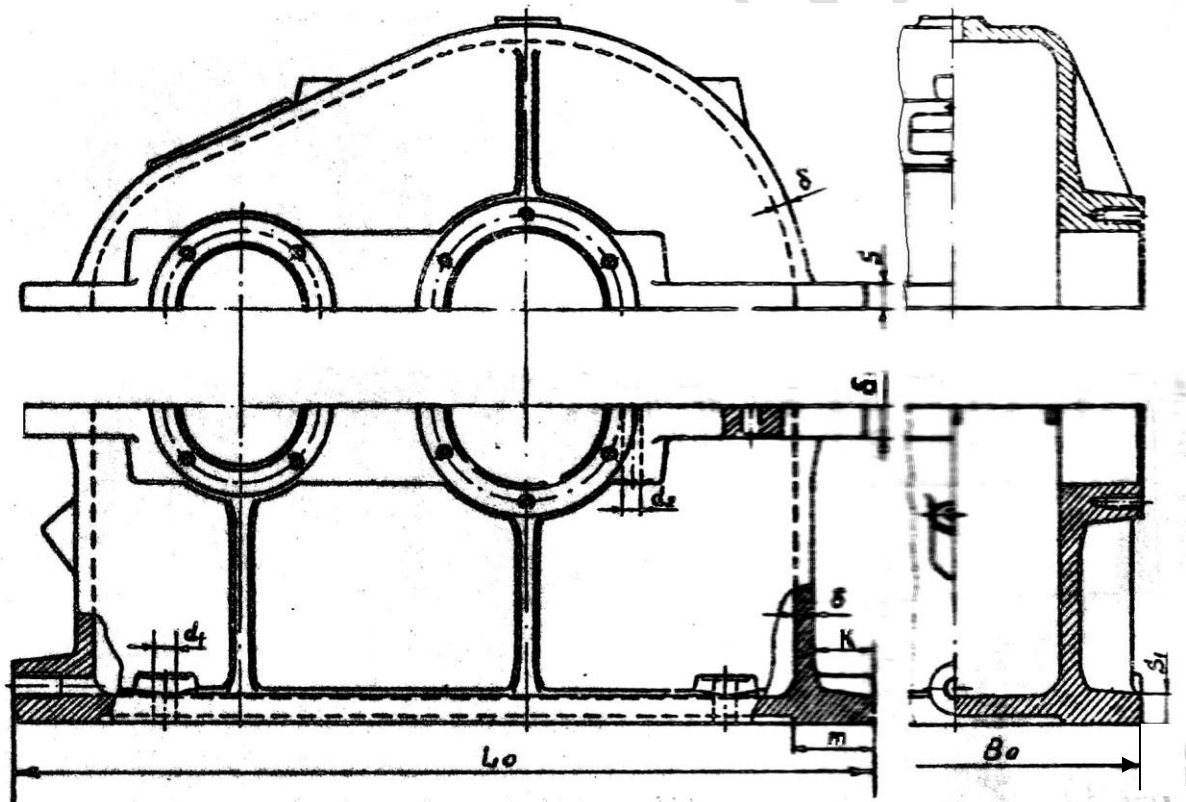


Рисунок 1.4

Найменування параметрів	Позначення	Формула
Товщина стінки корпусу редуктора	δ , мм	$\delta = 0,02a_2 + 3 \geq 8$ мм,
Товщина стінки кришки корпусу редуктора	δ_1 , мм	$\delta_1 = 0,9\delta + 6$ мм.
Товщина верхнього фланцю	S , мм	$S = (1,5 \dots 1,75)\delta$
Товщина нижнього фланцю	S_1 , мм	$S_1 = 2,35\delta$
Діаметр фундаментних болтів	d_1 , мм	$d_1 = (0,03 \dots 0,36)a + 12$ мм
Число фундаментних болтів	z	$z = 0,005(L_0 + B_0) \geq 4$
Діаметр болтів, які стягують корпус та кришку	d_2 , мм	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$
Ширина опорної поверхні нижнього фланцю	m , мм	$m = k + 1,5\delta$ мм
Ширина фланцю	k , мм	$k = 2,5d_1$
Товщина ребер корпусу	c , мм	$c = (0,8 \dots 1)\delta$

Порядок виконання роботи

1. Скласти кінематичну схему циліндричного редуктора.
2. Розібрати заданий редуктор, ознайомитись з його складовими деталями та їх призначенням.
3. Виконати заміри зубчастих передач.
4. Визначити параметри одного зубчастого колеса.
5. Встановити тип, серію, ГОСТ і розміри підшипників.
6. Визначити основні розміри корпусу редуктора
7. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОСТУПІНЧАСТОГО КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчення конструкції редуктора і визначення основних параметрів прямозубої конічної передачі.

Задачі:

1. Вивчити конструкцію редуктора і скласти кінематичну схему.
2. Визначити основні параметри конічної передачі.
3. Виконати ескіз колеса конічної передачі.
4. Вивчити тип, розміри, позначення і ГОСТ підшипників кочення.

Устаткування, прилади, інструменти: одноступінчасті конічні редуктори о, штангенциркуль, лінійка, гайкові ключі.

Конструкція конічного редуктора

Конічні редуктори використовують для передачі руху між валами, осі яких перетинаються під деяким кутом Σ , який дорівнює сумі кутів ділительних конусів δ_1 та δ_2 . (рисунок 2.1.). Найбільш поширені передачі з кутом $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

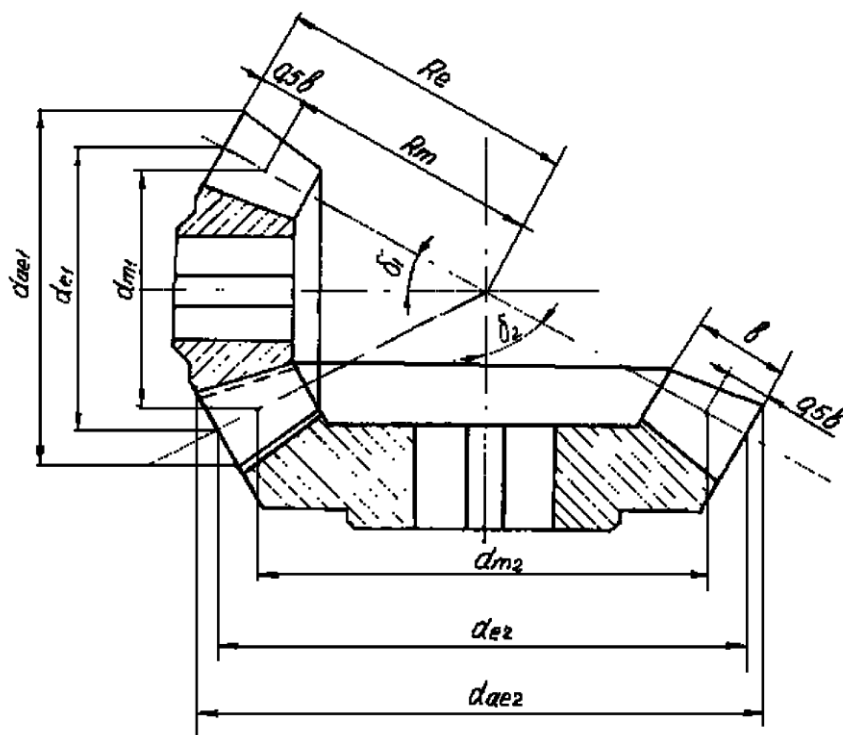


Рисунок 2.1

Конічні передачі більш складні у виготовленні та монтажу на відміну від циліндричних. Перетин осей ускладнює розташування опор, тому одне з конічних коліс розташовують, як правило, консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантажень по довжині зуба. В конічному зачепленні діють осьові сили, що ускладнює конструкцію підшипникових опор.

