

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації
для виконання практичних робіт
здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр»
напряму 6.100102 «Процеси, машини та обладнання
агропромислового виробництва»

МИКОЛАЇВ
2017

УДК 621.81

ББК 34.42

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 30.03.2017 р., протокол № 8.

Укладач:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2017

ЗМІСТ

Практичне заняття № 1 – 2. Розрахунок зубчастих передач	5
Теоретичні основи	5
1. Циліндричні зубчасті передачі	5
1.1 Геометричні параметри прямозубого зачеплення	6
1.2 Особливості геометрії косозубих передач	7
2. Розрахунок на циліндричних зубчастих передачах	8
2.1 Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі	8
2.2 Розрахунок зубів по контактним напруженням	9
2.3 Розрахунок зубів по напруженням згину	11
2.4 Особливості розрахунку косозубих передач	11
3. Методика розв'язування задач	13
3.1. Кінематичний розрахунок передачі	13
3.2. Розрахунок зубчастої передачі	14
3.2.1 Вибір матеріалу зубчастих коліс	14
3.2.2 Визначаємо допустимі контактні напруження та напруження згину	14
3.2.3 Визначаємо геометричні параметри передачі	15
3.2.4 Перевірка зубів на витривалість по контактним напруженням	16
3.2.5 Конструювання зубчатого колеса	17
Література	19
Практичне заняття № 3. Розрахунок валів	20
Теоретичні основи	20
1. Класифікація валів та їх розрахунок	20
1.1 Типи валів	20
1.2 Конструктивні елементи валів	21
1.3 Матеріали валів. Критерії працездатності	22

1.4 Проектний розрахунок валів	22
2. Розрахунок валів на втомливість	24
3. Методика розв’язування задач	25
3.1 Попередній розрахунок валів передачі	26
3.2 Розрахунок тихохідного валу на втомливість	27
Література	31
Практичне заняття № 4. Перевірка підшипників на довговічність	32
Теоретичні основи	32
1. Підшипники кочення	32
1.1 Конструкція та область використання	32
1.2 Класифікація підшипників кочення і їх маркірування	34
1.3 Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення	35
2. Методика розв’язування задач	36
Література	39
Практичне заняття № 5. Розрахунок шпонкових та шліцьових з’єднань	40
Теоретичні основи	40
1. Шпонкові з’єднання	40
2. Шліцьові з’єднання	44
3. Методика розв’язування задач	46
Література	49

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1 – 2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Метою практичних занять з розрахунку зубчастих передач є перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Всі інженерні розрахунки на міцність основані на приближених розрахункових схемах, тому при проектуванні редуктора сили визначають з точністю до 100 Н, напруження – до 1 МПа, а лінійні розміри округляють до стандартних. Але, геометричні розміри зачеплення вимагають високої точності. Модуль необхідно визначати до 0,0001 мм, діаметри зубчастих коліс – до 0,01 мм, кут нахилу зуба – до 0,01°.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

1. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Циліндричні передачі передають обертальний момент між паралельними валами і розподіляються на передачі зовнішнього та внутрішнього зачеплення. В залежності від розташування зубів передачі розподіляють на прямозубі, косозубі та шевронні.



Прямозубі колеса застосовують при невисоких і середніх швидкостях, коли динамічні навантаження від неточності виготовлення невеликі, у планетарних, відкритих передачах, а також при необхідності осевого переміщення коліс.

Косозубі колеса мають більшу плавність ходу й застосовуються для відповідальних механізмів при середніх і високих швидкостях, але мають осеву силу в зачепленні, що вимагає посилення опорних вузлів передачі.

Шевронні колеса мають достоїнства косозубих коліс плюс урівноважені осьові сили, що дає можливість передавати значні обертальні моменти при невеликих габаритних розмірах передачі.

1.1 Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Менше із пари зубчатих коліс називають шестернею, а більше – колесом. Термін «зубчате колесо» являється загальним. Всі параметри, що мають відношення до шестерні позначаються індексом – 1, а до колеса – 2.

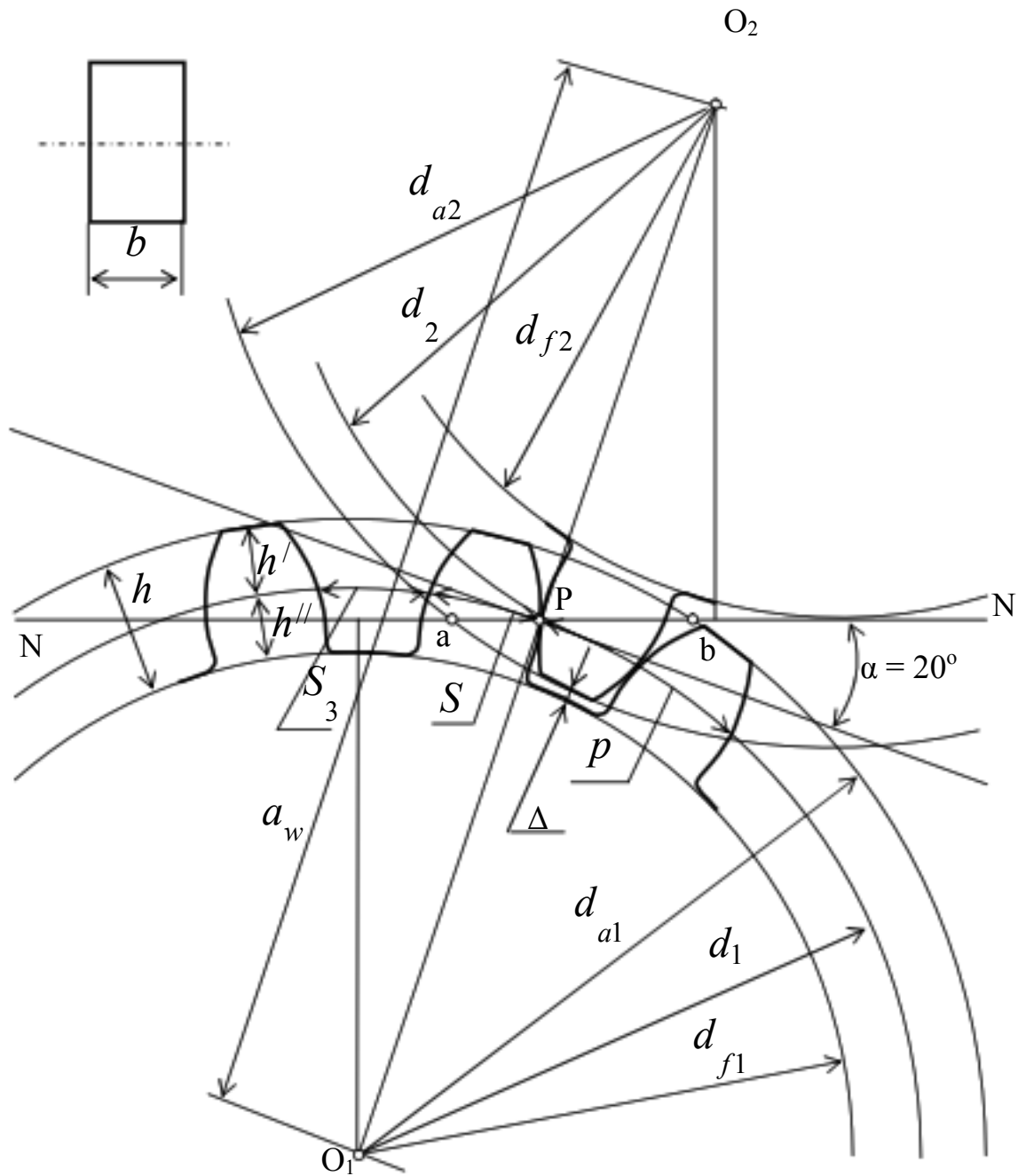


Рис. 1.2 Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Основною геометричною характеристикою є модуль зачеплення – m , мм. Величина модуля зачеплення вибирається згідно стандарту.

Z_1, Z_2 – число зубів шестерні і колеса, відповідно. Мінімальне число зубів шестерні приймають не менше ніж 17 штук. В противному випадку буде мати місце підрізання зубів в процесі їх виготовлення.

$h' = m$ – висота головки зуба.

$h'' = 1,25m$ – висота ніжки зуба.

$h = 2,5m$ – висота зуба.

$d_1 = mZ_1$; $d_2 = mZ_2$ – ділительний діаметр шестерні і колеса, відповідно.

$d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2m$ – діаметр вершин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$d_{f1} = d_1 - 2,5m$; $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ – діаметр западин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$ – міжосьова відстані.

$p = \pi m$ – крок зачеплення, відстань по ділительному колі між однойменними робочими профілями.

$S = 1/2 p$ – товщина зуба по ділительному колі.

$S_3 = 1/2 p$ – ширина западини по ділительному колі.

Δ – радіальний зазор.

α – кут зачеплення. В основному кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

b – ширина вінця зубчатого колеса.

$N - N$ – лінія передачі руху.

(ab) – довжина активної лінії зачеплення. P – полюс зачеплення.

1.2 Особливості геометрії косозубих передач

Косозубими називають колеса в яких зубці розташовані під деяким кутом β відносно осі обертання колеса. Із збільшенням кута нахилу зуба збільшується довжина лінії контакту, а також збільшується кількість пар зубів в зоні перекриття, що підвищує швидкісні характеристики передачі і можливість передавати значні навантаження. Але при цьому пропорційно тангенсу цього самого кута збільшується осьова складова навантаження. Тому цей кут обмежують в межах 8 – 15 градусів.

У разі передачі великої потужності при великому числі оборотів застосовують шевронні колеса. По суті, це здвоєні косозубі колеса із стрічним нахилом зубів. Вони виконуються з суцільним шевроном (збільшення навантажувальної здатності на 20...30%, але складність виготовлення у зв'язку із застосуванням спеціального зубонорізного інструменту) і з розрізним шевроном.

Геометричні параметри косозубих і шевронних коліс вимірюються в двох площинах. В площині $(n-n)$ нормального перетину, яка перпендикулярна зубу і в площині $(t-t)$ перпендикулярної осі обертання колеса.

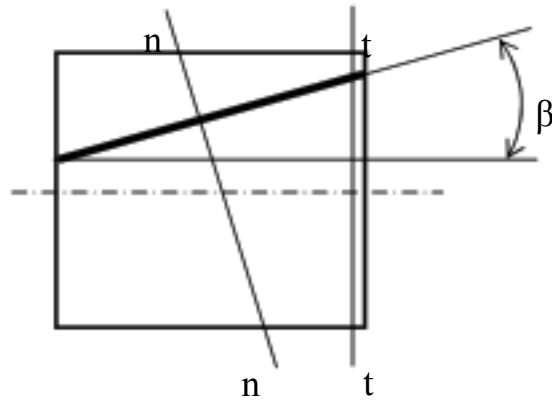


Рис. 1.3 Особливості геометрії косозубих коліс

Профіль косоного зуба в нормальному перетині еквівалентний профілю прямозубого колеса. Тому при розрахунках використовують поняття еквівалентне прямозубе колесо, колесо в якому форма зуба еквівалентна формі косоного зуба в перетині $(n-n)$. Діаметр еквівалентного колеса та число його зубів визначають рівнянням

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}, \text{ і } Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}.$$

В торцевому перетині $(t-t)$ параметри косоного зуба змінюються в залежності від β .

Геометричні параметри визначаються співвідношенням:

$$\text{окружний крок в торцевому перетині } p_t = p_n / \cos \beta;$$

$$\text{окружний модуль в торцевому перетині } m_t = m_n / \cos \beta;$$

$$\text{ділильний діаметр } d = m_t Z = m_n Z / \cos \beta.$$

Де p_n, m_n – крок і модуль в нормальному перетині.

Інші геометричні параметри визначаються аналогічно прямозубій передачі.

Передаточне число передачі визначають рівнянням

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі

В процесі передачі обертального моменту T від першого колеса до другого в зоні зачеплення виникає сила нормального тиску \vec{F}_n , яка завжди направлена по нормалі ($N-N$) до евольвентних профілів зубів.

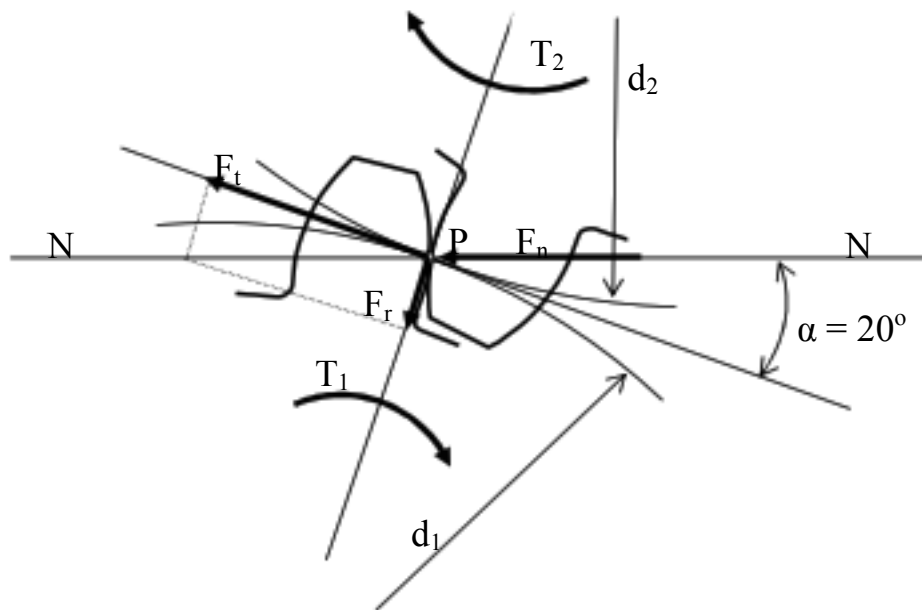


Рис. 2.1 Зусилля в зачепленні прямозубої передачі

Розкладемо силу нормального тиску на дві складові: окружну силу F_t , яка направлена по дотичній до ділительного кола зубчатого колеса; радіальну силу F_r , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса.

Розглянемо рівновагу першого колеса відносно центру його обертання у вигляді суми моментів всіх сил

$$F_t \frac{d_1}{2} - T_1 = 0,$$

звідки знаходимо величину окружної сили

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Величину радіальної сили визначаємо з відповідного силового трикутника

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Враховуючи, що в зоні зачеплення має місце рівновага то на друге колесо діють відповідні сили за модулем, але направлені в протилежну сторону.

2.2 Розрахунок зубів по контактним напруженням

Розв'язуючи рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої передачі отримаємо формулу для розрахунку

величини контактних напружень навколо полюсної зони, де відповідні напруження максимальні.

Величину питомого погонного навантаження визначаємо рівнянням

$$q = \frac{F_n K_H}{b},$$

де $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт враховуючий нерівномірність розподілення навантаження по довжині зуба; $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт враховуючий нерівномірність розподілення навантаження між зубцями; K_{HV} – коефіцієнт динамічності.

Враховуючи, що $F_n = F_t / \cos \alpha$, а також $F_t = 2T_1 / d_1$ відповідно маємо

$$q = \frac{E K_{Ht} 2T_1 K_H}{d_1 b \cos \alpha} = \dots$$

Радіуси кривизни першої та другої евольвенти в навколо полюсної зони визначаються рівняннями

$$\rho_1 = \frac{1}{2} d_1 \sin \alpha \quad \text{і} \quad \rho_2 = \frac{1}{2} d_2 \sin \alpha.$$

Приведений радіус кривизни в рівнянні Герца буде мати вигляд

$$\rho_{i\delta} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Підставивши відповідні параметри в рівняння Герца отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 \frac{E_{i\delta} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \leq [\sigma_H], \quad (2.1)$$

знак + відповідає зовнішньому зачепленні коліс, а знак – внутрішньому.

Розв'язуючи рівняння (2.1) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що $T_1 = T_2 / u$, $d_1 = 2a_w / (u \pm 1)$ і вводимо коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій відстані $\psi_{ba} = b / a_w$, а також коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по дільному діаметру $\psi_{bd} = b / d = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1)$ отримаємо рівняння для розрахунку a_w

$$a_w = 0,85 (u \pm 1)^3 \frac{E_{i\delta} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}. \quad (2.2)$$

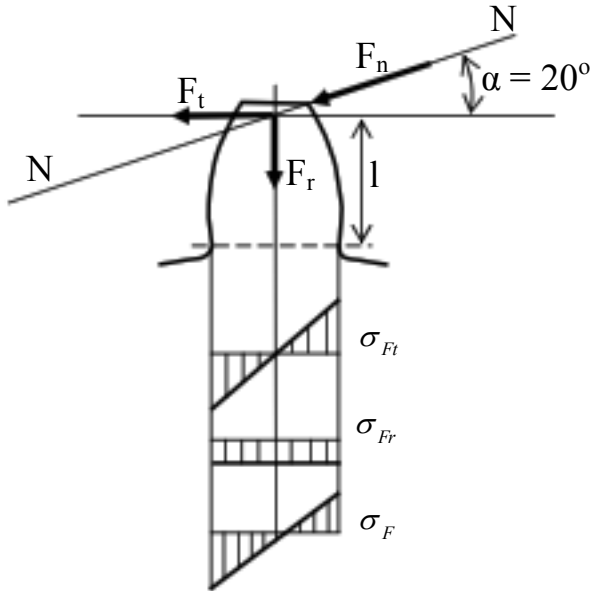
Коефіцієнт $K_{H\beta}$ залежить від ψ_{db} , твердості зубів і розташування зубчастих коліс відносно опор. Величину коефіцієнта ψ_{ba} приймають:

- для прямозубих передач $\psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$;
- для косозубих передач $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,50$;
- для шевронних передач $\psi_{ba} = 0,5 \div 1,0$.

Рівняння (2.2) використовують в проектувальних розрахунках, так як габаритні розміри передачі визначаються величиною міжосьової відстані.

2.3 Розрахунок зубів по напруженням згину

Зуб представляють як консольну балку змінного перерізу, навантажену окружною й радіальною силами. Окружна сила прагне зігнути зуб, викликаючи максимальні напруження згину в небезпечному кореновому перерізі, а радіальна сила стискає зуб.



Згідно розрахункової схеми окружна сила обумовлює виникненню згинаючих напружень в кореновому перетині зуба, а радіальна сила обумовлює стискання. Таким чином величина напружень в кореновому перетині зуба визначається, сума напружень згинання та стискання.

Рис. 2.2 Розрахункова схема

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{S}, \quad (2.3)$$

де: W – момент опору коренового перетину зуба згинанню; S – площа коренового перетину зуба.

Розв'язуючи рівняння (2.3) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини згинаючих напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F], \quad (2.4)$$

де: $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження (фізичний смисл складових коефіцієнтів аналогічний пункту 3.4); Y_F – коефіцієнт форми зуба.

Рівняння (2.4) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

2.4 Особливості розрахунку косозубих передач

Визначення зусиль в зачепленні. Розкладемо силу нормального тиску на три складові: окружну силу F_t , яка направлена по дотичній до ділильного кола зубчатого колеса; радіальну силу F_r , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса; осьову силу F_a , яка направлена паралельно осі обертання валу.