Аналогами початкових та ділільних діаметрів циліндричних передач в конічних є початкові та ділільні конуси з кутами δ_1 та δ_2 . При коефіцієнтах зміщення ріжучого інструменту $x_1 + x_2 = 0$ початкові та ділільні конуси співпадають. Переріз зубів додатковими конусами (що перпендикулярні ділільним) зветься торцевим перерізом. В конічних передачах відрізняють зовнішнє, внутрішнє та середнє торцеві перерізи. Для розмірів зовнішнього торцевого перерізу застосовують індекс e , середнього – індекс m .

Розміри у зовнішньому торцевому перерізі застосовують на кресленнях, а у середньому – при розрахунках на міцність.

Конічні передачі виготовляються з прямими та непрямыми зуб'ями. Найбільш простими є передачі з прямими зуб'ями, для яких кут нахилу зубів $\beta=0^\circ$.

Геометричні параметри конічної передачі

Найменування параметра	Позначення	Формула
Коловий крок зубів у зовнішньому торцевому перерізі	$p_e, \text{мм}$	
Коловий модуль у зовнішньому торцевому перерізі	$m_e, \text{мм}$	$m_e = \frac{p_e}{\pi}$
Стандартний модуль	$m, \text{мм}$	$m_e = \frac{p_e}{\pi \cos \alpha}$
Кількість зубів шестерні колеса	z_1 z_2	
Передаточне відношення	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Коефіцієнт зміщення шестерні колеса	x_1 x_2	$2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{1}{z_1}} - x_1$ $x_2 = -x_1$

Кут ділительного конуса колеса шестерні	$\tilde{\delta}_2, \text{град}$ $\tilde{\delta}_1, \text{град}$	$\delta_2 = \arctg u$ $90 - \delta_2$
Ширина зубчастого вінця	$b, \text{мм}$	$\leq 10m_e$
Кількість зубів плоского колеса	z_e	$\sqrt{z_1^2 - z_2^2}$
Зовнішня конусна відстань, мм	$R_e, \text{мм}$	$R_e = 0,5m_e \cdot z_e$
Середня конусна відстань	$R_m, \text{мм}$	$R_m = R_e - 0,5b$
Діаметр ділительної кола у зовнішньому торцевому перерізі шестерні колеса	$d_{e1}, \text{мм}$ $d_{e2}, \text{мм}$	$d_e = m_e z$
Діаметр ділительного кола у середньому торцевому перерізі шестерні колеса	$d_{m1}, \text{мм}$ $d_{m2}, \text{мм}$	$d_m = d_e \frac{R_m}{R_e}$
Глибина заходу	$h_{3e}, \text{мм}$	$h_{3e} = 2m_e$
Радіальний зазор	$c, \text{мм}$	$c = 0,2m_e$
Висота головки зуба у зовнішньому торцевому перерізі шестерні колеса	$h_{ae1}, \text{мм}$ $h_{ae2}, \text{мм}$	$h_{ae1} = m_e (1 + x_1)$ $h_{ae2} = h_{3e} - h_{ae1}$
Зовнішній діаметр вершин шестерні колеса	$d_{ae1}, \text{мм}$ $d_{ae2}, \text{мм}$	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$

Параметри підшипників кочення

В кінчному редукторі шестерня розташовується на валу консольно на двох шарикових радіально-упорних підшипниках, при помірних швидкостях на кінчних роликкових підшипниках. Найчастіше підшипники встановлюють вроспир. Вал кінчного колеса зазвичай встановлюється на радіально-упорних підшипниках вроспир.

Порядок виконання роботи

1. Скласти кінематичну схему конічного редуктора.
2. Розібрати заданий редуктор, ознайомитись з його складовими деталями та їх призначенням.
3. Знайти основні параметри конічної передачі. Для цього за допомогою штангенциркуля виміряти коловий крок зубців у зовнішньому торцевому перерізі p_e (відстань між відповідними точками двох сусідніх зубів). Після цього знайти розрахункове значення модуля у зовнішньому торцевому перерізі m_e . Дійсне значення m_e прийняти по ГОСТ 9563-80.
4. Визначити інші параметри зубчастих коліс.
5. Виконати ескіз колеса конічної передачі.
6. Встановити тип, серію, ГОСТ і розміри підшипників.
7. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити устрій і взаємодію вузлів і деталей черв'ячного редуктора, а також шляхом замірів визначити параметри зачеплення і підшипникових вузлів.

Задачі:

1. Ознайомитись з конструкцією черв'ячних редукторів.
2. Визначити основні параметри черв'яка і черв'ячного колеса.
3. Виконати ескіз вузлу валу – черв'яка і черв'ячного колеса.
4. Визначити тип, ГОСТ і розміри підшипників кочення.

Устаткування, прилади, інструменти: редуктори черв'ячні, викрутка, гайкові ключі, штангенциркуль, лінійка.

Конструкція черв'ячного редуктора

Черв'ячні редуктори використовують для передачі руху між валами, геометричні осі яких перехрещуються. Переваги передач: висока плавність та безшумність у роботі, великі передаточні відношення при порівняно малих габаритах, можливість здійснення самогальмівної передачі. Недоліки: низький ККД., висока вартість матеріалу вінців черв'ячних коліс, велике нагрівання передачі при тривалій безперервній роботі.

Одноступінчасті черв'ячні редуктори з горизонтальним розташуванням валів можуть виконуватись із нижнім та верхнім розташуванням черв'яка. При колових швидкостях черв'яка до 5 м/с слід віддавати перевагу редукторам із нижнім розміщенням, при цьому забезпечуються кращі умови мащення. При більших швидкостях значно збільшуються утрати на перемішування мастила, тому черв'як слід розташовувати над колесом.

Черв'ячні передачі внаслідок відносно низького ККД. використовують для малих і середніх потужностей, як правило до 60 кВт. Передаточні відношення приймають від 8 до 63 (80).

Черв'як може мати одновиткову (однозахідну) або багатовиткову (багатозахідну нарізку); кількість заходів (витків) черв'яка позначають z_1 . У силових черв'ячних передачах застосовують черв'яки з $z_1 = 1, 2, 4$.

Відстань p , виміряна між однойменними точками двох суміжних витків профілю черв'яка (рисунок 3.1), називається осьовим кроком черв'яка і черв'ячного колеса. Відношення кроку p до π називають осьовим модулем m .

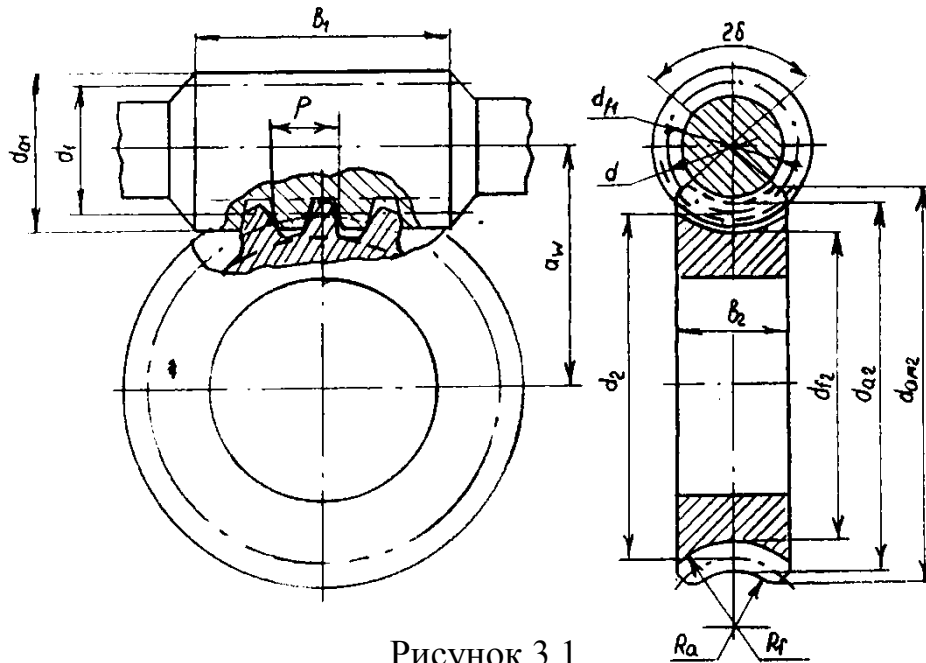


Рисунок 3.1

Основні параметри черв'ячної передачі

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Осьовий крок черв'яка	$p, \text{мм}$	
Осьовий модуль (стандартне значення)	$m, \text{мм}$	$m = \frac{p}{\pi}$
Число заходів черв'яка	z_1	
черв'ячного колеса	z_2	
Ділильні діаметри черв'яка	$d_1 \text{ мм}$	$d_1 = m q$
черв'ячного колеса	$d_2 \text{ мм}$	$d_2 = m z_2$
Діаметри вершин черв'яка	$d_a \text{ мм}$	$d_a = d + 2m$
черв'ячного колеса	$d_a \text{ мм}$	
Діаметри западин черв'яка	$d_f \text{ мм}$	$d_f = d - 2,4m$
черв'ячного колеса	$d_f \text{ мм}$	
Зовнішній діаметр колеса	$d_{aM_2} \text{ мм}$	$d_{aM_2} \leq d_{a2} + 2m$
Ширина колеса	$b_2 \text{ мм}$	
Міжосьова відстань	$a_w, \text{мм}$	$a = \frac{m}{2}(z_2 + q)$

Передаточне число ступеня	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
---------------------------	-----	-----------------------

Параметри підшипників кочення

Черв'як розташовується на конічних роликівих або шарикових радіально-упорних підшипниках. Черв'ячне колесо зазвичай встановлюють на конічних роликівих підшипниках вроспёр.

Порядок виконання роботи:

1. Розібрати заданий редуктор, ознайомитися з його складовими деталями і їх призначенням.
2. Виконати ескізи вузлів валу – черв'яка і черв'ячного колеса.
3. Знайти основні параметри черв'яка. Для цього штангенциркулем виміряти осьовий крок p та діаметр вершин витків черв'яка d_{a1} . Після цього знайти розрахункові значення модуля та коефіцієнта діаметра черв'яка. Дійсні значення m і q прийняти по ГОСТ 2144-76
4. Перевірити правильність знайдених параметрів. Для цього встановити кількість зубців на черв'ячному колесі z_2 та виміряти міжосьову відстань у редукторі (з'ясувати із стандартною), яка повинна бути.
5. Визначити інші параметри черв'яка та черв'ячного колеса і занести їх до робочого зошиту. Числові значення треба знайти по формулам і вимірюванням, після чого їх порівняти і зробити висновок
6. Замірити основні розміри підшипників кочення. По цим розмірам і зовнішньому вигляду встановити тип, серію, умовне позначення, ГОСТ.
7. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 4

КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: зробити кінематичний та силовий аналіз приводу.

Задачі:

1. Скласти кінематичну схему приводу.
2. Визначити передаточне число приводу та окремих його ступенів
3. При заданому тяговому зусиллі визначити необхідну потужність двигуна.
4. Визначити частоти обертання окремих валів, потужності і крутних моментів.

Устаткування, прилади, інструменти: привід вантажної лебідки, який складається з електродвигуна, черв'ячного редуктора і відкритої циліндричної передачі.

Лабораторна установка

Привід в машинах призначений для утворення робочого зусилля або крутного моменту (лебідки, механізми кранів і локомотивів та ін.).

Лабораторне устаткування – це вантажна (тягова) лебідка з приводом від електродвигуна, яка має черв'ячний редуктор та відкриту зубчасту передачу. Передачі в приводі призначені для зменшення частоти обертання барабана.

Основні параметри приводу

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Частота обертання барабану	n_{δ}	замір
Частота обертання двигуна	$n_{дв}$	замір
Загальне передаточне число	u	$u = \frac{n_{дв}}{n_{\delta}}$
Число зубів шестерні відкритої циліндричної передачі	z_1	замір
Число зубів колеса відкритої циліндричної передачі	z_2	замір
Передаточне число циліндричної передачі	$u_{цп}$	$u_{цп} = \frac{z_2}{z_1}$

Передаточне число черв'ячного редуктора	$u_{чр}$	$u_{чр} = \frac{u}{u_{цп}}$
Частота обертання валів		
вал I	$n_I, \text{хв}^{-1}$	$n_I = n_{\partial \epsilon}$
вал II	$n_{II}, \text{хв}^{-1}$	$n_{II} = n_I$
вал III	$n_{III}, \text{хв}^{-1}$	$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{чр}}$
вал IV	$n_{IV}, \text{хв}^{-1}$	$n_{IV} = n_{\delta} = \frac{n_2}{u_{цп}}$
Діаметр барабана	$D_{\delta}, \text{м}$	замір
ККД редуктора	η_p	прийняти
ККД циліндричної передачі	$\eta_{цп}$	прийняти
ККД барабану	η_{δ}	прийняти
ККД приводу	η	$\eta = \eta_p \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{\delta}$
Колова швидкість барабану	$V_{\delta}, \text{м/с}$	$V_{\delta} = \frac{\pi D_{\delta} n_{\delta}}{1000 \eta}$
Тягове зусилля на барабані	$F, \text{Н}$	задається
Потужність двигуна	$P, \text{кВт}$	$P = \frac{F_t \cdot V}{1000 \eta}$
Потужність на окремих валах		
вал I	$P_I, \text{кВт}$	$P_I = P_{\partial \epsilon}$
вал II	$P_{II}, \text{кВт}$	$P_{II} = P_I \eta_m$
вал III	$P_{III}, \text{кВт}$	$P_{III} = P_{II} \eta_p$
вал IV	$P_{IV}, \text{кВт}$	$P_{IV} = P_{III} \eta_{зп}$
Крутильні моменти на валах		
вал I	$T_I, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}$
вал II	$T_{II}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T_{II} = T_I \eta_m$
вал III	$T_{III}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T_{III} = T_{II} u_p \eta_p$
вал IV	$T_{IV}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$T_{IV} = T_{III} u_{зп} \eta_{зп}$

Порядок виконання роботи

1. Скласти кінематичну схему приводу.
2. Увімкнути електродвигун, за допомогою секундоміра визначити частоту обертання барабана n_6 лебідки.
3. Визначити загальне передаточне число приводу, передаточне число відкритої циліндричної зубчастої передачі та черв'ячного редуктора.
4. Визначити частоту обертання валів приводу.
5. Визначити потужність двигуна та потужності на валах приводу.
6. Визначити крутні моменти на валах.
7. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 5

РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ СПРОМОЖНОСТІ РЕДУКТОРІВ

Мета роботи: за підсумками вимірювань визначених геометричних параметрів, за позначеними умовами (частота обертання ведучого вала, твердість матеріалу або допустиме напруження) визначити можливу допустиму потужність за умовами контактної витривалості, а також міцність валів на згинання.