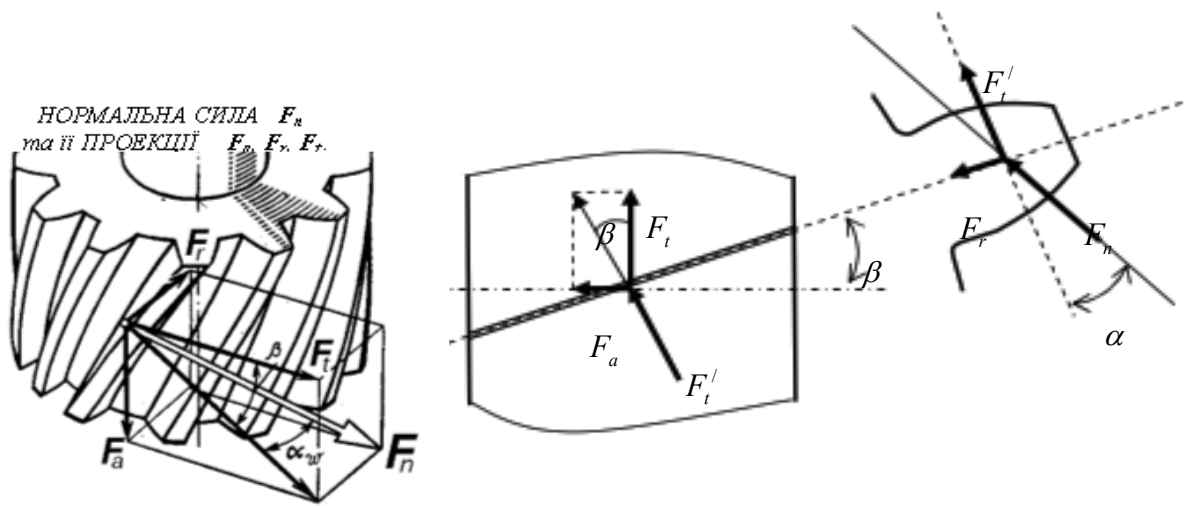


Рис. 2.3 Зусилля в зачепленні косозубого колеса

З рівняння рівноваги зубчатого колеса відносно центру його обертання знаходимо величину окружної сили

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Величину радіальної та осьової сили визначаємо з відповідних силових трикутників

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta;$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Розрахунок на міцність по контактним напруженням. Розв'язуючи рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини контактних напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \frac{E_{i\beta} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \leq [\sigma_H], \quad (2.5)$$

де $Z_{H\beta}$ – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по контактним напруженням.

Розв'язуючи рівняння (2.5) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що $Z_{H\beta} \approx 0,85$, $T_1 = T_2 / u$, $d_1 = 2a_w \sqrt{(u \pm 1)}$ і $\psi_{ba} = b / a_w$, а також $\psi_{bd} = b / d = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1)$ отримаємо рівняння для розрахунку a_w

$$a_w = 0,75(u \pm 1)^3 \frac{E_{i\beta} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}} \quad (2.6)$$

Рівняння (2.6) використовують в проектувальних розрахунках.

Розрахунок на міцність по напруженням згинання. Розв'язуючи рівняння (2.3) з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини напружень згинань у вигляді умови міцності

$$\sigma_F = \frac{F_t Z_{F\beta} K_F Y_F Y_\beta}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.7)$$

де: $Z_{F\beta}$ – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по напруженням згинання; m_n – модуль в нормальному перетині; Y_β – коефіцієнт враховуючий похибку спрощеної розрахункової схеми.

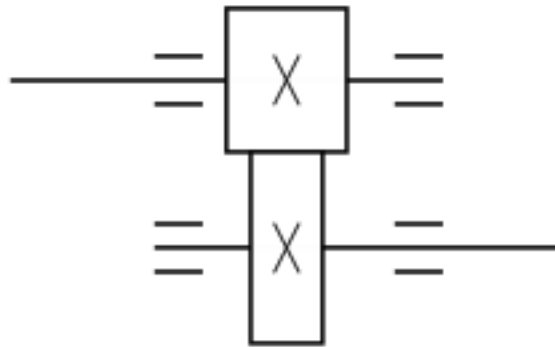
Рівняння (2.7) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

3. Методика розв'язування задач

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Тема: «Розрахувати одноступінчасту циліндричну передачу з косим зубом»

Схема передачі



Параметри передачі:

1. Потужність електродвигуна $N = 30,0$ кВт;
2. Частота обертання валу електродвигуна $n = 720$ хв $^{-1}$;
3. Передаточне відношення передачі $u = 2,24$;

3.1. Кінематичний розрахунок передачі

Визначаємо частоту обертання та кутову швидкість валів передачі:
частота обертання бистрохідного валу

$$n_1 = n; \quad n = 720 \text{ хв}^{-1};$$

кутова швидкість бистрохідного валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \quad \omega_1 = 75 \text{ 1/с};$$

частота обертання тихохідного валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u}; \quad n_2 = 720/2,24=321 \text{ хв}^{-1};$$

кутова швидкість тихохідного валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}; \quad \omega_2 = 33,5 \text{ 1/с.}$$

Визначаємо величину обертальних моментів на валах передачі:
обертальний момент швидкохідного валу

$$T_1 = \frac{N}{\omega_1}; \quad T_1 = 30000/75=400 \text{ Н*м;}$$

обертальний момент тихохідного валу

$$T_2 = T_1 \times u; \quad T_2 = 400*2,24=896 \text{ Н*м.}$$

3.2. Розрахунок зубчастієї передачі

3.2.1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Вибираємо матеріал з середніми механічними властивостями. Згідно [1] для шестерні вибираємо матеріал сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 269...302; для колеса сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 235...262.

Механічні характеристики сталі 40Х

Назва	Позначення	шестерня	колесо
Межа текучості	σ_{τ} , МПа	690	540
Межа міцності	σ_B , МПа	930	830
Одиниці твердості	НВ	270	245

3.2.2 Визначаємо допустимі контактні напруження та напруження згину

Визначаємо допустимі контактні напруження.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim} \times K_{HL}}{[n_H]},$$

де: $\sigma_{H \lim}$ – межа контактної витривалості, МПа; K_{HL} – коефіцієнт довговічності; $[n_H]$ – коефіцієнт запасу міцності.

Згідно [1] маємо $\sigma_{H \lim} = 2HB + 70$, $\sigma_{H \lim} = 560$ МПа, $K_{HL} = 1$, $[n_H] = 1,15$.

$$[\sigma_H] = 560/1,15=487 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F}{[n_F]},$$

де: $\sigma_{F\text{lim}}$ – межа витривалості матеріалу, МПа; $[n_F] = [n_{F1}] \times [n_{F2}]$ - коефіцієнт запасу міцності. $[n_{F1}]$ – враховує неоднорідність властивостей матеріалу; $[n_{F2}]$ – враховує спосіб отримання заготовки зубчастих коліс.

Згідно [1] маємо $\sigma_{F\text{lim}} = 1,8HB$, $[n_{F1}] = 1,75$, $[n_{F2}] = 1$.

$$\sigma_{F1\text{lim}} = 1,8 \times 270 = 486 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F2\text{lim}} = 1,8 \times 245 = 440 \text{ МПа},$$

$$[n_F] = 1,75 \times 1 = 1,75.$$

Допустимі напруження згину для шестерні і колеса:

$$[\sigma_{F1}] = 278 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}.$$

3.2.3 Визначаємо геометричні параметри передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови контактної витривалості поверхні зубців

$$a_w = (u + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}}},$$

де: $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність роз приділення напружень по ширині вінця зубчастого колеса; ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса по міжосьовій відстані.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,15$, $\psi_{ba} = 0,4$.

Міжосьова відстань

$$a_w = (2,24 + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{270}{487}\right)^2 \frac{896000 \times 1,15}{2,24^2 \times 0,4}} = 175,8 \text{ мм}.$$

Згідно стандарту приймаємо $a_w = 200$ мм.

Визначаємо нормальний модуль зачеплення

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w, \quad m_n = (0,01 \div 0,02) 200 = 2 \dots 4 \text{ мм}.$$

Згідно стандарту приймаємо $m_n = 2,0$ мм.

Приймаємо попередньо кут нахилу зуба $\beta = 10^\circ$ і визначаємо кількість зубів шестерні та колеса

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u + 1)m_n}, \quad z_1 = \frac{2 \times 200 \times 0,9848}{(2,24 + 1)2} = 60,8.$$

Приймаємо $z_1 = 60$, і відповідно $z_2 = u \times z_1$, $z_2 = 2,24 \times 60 = 134$.

Уточнюємо кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w}, \quad \cos \beta = \frac{(60 + 134)2}{2 \times 200} = 0,97,$$

відповідно $\beta = 14^\circ$.

Визначаємо основні геометричні параметри шестерні та колеса:

$$\text{ділильні діаметри } d = \frac{m_n z}{\cos \beta},$$

$$d_1 = \frac{2 \times 123,7}{0,970} = 123,7 \text{ мм}, \quad d_2 = \frac{2 \times 276,3}{0,974} = 276,3 \text{ мм}.$$

діаметри вершин зубів $d_a = d + 2m_n$,

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m_n = 127,7 \text{ мм}, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \times m_n = 280,3 \text{ мм};$$

діаметр западин зубів $d_f = d - 2,5m_n$,

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \times m_n = 118,7 \text{ мм}, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \times m_n = 271,3 \text{ мм}.$$

Перевірка правильності розрахунку: $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$, $a_w = \frac{123,7 + 276,3}{2} = 200 \text{ мм}$,

фактичне передаточне відношення $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{134}{60} = 2,233$.

Визначаємо ширину колеса і шестерні $b_2 = \psi_{ba} a_w$, $b_2 = 0,4 \times 200 = 80 \text{ мм}$,
приймаємо $b_2 = 80 \text{ мм}$, $b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 85 \text{ мм}$.

Визначаємо окружну швидкість колеса і назначаємо ступінь точності передачі

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2}, \quad V = \frac{75 \times 123,7}{2 \times 10^3} = 4,64 \text{ м/с}, \text{ згідно [1] приймаємо степінь точності} - 8.$$

3.2.4 Перевірка зубів на витривалість по контактним напруженням.

Визначаємо розрахункові контактні напруження

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}},$$

де: $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$ - коефіцієнт розрахункового навантаження, $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, враховуючий нерівномірність роз приділення навантаження між зубцями, K_{HV} - коефіцієнт динамічності.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,05$, $K_{H\alpha} = 1,09$, $K_{HV} = 1,0$, відповідно $K_H = 1,05 \times 1,09 \times 1,0 = 1,2$.

Таким чином

$$\sigma_H = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{896000 \times 1,2(2,24+1)^3}{80 \times 2,24^2}} = 407 \text{ МПа} < 487 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Визначаємо розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n},$$

де: F_t - окружна сила; $K_F = K_{F\beta} K_{Fa} K_{FV}$ - коефіцієнт розрахункового навантаження; Y_F - коефіцієнт міцності зуба по місцевим напруженням;

Y_β – коефіцієнт компенсації похибки, яка виникає внаслідок спрощеної розрахункової схеми.