Задачі:

1. Виміряти міжосьову відстань окремих передач, нормальний та коловий модулі, ширину коліс.
2. Підрахувати кількість зубів коліс, обчислити діаметри ділільних кіл кожного ступеня. При заданому тяговому зусиллі визначити необхідну потужність двигуна.
3. Визначити можливу потужність, яка передається, кожного ступеня за умовами контактної витривалості.
4. Виміряти розміри валів, визначити сили, що діють у зачепленні

Устаткування, прилади, інструменти: редуктори зубчасті циліндричні та черв'ячні, штангенциркулі, лінійки, мікрометри, гайкові ключі.

Визначення навантажувальної спроможності передач редуктора

Для визначення навантажувальної спроможності передач редуктора можна використати такі параметри циліндричного та черв'ячного редуктора.

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Циліндричний редуктор		
Число зубів шестерні колеса	z_1 z_2	замір замір
Передаточне число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Ширина вінця зубчастого колеса	$b, \text{ мм}$	замір
Довжина зубів	$l, \text{ мм}$	замір
Кут нахилу зубів	$\beta, \text{ град}$	$\beta = \arccos \frac{b}{l}$
Міжосьова відстань	$a_w, \text{ мм}$	замір

Коловий модуль	$m_t, \text{мм}$	$m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}$
Нормальний модуль	$m, \text{мм}$	$m = m_t \cos \beta$ (округлити по ГОСТ9563-80)
Ділильні діаметри шестерні колеса	$d_1, \text{мм}$ $d_2, \text{мм}$	$d = m_t \cdot z$
Коефіцієнти ширини зубчастого вінця	ψ_{ba} ψ_{bd}	$\psi_{ba} = \frac{b}{a}$ $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$
Черв'ячний редуктор		
Крок черв'яка	$p, \text{мм}$	замір
Число заходів черв'яка зубів черв'ячного колеса	z_1 z_2	обчислення обчислення
Передаточне число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Діаметр виступів черв'яка	$d_{a1}, \text{мм}$	замір
Осьовий модуль	$m, \text{мм}$	$m = \frac{p}{\pi}$ (по ГОСТ2144-76)
Коефіцієнт діаметру черв'яка	$q, \text{мм}$	$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$ (по ГОСТ2144-76)
Кут нахилу витків черв'яка	$\gamma, \text{град}$	$\gamma = \text{arctg} \frac{z_1}{q}$
Ділильні діаметри черв'яка черв'ячного колеса	$d_1, \text{мм}$ $d_1, \text{мм}$	$d_1 = m \cdot q$ $d_2 = m \cdot z_2$
Міжосьова відстань	$a_w, \text{мм}$	замір

Щоб визначити потужність, яку передає кожний окремий ступінь редуктора за умовами контактної витривалості, використовують формулу:

$$a_w = 0.75(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (5.1)$$

або

$$d_1 = 1.2 \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{np} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \frac{u + 1}{u}}, \quad (5.2)$$

де $E_{np} = 2.1 \cdot 10^5$ МПа – зведений модуль пружності сталевих коліс передачі;

T_1 і T_2 – обертальні (крутні) моменти на валах шестерні і колеса, Н·м;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$; $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ – коефіцієнти ширини вінця;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, вибирається в залежності від ψ_{bd} .

Величина допустимих контактних напружень $[\sigma_H]$ задається викладачем.

Щоб визначити потужність, яка передається черв'ячною передачею за умовами контактної витривалості, використовують формулу:

$$a_w = 0.625 \left(\frac{q}{Z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np}}{[\sigma_H]^2 \frac{q}{Z_2}}}, \quad (5.3)$$

або

$$d_2 = 1.25 \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np}}{[\sigma]_p^2 \frac{q}{Z_2}}}, \quad (5.4)$$

де $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа – зведений модуль пружності сталевго черв'яка і бронзового черв'ячного колеса;

T_2 – обертальний (крутильний) момент на валу колеса, Н·мм;

$q = \frac{d_1}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка;

z_2 – число зубів черв'ячного колеса;

$[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження для олов'янистих бронз, $[\sigma_H] = (0.8 \dots 0.9) \sigma_b$.

Межа міцності для різного способу відливок має коливання σ_b від 200 до 290 МПа (найменше значення береться для способу відливки в пісок).

Крутні моменти на вихідному валу
в циліндричному редукторі

$$T_2 = 2,37 \frac{a_w^3 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}{E_{36} \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)^3}, \quad (5.5)$$

в черв'ячному редукторі

$$T_2 = 0,512 \frac{d_2^3 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot q}{E_{36} \cdot z_2}, \quad (5.6)$$

на вхідному валу

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}. \quad (5.7)$$

Потужність передачі в кВт:

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550}, \quad (5.8)$$

де n_1 – частота обертання швидкохідного вала (надає викладач).

Сили в зачепленні

Косозубої циліндричної передачі
колова сила

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (5.9)$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (5.10)$$

осьова сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (5.11)$$

Черв'ячної передачі

колова сила

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (5.12)$$

радіальна сила

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.13)$$

осьова сила

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (5.14)$$

Сила, яка утворюється на консольній ділянці вала, дорівнює:

$$F_k = 1.25\sqrt{T}, \quad (5.15)$$

де T – крутильний момент на валу.

Розрахункова схема і розміри вала

Для проведення перевірного розрахунку вала необхідно скласти розрахункову схему швидкохідного або тихохідного вала (рисунок 5.1) та визначити основні розміри вала

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Розміри вала	$a, \text{ мм}$ $b, \text{ мм}$ $c, \text{ мм}$	змір змір змір
Діаметр вала	$d, \text{ мм}$	змір
Осьовий момент опору	$W, \text{ м}^3$	$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$
Полярний момент опору	$W_\rho, \text{ м}^3$	$W_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$

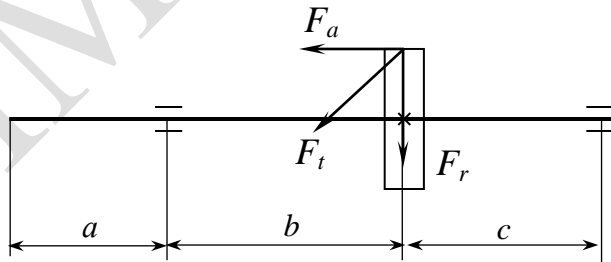


Рисунок 5.1

Перевірочний розрахунок валу на згинальну міцність

Під розрахунковою схемою необхідно побудувати епюри згинних та крутильних моментів у вертикальній та горизонтальній площині від усіх діючих навантажень.

Підсумковий згинальний момент:

$$M = \sqrt{M_b^2 + M_z^2}. \quad (5.16)$$

Напруження згинання

$$\sigma = \frac{M}{W}. \quad (5.17)$$

Напруження кручення

$$\tau = \frac{T}{W_\rho}. \quad (5.18)$$

Умова міцності валу

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (5.19)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження,
 $[\sigma]$ – допустиме напруження

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (5.20)$$

де σ_T – границя плинності;
 $[S]$ – коефіцієнт запасу.