Згідно [1] маємо $K_{F\beta} = 1,3$, $K_{F\alpha} = 1$, $K_{FV} = 1,1$, відповідно $K_F = 1,3 \times 1 \times 1,1 = 1,43$

Визначаємо зусилля в зачепленні:

$$\text{окружна сила } F_t = \frac{2T_2}{d_2}, \quad F_t = \frac{2 \times 896000}{276,3} = 6493 \text{ Н};$$

$$\text{радіальна сила } F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}, \quad F_r = 6493 \frac{0,37}{0,97} = 2410 \text{ Н};$$

$$\text{осьова сила } F_a = F_t \tan \beta, \quad F_a = 6493 \times 0,256 = 1662 \text{ Н}.$$

Визначаємо еквівалентне число зубів шестерні та колеса

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad z_{v1} = 65, \quad z_{v2} = 158, \quad \text{і згідно [1] визначаємо } Y_{F1} = 3,62 \text{ та } Y_{F2} = 3,6.$$

Знаходимо відношення

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,62} = 76,8, \quad \text{та} \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,6} = 69,4.$$

Перевірочний розрахунок проводимо для зубів колеса, для якого знайдено співвідношення найменше.

$$\text{Визначаємо коефіцієнт } Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14}{140} = 0,9.$$

Розраховуємо напруження згину для зубів колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_{F2} Y_\beta}{b_2 m_n}, \quad \sigma_{F2} = \frac{6493 \times 1,43 \times 3,6 \times 0,9}{80 \times 2} = 188 \text{ МПа} < 206 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

3.2.5 Конструювання зубчатого колеса

Для визначення діаметру отвору під вал необхідно виконати попередній розрахунок валу на кручення за зниженими допустимими дотичними напруженнями. Для вуглецевих і легованих сталей $[\tau] = 10 \dots 25 \text{ МПа}$.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного валу

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}}, \quad d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{896000}{0,2 \times 20}} = 60,73 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{b2} = 62 \text{ мм}.$$

Згідно [1,4,7] назначаємо діаметр вала під підшипник $d_n = 65 \text{ мм}$, а діаметр вала під колесо $d_K = 70 \text{ мм}$.

Визначаємо геометричні параметри колеса:

діаметр отвору під вал $d = 70 \text{ мм}$;

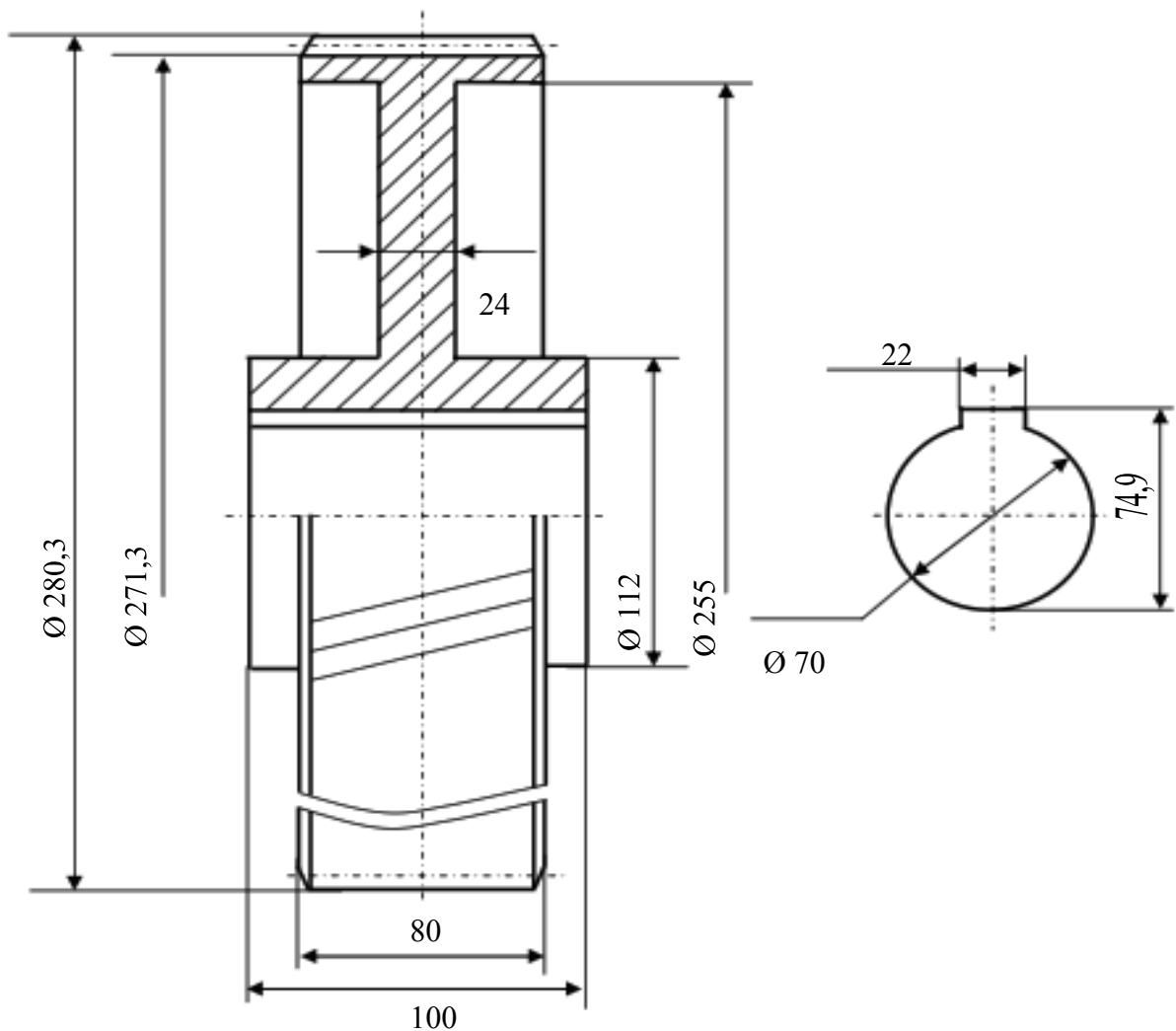
діаметр маточини $d_M = 1,6d = 1,6 \times 70 = 112 \text{ мм}$, приймаємо $d_M = 112 \text{ мм}$;

довжина маточини $l_M = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5)70 = 84 \dots 105$ мм, приймаємо $l_M = 100$ мм;

товщина обода $\delta = (2,5 \div 4)m_n = (2,5 \div 4)2,0 = 5,0 \dots 8,0$ мм, згідно вимогам міцності $\delta \geq 8\lambda$, тому приймаємо $\delta = 8$ мм;

товщина диска $c = 0,3b_2 = 0,3 \times 80 = 24$ мм, приймаємо $c = 24$ мм.

Згідно діаметру вала в місці посадки зубчатого колеса ($d_K = 70$ мм) вибираємо по [1,4] шпонку призматичну $b \times h \times l = 22 \times 12 \times 100$, $t_{\frac{\pi}{2}} = 4,9$.



Ескіз зубчатого колеса

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3 РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Метою практичних занять з розрахунку та проектуванню валів є перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Всі інженерні розрахунки на міцність основані на приближених розрахункових схемах, тому при проектуванні механічних передач та деталей сили визначають з точністю до 100 Н, напруження – до 1 МПа, а лінійні розміри округляють до стандартних.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

ВАЛИ ТА ОСІ

Вали та осі найбільш широко розповсюджені деталі в машинобудуванні. На валах та осях розташовуються деталі, які здійснюють обертальний рух: зубчасті колеса, шківни, барабани і т. п..

Вал призначений для підтримки деталей, які на ньому розташовані та передачі обертального моменту. В процесі роботи вал сприймає деформацію згинання та кручення, а в деяких випадках також розтягнення чи стискання. Вали завжди здійснюють обертальний рух. Максимальна довжина валів (суцільних) становить до 7м.

Вісь призначена тільки для підтримки деталей, які на ній розташовані. Вісі бувають рухомі та нерухомі. Максимальна довжина осей до 3м.

1. КЛАСИФІКАЦІЯ ВАЛІВ ТА ЇХ РОЗРАХУНОК

1.1 Типи валів

По геометричній формі вали розподіляються на: прямолінійні, колінчасті та гнучкі. Будемо розглядати тільки прямолінійні вали. Осі, як правило, виготовляють прямолінійними.

По конструкції вали розподіляють на: гладенькі, фасонні чи ступінчасті, вали-черв'яки та вали-шестерні.

По типу перетину вали розподіляють на: суцільні та порожнисті.

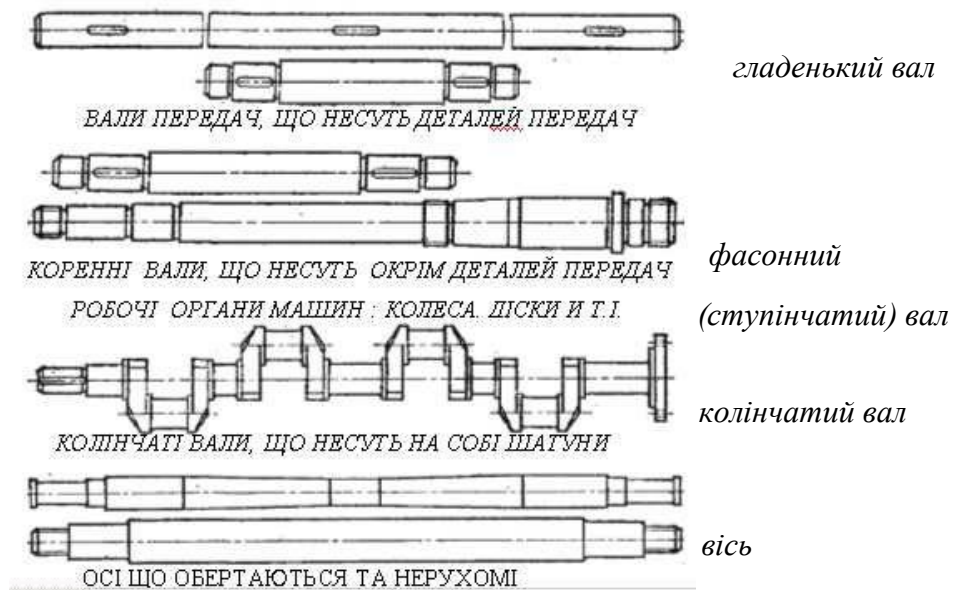


Рис. 1.1 Типи валів та осів

1.2 Конструктивні елементи валів

Частина валу, яка розташовується в опорі називається – цапфою. Цапфи розподіляються на: шипи, ший та п'ята.