Порядок виконання роботи

1. Дати повну назву редукторів, які досліджуються.
2. Виміряти міжосьову відстань окремих передач, нормальний та коловий модулі, ширину коліс, підрахувати кількість зубів коліс, передачне число та інші параметри передач.
3. Визначити можливий момент, що передається, на швидкохідному валу, сили в зачепленні.
4. Визначити можливу потужність, яка передається, кожного ступеня за умовами контактної витривалості.
5. Скласти розрахункову схему валу, виміряти розміри валів.
6. Перевірити вал на міцність на згинання.
7. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 6

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МУФТ

Мета роботи: вивчення конструкцій глухих і компенсуючих муфт та визначення параметрів.

Задачі:

1. Виміряти вихідні параметри й зафіксувати результати.
2. Розрахувати допустиме навантаження на муфту.
3. Вивчити конструкцію муфти.
4. Зробити схему.

Устаткування, прилади, інструменти: муфти фланцева, пружинна, кулачково-дискова, штангенциркуль, лінійка, мікрометр, гайкові ключі.

Конструкції муфт

Муфтами називаються пристрої, які призначені для з'єднання валів. Через те, що більшість машин компонують з окремих частин із вхідними та вихідними валами, то з'єднують їх за допомогою муфт.

Широко вживані муфти стандартизовані. Основною паспортною характеристикою муфти є значення обертального моменту, до передачі якого вона розрахована. Конструкція муфт дуже різноманітна. Тип муфти вибирають в залежності від тих вимог, які пред'являють до неї в даному приводі.

Більшість приводних пристроїв мають дві муфти. Одна з них з'єднує двигун та редуктор, інша – редуктор і виконавчий механізм. Під час установа двигуна та редуктора на загальній рамі відхилення від співосності валів порівняно невелике. Тому від першої муфти не вимагається високих компенсуючих властивостей. Через те, що ця муфта з'єднує швидкохідні вали, то з метою зменшення динамічних навантажень вона повинна мати малий момент інерції та пружні властивості. Цим вимогам відповідають муфти з гумовими пружними елементами: МПВП, з гумовою зіркою. Інша муфта з'єднує порівняно повільнохідні вали, наприклад редуктор та привідний вал транспортера. До неї можна не ставити дуже великих вимог у відношенні малого моменту інерції. Часто виконавчий механізм і привід не розташовуються на загальній рамі і тому від цієї муфти вимагаються порівняно високі компенсуючі властивості. Цим вимогам відповідають муфти кулачково – дискові.

Муфта фланцева.

Муфта фланцева за ГОСТ 20761-80 (рисунок 6.1) утворює жорстке і нерухоме з'єднання валів (глухі з'єднання). Вони не компенсують помилки виготовлення та монтажу, потребують точного центрування валів. Їх виготовляють для з'єднання валів до 200 мм. Вгорі та внизу від осьової лінії зображені різні варіанти будови фланцевої муфти: полумуфти 1,2 з'єднані болтами, які встановлені з зазором (I варіант) або без нього (II варіант).

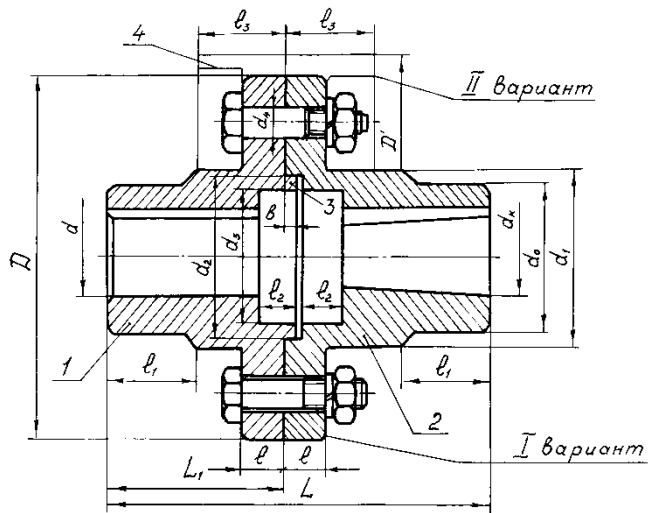


Рисунок 6.1

В першому випадку обертальний момент передається силами тертя, які утворюються на стику полумуфт від затягнення болтів, в іншому випадку – безпосередньо болтами. Болти, встановлені без зазору, можуть одночасно виконувати функцію центрування валів. При встановленні болтів з зазором центрування виконується виступом 3, який сприймає також усі поперечні навантаження. Виступ, який центрує, заважає монтажу та демонтажу з'єднання, бо при цьому необхідні осьові зміщення валів. З метою виконання правил техніки безпеки виступаючі частини болтів закривають буртиками 4 (зображені тонкими лініями, II варіант). В тих випадках, коли муфта має загальну огорожу, буртики не роблять (I варіант). Встановлення болтів без зазору дозволяє отримати муфти менші за габаритами і тому більш поширені.

Муфту виконують з циліндричним або конічним отвором під вал як в одній, так і в обох полумуфтах.

У випадку, якщо кожен полумуфту оброблять окремо, торцеві поверхні фланців повинні бути перпендикулярними до осі отворів (торцеве биття не більше 0,05 мм на діаметрі 300 мм).

У протилежному випадку вали та опори під час складання отримують значні додаткові навантаження. Тому отвори для валів в обох полумуфтах часто розточують разом після обробки фланців і кріпильних отворів. В цьому випадку до точності по биттю можна не пред'являти суворих вимог. Для того, щоб полумуфти займали завжди правильне положення, на зовнішні циліндричні поверхні фланців наносять риски, які поєднують при складанні.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП).

Похибки виготовлення та монтажу приводять до неточності взаємного розташування геометричних осей валів що з'єднуються. При з'єднанні глухими муфтами неспіввісні вали в місті встановлення муфти приводять до одної загальної осі шляхом деформування валів та опор. Опори та вали додатково навантажуються. Тому при з'єднуванні глухими муфтами (фланцева) потрібна висока точність розташування валів. Для того, щоб зменшити ці вимоги застосовують компенсуючі муфти. Компенсація шкідливого впливу неспіввісності валів досягається за рахунок деформації пружних деталей – пружні муфти. Завдяки легкості виготовлення та заміни гумових елементів ця муфта одержала поширення в приводах від електродвигунів з малими та середніми крутильними моментами. Втулково-пальцеві муфти (рисунок. 6.2) для діаметрів до 150 мм стандартизовані по ГОСТ 2124-75.

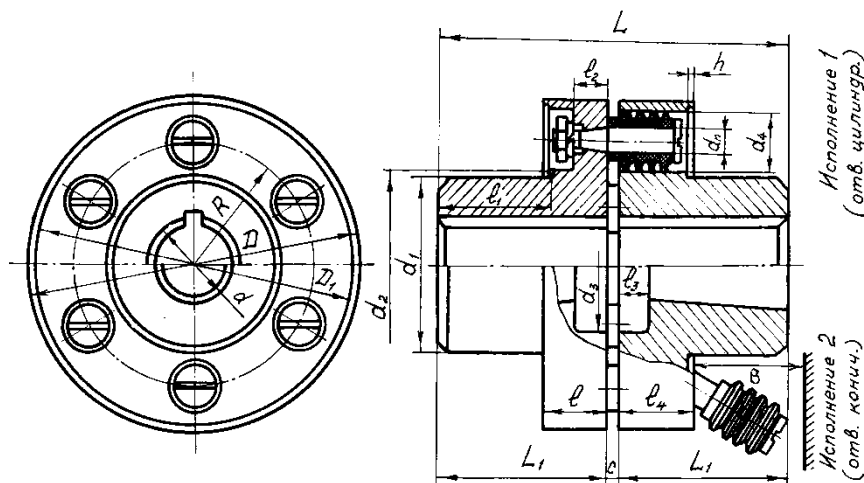


Рисунок 6.2

Пружними елементами є гофровані гумові втулки або кільця трапецеїдального перерізу. Із-за порівняно невеликої товщі втулок муфти вона має порівняно невисокі компенсуючі властивості. Розмір В (відстань до стінки) потрібен для демонтажу пальців.

Муфта кулачково - дискова.

Кулачково – дискова муфта (рисунок 6.3) за ГОСТ 20720-81 розроблена для діаметрів валів від 15 до 150 мм і складається з двох полумуфт 1,2 та проміжного диску 3. На внутрішньому торці кожної полумуфти утворено по одному виступу, які розташовані на взаємно-перпендикулярному напрямі. В зібраній муфті виступи диску розташовані в пазах полумуфт, таким чином диск з'єднує полумуфти.

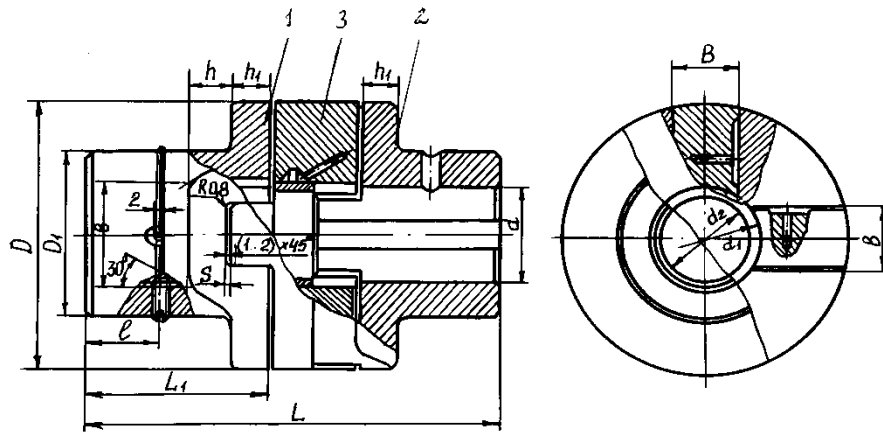


Рисунок 6.3

Перпендикулярне розташування пазів дозволяє муфті компенсувати ексцентриситет та перекіс валів. При цьому виступи ковзають в пазах, а центр диску описує коло радіусом, рівним ексцентриситету. Зазори між диском і полумуфтами дозволяють компенсувати також і повздовжні зміщення валів. Внаслідок того, що перекіс валів викликає несприятливий розподіл тиску в пазах, кулачково – дискові муфти рекомендують застосувати в основному для компенсації ексцентриситету. Ковзання виступів в пазах супроводжується їх зносом. Для зменшення зносу поверхні тертя періодично змазують. Змазка здійснюється за допомогою прес-масльонки, через яку мастило надходить до центральної кільцевої порожнини та далі через розподіляючі канали (0...3 мм) до поверхні, що треться.

Обертальний момент, для передачі якого розраховується муфта:

$$T = 0,2d^3 [\tau], \quad (6.1)$$

де $[\tau]$ – допустимі напруження на кручення, $[\tau]=(12...15)$ МПа.

Порядок виконання роботи

1. Вивчити конструкцію муфт.
2. Виміряти основні параметри муфт.
3. Розрахувати крутний момент, для передачі якого розрахована муфта.
4. За таблицями стандартів підібрати муфти і записати їх умовні позначки.
5. Накреслити схеми муфт.
6. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Лабораторна робота № 7

ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ ВІД ДІЇ СИЛИ ЗАТЯГУ- ВАННЯ ТА ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Мета роботи: експериментально визначити, яку сумарну силу сприймає болт після затягування та при дії робочого навантаження.

Задачі:

1. Визначити деформації болта та стику різьбового з'єднання від дії сили затягування та зовнішнього навантаження.
2. Визначити навантаження на болт та стик.
3. Обчислити теоретичний і експериментальний коефіцієнт зовнішнього навантаження.
4. Побудувати в масштабі діаграму «навантаження – деформація» для болта та стику.

Устаткування, прилади, інструменти: експериментальна установка, як моделює роботу болтового з'єднання, штангельциркуль.

Деформації та сили у болтовому з'єднанні

З'єднання деталей за допомогою різьби є одним з розповсюджених видів роз'ємного з'єднання. До них відносяться з'єднання за допомогою болтів, гвинтів, шпилек, гвинтових стяжок та ін. В машинобудуванні для кріплення кронштейнів, кришок резервуарів, фланців муфт та ін. застосовують болтове з'єднання. При цьому болти які застосовують для кріплення спочатку затягують з зусиллям затяжки, а потім вони додатково навантажуються за рахунок прикладання зовнішнього навантаження. В свою чергу затяжка повинна забезпечувати або не розкриття стику під навантаженням, або герметичність з'єднання.

На рисунку 7.1 показана схема деформацій та сил у болтовому з'єднанні. У вихідному положенні при відсутності навантажень деформації дорівнюють нулю (рисунок 7.1 а). Після прикладання сили затягування $F_{зат}$ стик стискається на величину $\Delta_{см}$, а болт розтягується на величину $\Delta_{б}$, мм (рисунок 7.1 б)

$$\Delta_{см} = \frac{F_{зат}}{c_{см}}, \quad \Delta_{б} = \frac{F_{зат}}{c_{б}}, \quad (7.1)$$

де $c_{см}$ та $c_{б}$ – жорсткості стику та болта, Н / мм,

$$c_{см} = \frac{E_{см} \cdot A_{см}}{l_{см}}, \quad c_{б} = \frac{E_{б} \cdot A_{б}}{l_{б}}, \quad (7.2)$$

де E_{cm} та E_{δ} – модулі пружності 1-го роду матеріалу стику та болта, $H / мм^2$;

A_{cm} та A_{δ} – розрахункові площі перерізу стику та болта, $мм^2$;

l_{cm} та l_{δ} – розрахункові довжини стику та болта, $мм$.

Після прикладання зовнішнього навантаження на з'єднання болт додатково подовжиться на величину δ , а стик зменшить стискання теж на величину δ (рисунок 8.1 в). При цьому болт одержить подовження $\delta_{\delta} = \Delta_{\delta} + \delta$, а стик – стискання на величину $\delta_{cm} = \Delta_{cm} - \delta$.

Отже, навантаження на болт

$$F_{\delta} = (\Delta_{\delta} + \delta) \cdot c_{\delta}, \quad (7.3)$$

а навантаження у стику (так звана залишкова реакція стику) буде дорівнювати

$$F_{cm} = (\Delta_{cm} - \delta) \cdot c_{cm}. \quad (7.4)$$

Підставивши значення Δ_{δ} та Δ_{cm} з рівняння (7.1) у рівняння (7.3) та (7.4), отримаємо

$$F_{\delta} = F_{зам} + \delta \cdot c_{\delta}, \quad (7.5)$$

$$F_{cm} = F_{зам} - \delta \cdot c_{cm}. \quad (7.6)$$

З умови рівноваги болта, навантаженого зовнішньою силою $F_{зовн}$ з зусиллям у стику F_{cm} (рисунок 7.1 з), маємо

$$F_{\delta} = F_{зовн} + F_{cm}, \quad (7.7)$$

тобто можна сказати, що сумарне навантаження на болт дорівнює сумі зовнішнього навантаження та залишкової зтяжки стику.