Шипом називається цапфа, розташована на кінцевих ділянках валу чи осі і передає переважно радіальне навантаження.

Шийкою називається цапфа, розташована в середніх ділянках валу.

Опорами для шипів та ший є підшипники. Шипи та ший по формі можуть бути циліндричні (а,б), конічні (в) чи сферичні (г). В основному циліндрична форма.

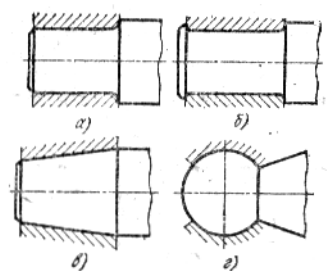


Рис.1.2 Форми цапф

П'ятою називається цапфа, яка передає осьове навантаження. Опорою для п'ят є підп'ятники. П'ята по формі можуть бути: суцільними, кільцевими та гребінчастими.

Перехідні ділянки між двома ступенями валу чи осі виконують:

- 1) з канавкою зі округленням, для виходу шліфувального круга

Відповідна конструкція значно підвищує концентрацію напружень тому доцільно використовувати тільки на кінцевих ділянках валів де величина згинаючого моменту невелика.

2) з галтеллю постійного радіусу

3) з галтеллю змінного радіусу.

1.3 Матеріали валів. Критерії працездатності

Основними матеріалами для валів є вуглецеві та леговані сталі. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском. Швидкохідні вали, які розташовуються в підшипниках сковзання, виготовляються із сталі 20 чи 20Х з наступною цементацією цапф.

Вали та осі, що обертаються, в процесі роботи сприймають навантаження яке обумовлює циклічну зміну напружень. Тому, основним критерієм працездатності являється втомлива міцність (витривалість), а також жорсткість. Втомлива міцність оцінюється коефіцієнтом запасу міцності, а жорсткість прогином в місцях посадки деталей і кутом нахилу чи закручуванням перетину.

В основному руйнування валів носить втомливий характер відповідно основним розрахунком є розрахунок на втомливість.

Основними розрахунковими факторами є величина обертального та згинального моментів. Величину поздовжньої сили, як правило не враховують.

1.4 Проектний розрахунок валів

Проектний розрахунок валу проводять на статичну міцність для конструктивного визначення діаметру.

При проектувальному розрахунку в основному відомо: величина обертального моменту, потужність і частота обертання валу, навантаження та розміри основних деталей, що розташовуються на валу. Конструктивно назначають матеріал з якого будуть виготовляти вал.

Проектний розрахунок виконують умовно тільки по дотичним напруженням, так як невідома геометрія валу. Визначають діаметр валу по

допустимим дотичним напруженням. При відповідному розрахунку вплив згину, концентрації напружень і характеру навантаження на міцність компенсується зниженими допустимими дотичними напруженнями.

Діаметр розрахункового перетину валу визначають рівнянням

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

де: T – величина обертального моменту; $[\tau]$ – знижені допустимі дотичні напруження, для Ст.5, Ст6, сталі 45, $[\tau] = 20 \div 25$ МПа.

Згідно розрахованого діаметру проводять ескізу розробку (конструювання) валу, на основі якої складають розрахункову схему.

При складанні розрахункової схеми вали розглядають як прямі бруси, лежачі на шарнірних опорах. При виборі типу опори вважають, що деформації валів малі і, якщо підшипник допускає хоч би невеликий нахил або переміщення цапфи, його вважають шарнірно-нерухомою або шарнірно-рухомою опорою. Підшипники ковзання або кочення, що сприймають одночасно радіальні і осьові зусилля, розглядають як шарнірно-нерухомі опори, а підшипники, сприймаючі тільки радіальні зусилля, як шарнірно-рухомі.

На основі розрахункової схеми виконують уточнений розрахунок валів де враховують не тільки крутні але й згинальні моменти, так як відома довжина всіх ділянок валу, відоме положення деталей на валу, а також розраховані сили, що діють на вал.

Викреслюються розрахункові схеми валу в двох площинах. По відомих силах в зубчатих передачах і відстаням до опор будуються епюри згинальних моментів в горизонтальній і фронтальній площинах. Потім обчислюється сумарний згинальний момент

$$I_c = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}$$

Далі розраховується і будується еюра еквівалентного моменту

$$I_{\hat{\sigma}\hat{\sigma}} = \sqrt{\alpha \hat{O}^2 + M_c^2}$$

де $\alpha = 0,75$ або 1 залежно від прийнятої енергетичної теорії міцності.

Обчислюється еквівалентне напруження від сумісної дії вигину і кручення

$$\sigma_{\hat{\sigma}\hat{\sigma}} = \frac{M_{\hat{\sigma}\hat{\sigma}}}{W_3} \leq [\sigma_3],$$

на основі якого визначають відповідний діаметр валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\hat{\sigma}\hat{\sigma}}}{0,1[\sigma_3]}}$$

Одержаний в уточненому розрахунку мінімальний діаметр валу приймається остаточно для подальшого проектування.

2. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА ВТОМЛИВІСТЬ

Розрахунок валів на втомливість виконується як перевірочний на стадії робочого проектування, коли практично готове робоче креслення валу, тобто відома його точна форма, розміри і всі концентратори напружень: пази, шпони, кільцеві канавки, крізні і глухі отвори, посадки з натягом, радіуси галтелі. При розрахунку вважається, що напруження вигину змінюються по симетричному циклу, а дотичні напруження кручення – по від нульовому пульсуючому циклу.

Оцінку міцності валу в небезпечних ділянках здійснюють по загальному коефіцієнту запасу міцності

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = (1,7 \dots 2,5),$$

де: n_σ – коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням; n_τ – коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням. Якщо $[n] = 1,7$ то необхідно виконати розрахунок валу на жорсткість, в основному приймають $[n] = 2$.

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним і дотичним напруженням визначаються згідно рівнянь:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \sigma_m \psi_\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \tau_m \psi_\tau},$$

де: σ_{-1}, τ_{-1} – межа витривалості матеріалу, для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$, а для легованих $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (7 \div 120)$, $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$, МПа; σ_a, τ_a – амплітудне значення нормального та дотичного напружень, МПа; σ_m, τ_m – середнє значення нормального та дотичного напружень циклу напруження, МПа; k_σ, k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (визначається згідно таблиць); $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабний фактор залежить від діаметру вала (таблична величина); β – коефіцієнт враховуючий ступінь обробки поверхні деталі, при $R_a = 0,32 \dots 2,5$, $\beta = 0,97 \div 0,9$; ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти враховуючі вплив нормальних та дотичних напружень на втомливість матеріалу, для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,2$, для легованих $\psi_\sigma = 0,25 \div 0,3$, $\psi_\tau = 0,1$ для вуглецевих та легованих сталей.

Величину амплітудного значення нормального та дотичного

$$\sigma_a = \frac{M_c}{W}, \quad \tau_a = \frac{T}{2W_K}.$$

Величина середнього значення $\sigma_m = 0$, з урахуванням симетричного циклу, а $\tau_m = \tau_a$ з урахуванням пульсуючого циклу.

На міцність деталі значно впливають «концентратори напружень», тобто, зміна геометрії (шпоночці канавки, отвори, місця переходу діаметрів і т.д.), яка обумовлює різке збільшення напружень. Також важливу роль грає в міцності стан поверхні. У випадку чистої й тонко обробленої поверхні межа втоми зростає. Тому для підвищення міцності необхідно домагатися високої чистоти поверхні, особливо поблизу концентрації напружень. Крім того необхідно враховувати ще так званий масштабний фактор, громіздкі деталі мають великий запас енергії деформації, яка спричиняє процес руйнування.

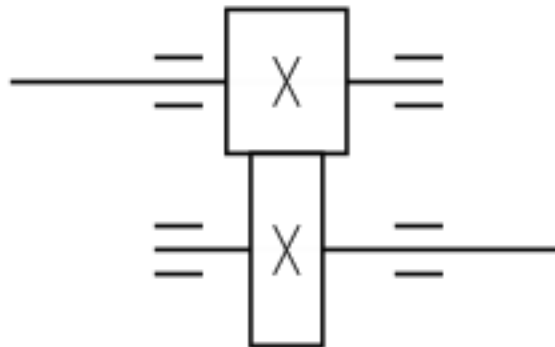
Якщо коефіцієнт запасу виявляється менше потрібного, то опір втоми можна істотно підвищити, застосувавши поверхневе зміцнення: азотування, поверхневий гарт струмами високої частоти, обкатку роликками і т.д. При цьому можна одержати збільшення межі витривалості до 50% і більш.

3. Методика розв'язання задач

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Тема: «Розрахувати та спроектувати тихохідний вал циліндричної передачі з косим зубом»

Схема передачі



Параметри передачі:

1. Величина обертального моменту на валу $T_2 = 29 \text{ Н*м}$;
2. Зусилля в зачепленні:
 - окружна сила $F_t = 545 \text{ Н}$;
 - радіальна сила $F_r = 198 \text{ Н}$;
 - осьова сила $F_a = 76 \text{ Н}$;
3. Дільний діаметр зубчатого колеса $d_2 = 106,5 \text{ мм}$.

3.1 Попередній розрахунок валів передачі

Попередній розрахунок проводимо на кручення за зниженими допустимими дотичними напруженнями. Для вуглецевих і легованих сталей $[\tau] = 10 \dots 25$ МПа.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного валу

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}}, \quad d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{20000}{0,2 \times 20}} = 19,35 \text{ мм, приймаємо } d_{b2} = 20 \text{ мм.}$$

Згідно [1,4,7] назначаємо діаметр вала під підшипник $d_n = 25$ мм, а діаметр вала під колесо $d_k = 30$ мм.

Також вибираємо, згідно стандарту, відповідні довжини ділянок тихохідного валу: вихідна ділянка $l^b = 36$ мм; довжина ділянки під підшипник та кришку підшипника $l_n = 45$ мм; ділянка під колесо $l_k = 40$ мм (так як, довжина маточини $l_M = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5)30 = 36 \dots 45$ мм).

Для вибору відповідного типу підшипника визначаємо співвідношення

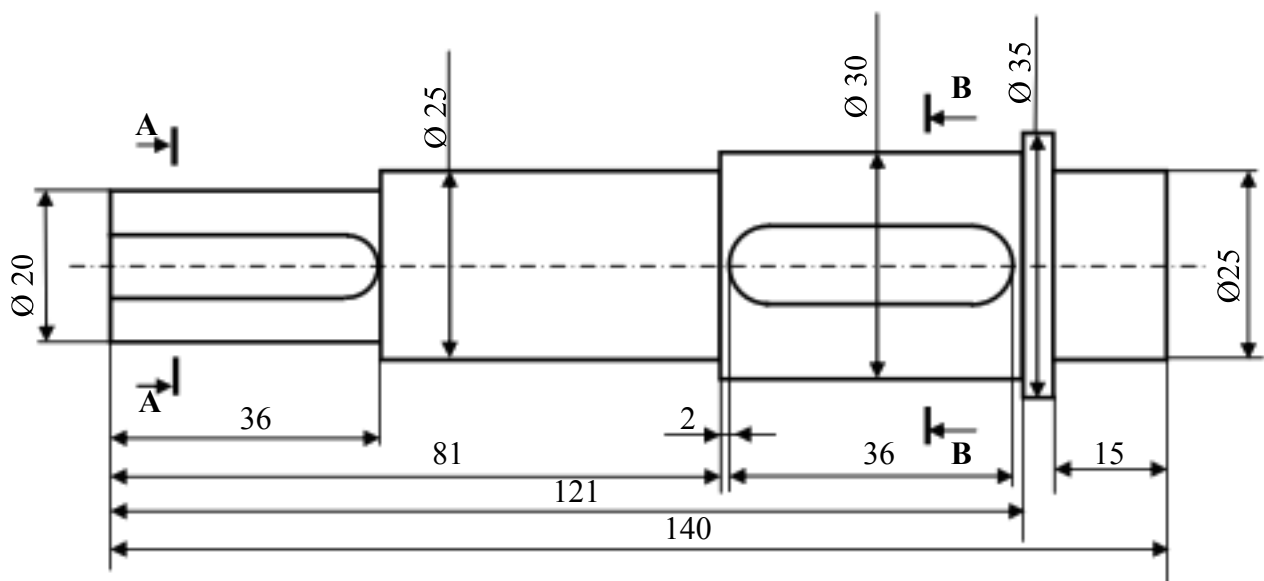
$$\frac{F_a}{F_t} = \frac{76}{545} = 0,14 < 0,33 \text{ то назначаємо шарикові підшипники №205.}$$

Параметри підшипника $d = 25$ мм, $D = 52$ мм, $B = 15$ мм.

Згідно [1,4,7] за діаметром вала та довжиною відповідної ділянки вибираємо призматичні шпонки розміром $b \times h \times l$:

вихідна ділянка валу $8 \times 7 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 3,5$ мм, $t_2 = 2,8$ мм;

ділянка вала під колесом $10 \times 8 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 4$ мм, $t_2 = 3,3$ мм.



Ескіз тихохідного валу

3.2 Розрахунок тихохідного валу на втомливість

Визначаємо відстань між опорами валу, округляючи до цілого,

$$L = \frac{B}{2} + 5 + l_M + 5 + \frac{B}{2}, \quad L = \frac{15}{2} + 5 + 40 + 5 + \frac{15}{2} = 64 \text{ мм.}$$

Будуємо розрахункову схему валу та визначаємо реакції в опорах.

Визначаємо реакції в опорах горизонтальної площини

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2}, \quad R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{545}{2} = 273 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції в опорах вертикальної площини

$$\sum M_B = 0, \quad R_{Ay}L - F_r l + M_a = 0, \quad l = \frac{L}{2} = 32 \text{ мм}, \quad M_a = F_a \frac{d_2}{2} = 4047 \text{ Н*мм.}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r l - M_a}{L} = \frac{198 \times 32 - 4047}{64} = 36 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0, \quad R_{By}L - F_r l - M_a = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r l + M_a}{L} = \frac{198 \times 32 + 4047}{64} = 162 \text{ Н.}$$

Перевірка $\vec{R}_{Ay} + \vec{R}_{By} + \vec{F}_r = 0$, $36 + 162 - 198 = 0$.

Будуємо епюри згинаючих моментів:

визначаємо величину згинаючого моменту в горизонтальній площині

$$M = R_{Ax} l = 273 \times 32 = 8736 \text{ Н*мм};$$

визначаємо величину згинаючого моменту в вертикальній площині

$$M_1 = R_{Ay} l = 36 \times 32 = 1152 \text{ Н*мм}, \quad M_2 = R_{By} l = 162 \times 32 = 5184 \text{ Н*мм.}$$

Будуємо епюру сумарного моменту

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M^2 + M_i^2}$$

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M^2 + M_1^2} = \sqrt{8736^2 + 1152^2} = 8812 \text{ Н*мм},$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M^2 + M_2^2} = \sqrt{8736^2 + 5184^2} = 10158 \text{ Н*мм.}$$

Будуємо епюру обертального моменту T_2 , Н*мм.

Згідно побудованих епюр визначаємо небезпечні ділянки валу, для яких виконуємо перевірку валу на втомливість. В нашому випадку перетин А – А (вихідна ділянка валу) і перетин В – В (ділянка валу під колесом). У відповідних перетинах є канавка для шпонок.

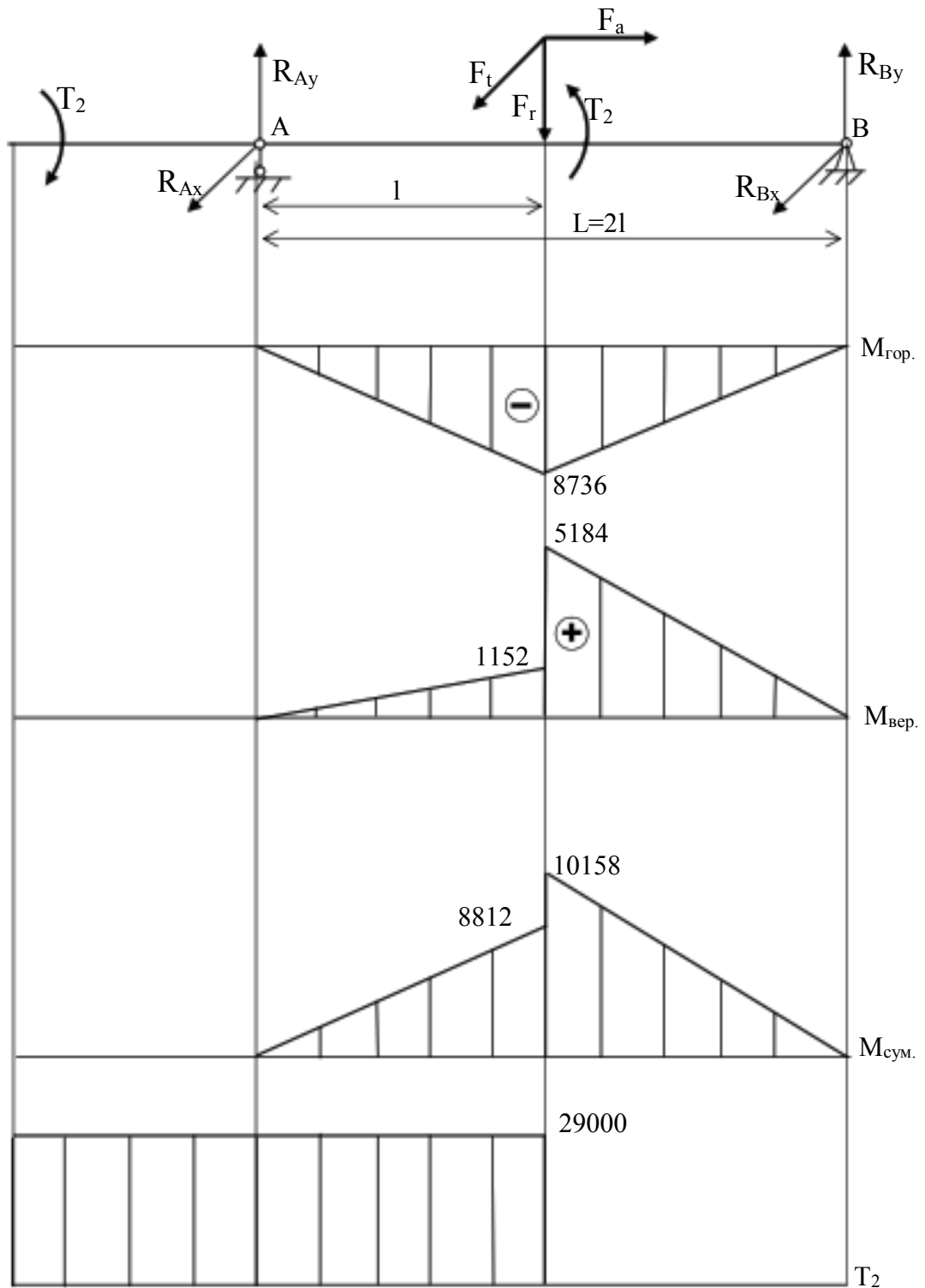
Для валів нормальні напруження згину змінюються по симетричному циклу, а дотичні по пульсуючому.

Умова міцності $n \geq [n] = 2,5$, де n – коефіцієнт запасу міцності.

Визначаємо межі витривалості для сталі 45, ($\sigma_B = 570$ МПа)

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B, \quad \sigma_{-1} = 0,43 \times 570 = 245 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \quad \tau_{-1} = 0,58 \times 245 = 142 \text{ МПа.}$$

Розрахункова схема тихохідного валу та відповідні епюри



Розглянемо перетин А – А.

Концентрація напружень обумовлена шпоночкою канавкою. В перетині діє тільки напруження від крутіння. Відповідно оцінку міцності виконуємо тільки по коефіцієнту n_r .

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

де: k_{τ} - ефективний коефіцієнт концентрації напружень; ε_{τ} - масштабний фактор; β - коефіцієнт враховуючий ступінь обробки поверхні; ψ_{τ} - коефіцієнт враховуючий вплив дотичних напружень на втомливість матеріалу; τ_a, τ_m - амплітудне і середнє значення напружень.

Згідно [1] приймаємо $k_{\tau}=1,5$, $\varepsilon_{\tau}=0,83$, $\beta=1$, $\psi_{\tau}=0,1$.