Після вирішення рівнянь (7.5), (7.6) та (7.7) отримаємо

$$F_{\delta} = F_{зам} + \chi \cdot F_{зовн}, \quad (7.8)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$$\chi = \frac{c_{\delta}}{c_{\delta} + c_{cm}}.$$

Залишкова зтяжка стику

$$F_{cm} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{зовн}. \quad (7.9)$$

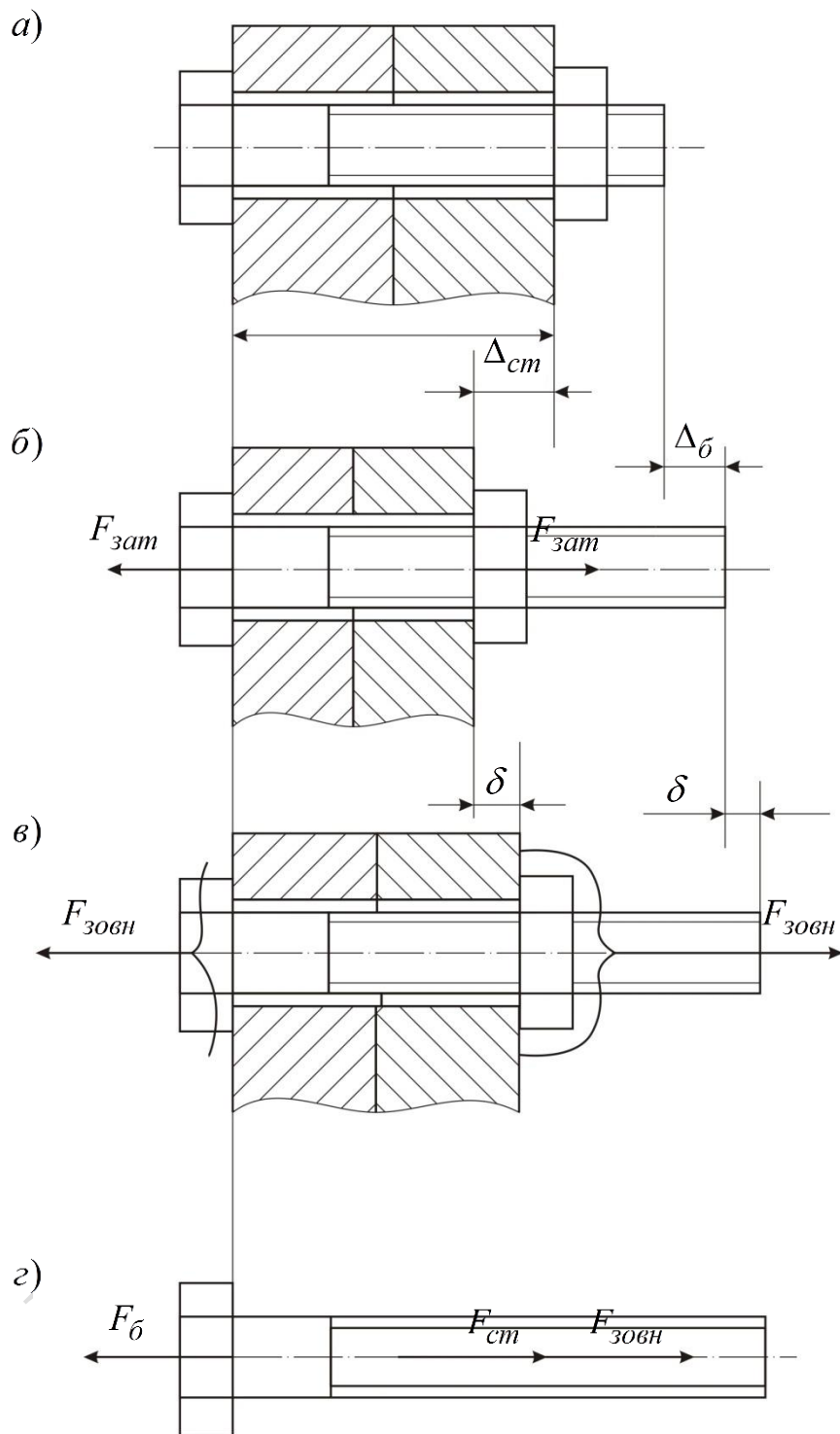


Рисунок 7.1 Схема деформацій та сил у болтовому з'єднанні

- а) – навантаження відсутні;
- б) – при дії сили затягування;
- в) – при дії зовнішньої сили;
- г) – схема рівноваги болта.