Визначаємо величину τ_a, τ_m

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2W_K},$$

де: W_K - момент опору перетину при крученні, мм^3 .

$$W_K = \frac{\pi d_{\beta}^3}{16^2} - \frac{bt_1(d_{b2} - t_1)^2}{2d_{b2}}, \quad W_K = \frac{3,14 \times 20^3}{16} - \frac{8 \times 3,5(20 - 3,5)^2}{2 \times 20} = 1379 \text{мм}^3.$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{29000}{2 \times 1379} = 10,5 \text{ МПа}.$$

Відповідно

$$n_{\tau} = \frac{142}{\frac{1,5}{0,83 \times 1} 10,5 + 0,1 \times 10,5} = 7,1 > 2,5, \text{ умова міцності виконується.}$$

Розглянемо перетин В – В.

Концентрація напружень обумовлена шпоночкою канавкою та посадкою зубчатого колеса на вал. В перетині діють напруження від крутіння та згину. Відповідно оцінку міцності виконуємо по загальному коефіцієнту міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

де: n_{σ} - коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a}.$$

Згідно [1] приймаємо $k_{\sigma}=1,6$, $\varepsilon_{\sigma}=0,88$, $\beta=1$

Визначаємо величину амплітудного напруження

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma}^{\max}}{W_n}, \text{ де } W_n \text{ - момент опору перетину при згинанні, } \text{мм}^3.$$

$$W_n = \frac{\pi d_K^3}{32} - \frac{bt_1(d_K - t_1)^2}{2d_K}, \quad W_n = \frac{3,14 \times 30^3}{32} - \frac{10 \times 4(30 - 4)^2}{2 \times 30} = 2198 \text{мм}^3.$$

$$\sigma_a = \frac{10158}{2198} = 4,6 \text{ МПа}.$$

$$n_{\sigma} = \frac{245}{0,88 \times 14,6} = 29,2 \text{ .}$$

Визначаємо коефіцієнт n_{τ} .

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

Згідно [1] приймаємо $k_{\tau} = 1,5$, $\varepsilon_{\tau} = 0,77$, $\beta = 1$, $\psi_{\tau} = 0,1$.

Визначаємо величину τ_a, τ_m

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2W_K},$$

де: W_K - момент опору перетину при крученні, мм^3 .

$$W_K = \frac{\pi d_K^3}{16} - \frac{b t_1 (d_K - t_1)}{2 d_K}, \quad W_K = \frac{3,14 \times 30^3}{16} - \frac{10 \times 4 (30 - 4)^2}{2 \times 30} = 5035 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{29000}{2 \times 5035} = 2,9 \text{ МПа.}$$

Відповідно

$$n_{\tau} = \frac{142}{\frac{1,5}{0,77 \times 1} 2,9 + 0,1 \times 2,9} = 24 \text{ .}$$

Загальний коефіцієнт міцності

$$n = \frac{29,2 \times 24}{\sqrt{29,2^2 + 24^2}} = 18,5 > 2,5, \text{ умова міцності виконується.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4 ПЕРЕВІРКА ПІДШИПНИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

Метою практичних занять з вибору та перевірки підшипників на довговічність є перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Всі інженерні розрахунки на міцність основані на приближених розрахункових схемах, тому при проектуванні механічних передач та деталей сили визначають з точністю до 100 Н, напруження – до 1 МПа, а лінійні розміри округляють до стандартних.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

Підшипники служать опорами валів та осів, що обертаються. Призначення підшипника полягає в тому, що він повинен забезпечити надійне і точне з'єднання деталі, що обертається з нерухомим корпусом.

Підшипники класифікуються по виду тертя і навантаженню яке вони сприймають.

По характеру тертя підшипники розділяють на дві групи:

- підшипники ковзання, у яких опорна ділянка валу ковзається по поверхні підшипника (тертя ковзання);
- підшипники кочення, у яких тертя кочення заміняється на тертя кочення внаслідок встановлення шариків та роликів між опорними поверхнями підшипника та валу (тертя кочення).

По навантаженню, яке сприймають підшипники їх розподіляють на:

- радіальні, що сприймають тільки радіальне навантаження і незначне осьове;
- радіально – упорні, що сприймають велике радіальне і менше осьове навантаження;
- упорні, що сприймають тільки осьове навантаження.

1. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

1.1 Конструкція та область використання

Підшипники кочення являють собою готові вузли, основним елементом яких є тіла кочення – шарики чи ролики.

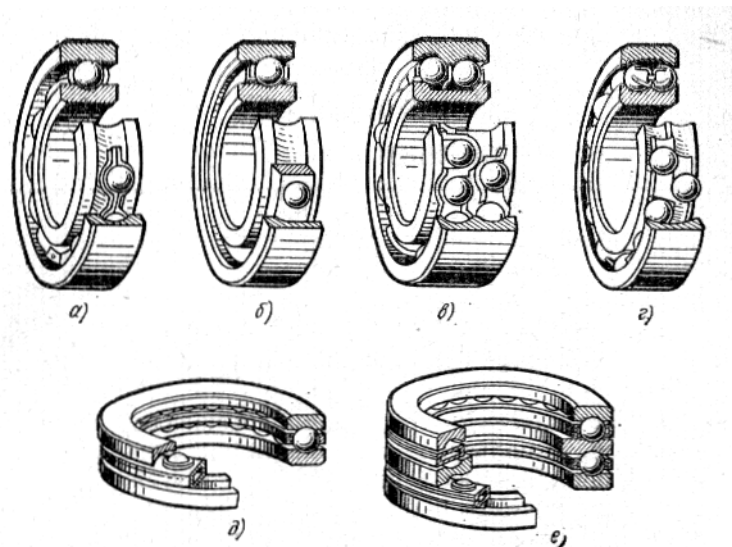


Рис. 241. Основные типы шарикоподшипников
Шарикові підшипники

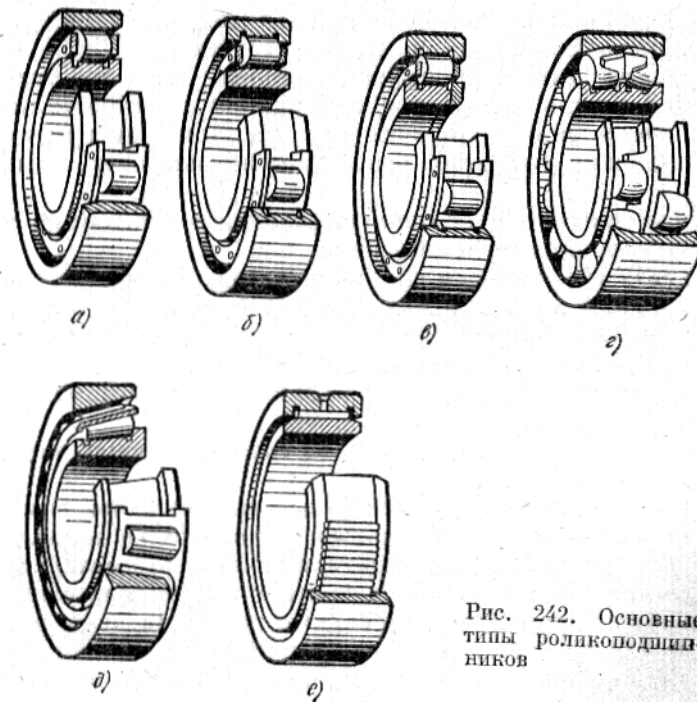


Рис. 242. Основные типы роликоподшипников

Роликові підшипники

Рис.1.1 Типи підшипників кочення

Звичайно підшипник виконується як самостійна складальна одиниця (рис.1.2), що складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, між якими і поміщені тіла кочення 3.

Тіла кочення щоб уникнути непотрібного контакту один з одним і рівномірного розподілу по колу поміщені в спеціальну кільцеподібну обойму – сепаратор 4.

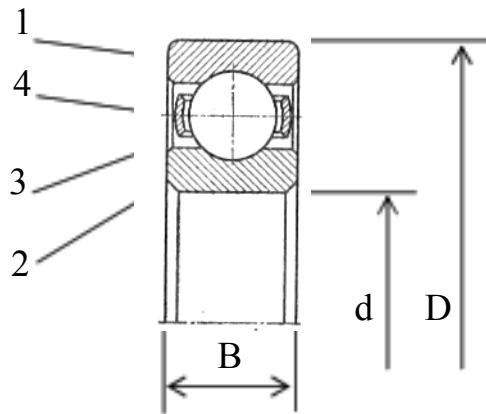


Рис.1.2 Конструкція підшипника кочення

Переваги підшипників кочення:

- низьке тертя, що значно зменшує нагрівання;
- високий рівень стандартизації;
- економія дорогих антифрикційних матеріалів.

Недоліки підшипників кочення:

- значні габаритні розміри та вага;
- високі вимоги до оптимізації вибору типорозміру;
- слабкий віброзахист (тіла кочення є генераторами вібрації за рахунок їх неминучої різної розмірності).

1.2 Класифікація підшипників кочення і їх маркування

За формою тіл кочення підшипники діляться на:

Шарикові (швидкохідні, здібні самі встановлюватись за рахунок можливості деякого відхилення осі обертання);

Роликові – циліндричні, конічні, бочкоподібні, голчаті, виті (більш вантажопідйомні, але із-за точно фіксованого положення осі обертання не здатні самі встановлюватись, окрім бочкоподібних роликів).

По числу рядів тіл кочення – однорядні та багаторядні.

По радіальних габаритах (по величині зовнішнього діаметру D , рис.1.2) підшипники згруповані в серії: надлегкі; особливо легкі; легкі; середні та важкі.

По осьових габаритах (по ширині підшипники B , рис.1.2) підшипники згруповані в серії: особливо вузькі; вузькі; нормальні; широкі та особливо широкі.

По класах точності підшипники розрізняють: нормального класу; підвищеної точності; високої точності; особливо високої точності; надвисокої точності.

По сприйманих силах всі підшипники діляться на чотири групи.

Радіальні підшипники (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки радіальне навантаження і незначне осьове. Це циліндричні роликові (якщо $F_a = 0$) і радіальні шарикові підшипники.

Радіально-упорні підшипники (якщо $F_r > F_a$), що сприймають велике радіальне і менше осьове навантаження. Це радіально-упорні шарикові і конічні роликові з малим кутом конуса.