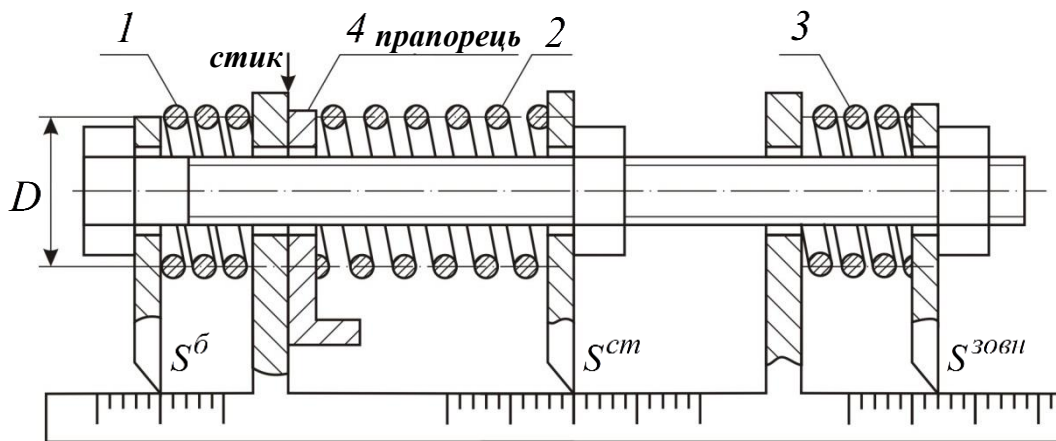


Рисунок 7.2 Лабораторна установка

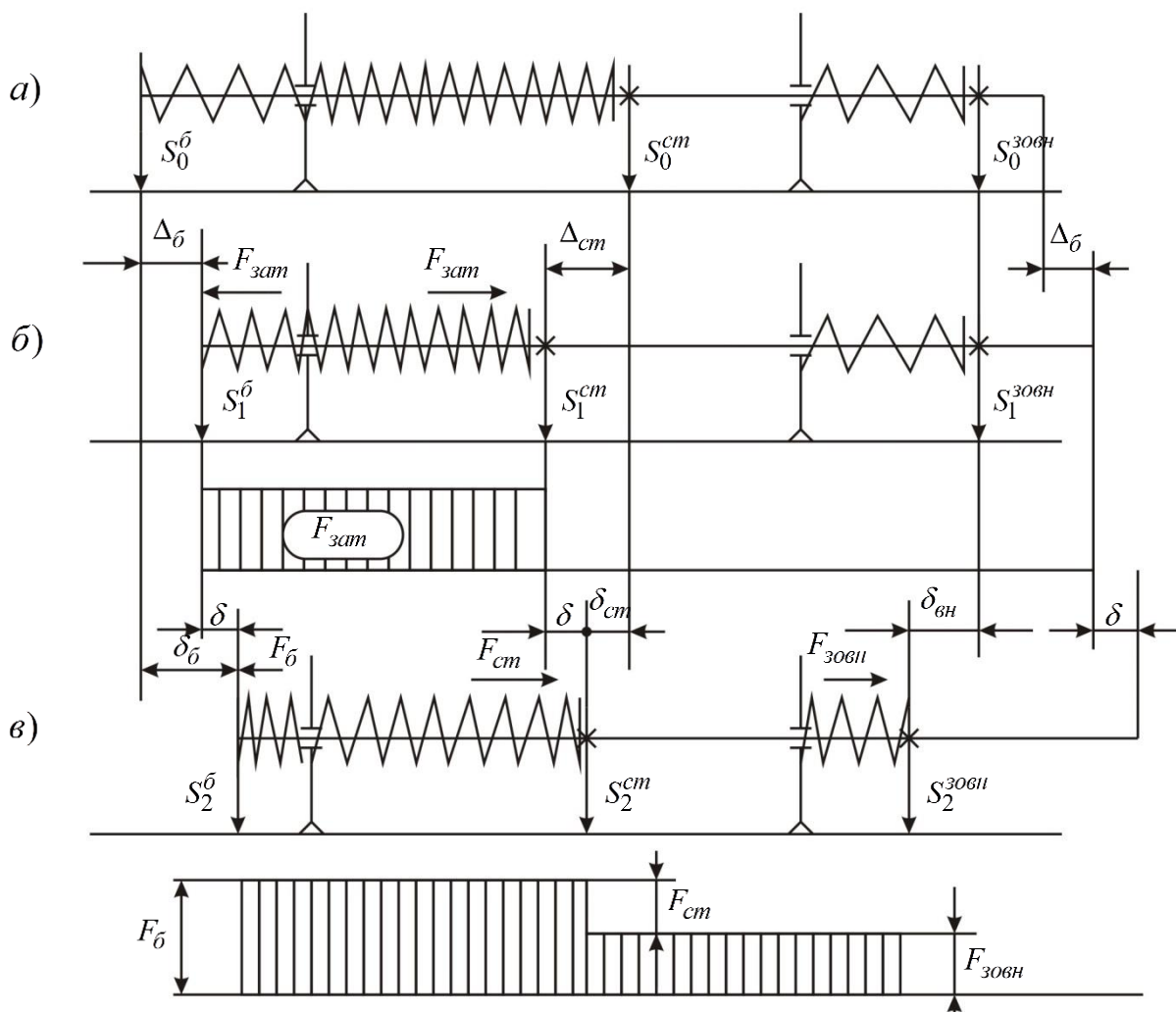


Рисунок 7.3 Сили і деформації у болтовому з'єднанні, що моделюється

Лабораторна установка

На рисунку 7.2 представлена лабораторна установка, з використанням якої можна проводити моделювання болтового з'єднання. Жорсткості болта, стику та зовнішнього навантаження умовно замінені жорсткостями пружин стискання, як більш зручними при визначенні деформацій. На рисунку 7.2 позначені: пружина болта (поз. 1), пружина стику (поз. 2) та пружина зовнішнього навантаження (поз. 3). У зв'язку з тим, що зовнішнє навантаження на болт передається від деталі, що з'єднується, через гайку, то зовнішнє навантаження можна прикласти безпосередньо до болта, що і виконується за допомогою пружини (рисунок 7.2, поз. 3).

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з улаштуванням лабораторної установки і визначити жорсткості пружин за формулою

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i}, \quad (7. \quad 10)$$

де G – модуль зсуву ($G = 7,7 \cdot 10^4 \text{ Н / мм}^2$);

d – діаметр проволочи пружини (мм);

D – розрахунковий діаметр пружини (мм),

$$D = D_{\text{зовн}} - d,$$

де $D_{\text{зовн}}$ – зовнішній діаметр пружини;

i – розрахункова кількість витків пружини,

$$i = i_0 - 1,5,$$

i_0 – повна кількість витків пружини.

2. Визначити деформації болта та стику різьбового з'єднання від дії сили затягування та зовнішнього навантаження, визначити навантаження на болт та стик.

2.1 Поставити пружини в початкове положення, при якому навантаження, деформації пружин та зазори в стику повинні бути рівними нулю, відмітити точки початку розрахунку S_0 на лінійках болта та стику .

2.2 Затягнути гайку болта з розрахунковим зусиллям, відповідним деформації пружини 2 стику $\Delta_{cm} = 8 \dots 12$ мм, відмітити

точки S_1 після прикладання сили затягування, обчислити деформації болта в стику Δ .

$$\Delta_{\delta} = |S_1^{\delta} - S_0^{\delta}|. \quad (7.11)$$

2.3 Навантажити з'єднання зовнішнім зусиллям, відмітити точки розрахунку на всіх лінійках S_2 , обчислити деформації пружин болта та стику δ .

$$\delta_{\delta} = |S_2^{\delta} - S_0^{\delta}|, \quad (7.12)$$

$$\delta_{cm} = |S_2^{cm} - S_0^{cm}|. \quad (7.13)$$

2.4 Визначити навантаження болта та стику.

$$F_{\delta} = \delta_{\delta} \cdot c_{\delta}, \quad (7.14)$$

$$F_{cm} = \delta_{cm} \cdot c_{cm}. \quad (7.15)$$

2.5 Визначити максимальне зовнішнє навантаження, при якому стиск розкривається

$$F_{\max} = \delta_{\max} \cdot C. \quad (7.16)$$

3. Обчислити теоретичний і експериментальний коефіцієнт зовнішнього навантаження, обчислити похибку експерименту за формулами:

$$\chi_T = \frac{C_{\delta}}{C_{\delta} + C_{cm}}, \quad (7.17)$$

$$\chi_E = \frac{F_0 - F_{30\%}}{F_{30\%}}, \quad (7.18)$$

$$\Delta\chi = \frac{\chi_T - \chi_E}{\chi_T} \cdot 100\%. \quad (7.19)$$

4. Побудувати схему роботи болтового з'єднання від діючих сил

5. Побудувати в масштабі діаграму «навантаження – деформація» для болта та стику.

6. Оформити звіт лабораторії роботи в спеціальному зошиті для оформлення лабораторних робіт.

Список літератури

1. Иванов М.Н. Детали машин. -М.: Высшая школа, 2008.
2. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: АстроПринт, 1999.– 404 с.
3. Анурьев В.Н. Справочник конструктора – машиностроителя. Т.1-3.-М.: Машиностроение, 1978.
4. Киркач Н.Ф.Баласаян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин.-Ч. 1.2.-Харьков: Высшая школа, 1991.
5. Мороз В.І., Захарченко В.В., Братченко О.В., Надтока О.В. Основи конструювання деталей машин. Опорний конспект лекцій з дисципліни «Прикладна механіка».– ч. II.–Харків: УкрДАЗТ, 2005.
6. Надтока О.В., Фомін О.В. Завдання, методичні рекомендації та довідкові матеріали до виконання розрахунково-графічних та контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» . – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 67 с.