Упорно-радіальні підшипники (якщо $F_r < F_a$), що сприймають велике осьове і менше радіальне навантаження. Це конічні роликові підшипники з великим кутом конуса.

Упорні підшипники, «підп'ятники» (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки осьове навантаження. Це упорні шарикові і упорні роликові підшипники. Вони не можуть центрувати вал і застосовуються тільки в поєднанні з радіальними підшипниками.

Маркуються підшипники кочення з допомогою цифр, які наносяться на торець кільця.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників з внутрішнім діаметром до 9мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра (тоді на третьому місці стоїть цифра 0). Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02; 03 відповідно.

Третя цифра праворуч свідчить про серію підшипників всіх діаметрів ($d > 10$ мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний шариковий однорядний (при манкіровці не проставляється); 1 – радіальний шариковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально-упорний шариковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний шариковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «дефіс» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – надвисокий клас точності, 4 – особливо високий, 5 – високий, 6 – підвищений). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка при манкіровці не проставляється.

1.3 Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення ґрунтується на двох критеріях: 1) розрахунок на статичну вантажопідйомність по залишковим деформаціям,

виконується для попередження можливості виникнення залишкових деформацій;

2) розрахунок на ресурс (довговічність) по втомливому викришуванню, виконується для попередження втомливого руйнування (викришування) робочих поверхонь деталей підшипника.

Підшипники кочення вибираються по внутрішньому діаметру d , і в залежності від частоти обертання валу виконують один із двох розрахунків. Якщо частота обертання валу $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$, то перевіряють підшипник на довговічність згідно рівняння

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n,$$

де: C – динамічна вантажопідйомність підшипника, кН (вибирається згідно каталогу); P – еквівалентне динамічне навантаження кН; n – показник степені (для шарикових підшипників $n = 3$, для роликів $n = 3,333$).

Відповідний ресурс роботи підшипника визначається в мільйон обертів, що не зручно на практиці. Тому довговічність роботи підшипників, як правило розраховують в годинах згідно рівнянню

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

де n – частота обертання валу.

Для редукторів загального машинобудування довговічність роботи підшипників повинна становити 10 000 . . . 35 000 годин.

Еквівалентне динамічне навантаження для радіальних та радіально-упорних підшипників є таке умовно постійне радіальне навантаження, при дії якого підшипник має таку довговічність, що і при дійсних умовах навантаження.

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

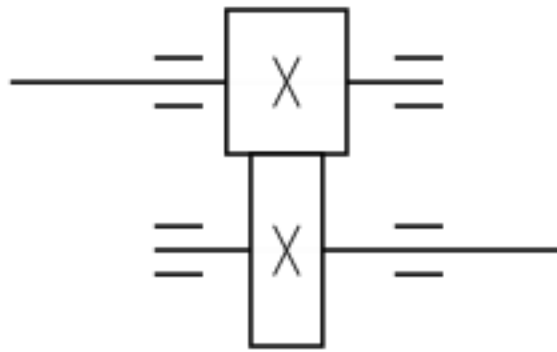
де: F_r, F_a – радіальне та осьове навантаження; X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження; V – коефіцієнт обертання кільця ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця); K_σ – коефіцієнт безпеки, враховує характер навантаження (для редукторів 1,2...1,3); K_T – температурний коефіцієнт (до 100°C приймають 1).

2. Методика розв'язання задач

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Тема: «Підібрати підшипники для тихохідного валу циліндричної передачі з косим зубом та перевірити їх на довговічність»

Схема передачі



Параметри механічної передачі:

2. Зусилля в зачепленні:

- окружна сила $F_t = 545$ Н;

- радіальна сила $F_r = 198$ Н;

- осьова сила $F_a = 76$ Н;

3. Ділильний діаметр зубчатого колеса $d_2 = 106,5$ мм;

4. Діаметр валу під підшипник $d = 25$ мм;

5. Відстань між опорами валу $L = 64$ мм;

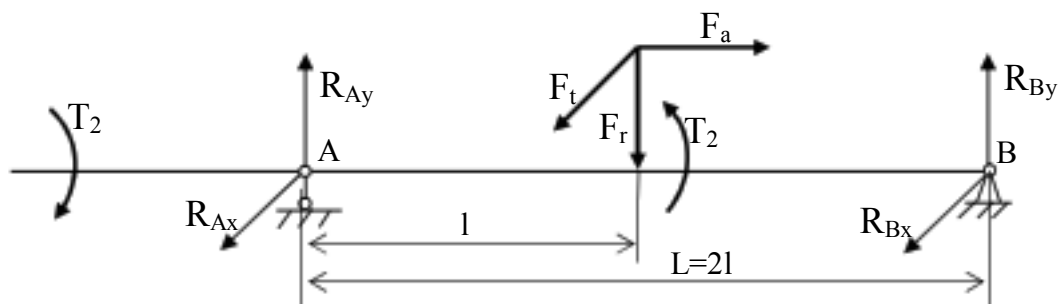
6. Термін роботи передачі $t = 30\,000$ год.

Для вибору відповідного типу підшипника визначаємо співвідношення

$$\frac{F_a}{F_t} = \frac{76}{545} = 0,14 < 0,33 \text{ то назначаємо шарикові підшипники №205.}$$

Характеристики підшипника №205: $d = 25$ мм, $D = 52$ мм, $B = 15$ мм, $C = 10,8$ кН, $C_0 = 6,95$ кН.

Будуємо розрахункову схему валу та визначаємо реакції в опорах.



Визначаємо реакції в опорах горизонтальної площини

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2}, \quad R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{545}{2} = 273 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції в опорах вертикальної площини

$$\sum M_B = 0, \quad R_{Ay}L - F_r l + M_a = 0, \quad l = \frac{L}{2} = 32 \text{ мм}, \quad M_a = F_a \frac{d_2}{2} = 4047 \text{ Н*мм.}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r l - M_a}{L} = \frac{198 \times 32 - 4047}{64} = 36 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0, \quad R_{By}L - F_r l - M_a = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r l + M_a}{L} = \frac{198 \times 32 + 4047}{64} = 162 \text{ Н.}$$

$$\text{Перевірка } \vec{R}_{Ay} + \vec{R}_{By} + \vec{F}_r = 0, \quad 36 + 162 - 198 = 0.$$

Визначаємо загальні реакції в опорах

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{273^2 + 36^2} = 275 \text{ Н,}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{273^2 + 162^2} = 317 \text{ Н.}$$

Розрахунок проводимо по найбільш навантаженій опорі

Визначаємо еквівалентну динамічну силу

$$P_E = (XV F_{rB} + Y F_a) K_\sigma K_T,$$

де: X, Y – коефіцієнти при радіальній та осьовій силі відповідно;
 V – коефіцієнт обертання кільця підшипника; K_σ – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт.

Згідно [1] визначаємо відповідні відношення та коефіцієнти

$$\frac{F_a}{C_o} = 0,0109, \text{ відповідно } e = 0,19; \quad \frac{F_a}{F_r} = 0,24 > e \text{ то } X = 0,56, \text{ а } Y = 2,3.$$

$$K_\sigma = 1,2 \text{ і } K_T = 1.$$

$$P_E = (0,56 \times 1 \times 317 + 2,3 \times 76) 1,2 \times 1 = 423 \approx 0,43 \text{ кН.}$$

Визначаємо довговічність роботи підшипника в млн. обр.

$$L = \left(\frac{C}{P_E} \right)^3 = \left(\frac{10,8}{0,43} \right)^3 = 15625 \text{ млн. обр.}$$

Визначаємо довговічність роботи підшипника в годинах

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60 n_2} = \frac{10^6 \times 15625}{60 \times 725} = 359200 \text{ год. } > t = 25000 \text{ год.}$$

Умова довговічності виконується.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонский К. И. Детали машин / К. И. Заблонский. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5 РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

Метою практичних занять з розрахунку шпонкових та шліцьових з'єднань є перевірка, закріплення та поглиблення отриманих на лекціях знань, напрацювання навиків правильного користування довідковою літературою, державними стандартами, таблицями, номограмами, виконувати технічні розрахунки паралельно з ескізним конструюванням та моделюванням з використанням сучасної комп'ютерної техніки, що дає можливість підготувати себе до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

Всі інженерні розрахунки на міцність основані на приближених розрахункових схемах, тому при проектуванні механічних передач та деталей сили визначають з точністю до 100 Н, напруження – до 1 МПа, а лінійні розміри округляють до стандартних.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Деталі машин зв'язані між собою тим чи іншим способом. Відповідні в'язі розподіляють на: рухомі та нерухомі. Нерухомі в'язі в техніці називають з'єднанням. По принципу роз'ємності всі види з'єднань можна розділити на: роз'ємні та нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання – дозволяють роз'єднувати деталі без їх ушкодження. До них відносяться: різьбові; шпонкові; шліцьові, штифтові; клемові та профільні.

1. Шпонкові з'єднання

Шпонкою називається деталь, яку вставляють у пази вала і маточини (втулки) з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до маточини або від маточини до вала.

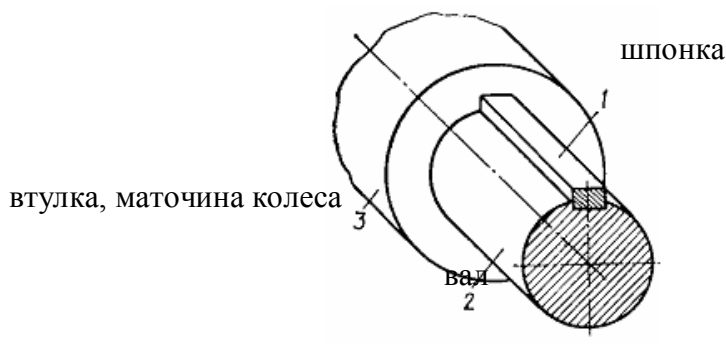


Рис.1.1 Шпонкове з'єднання

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняно низькій вартості, а також зручності складання шпонкові з'єднання широко застосовують у машинобудуванні. До недоліків шпонкових з'єднань належать послаблення вала та маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню валів.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

Призматичні шпонки за призначеннями бувають звичайні та напрямні. Звичайні призматичні шпонки призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із округленими або плоскими торцями. Напрямні шпонки застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись уздовж валів. Напрямну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b висоту h вибирають залежно від діаметра вала d . Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у втулці t_2 . Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом.

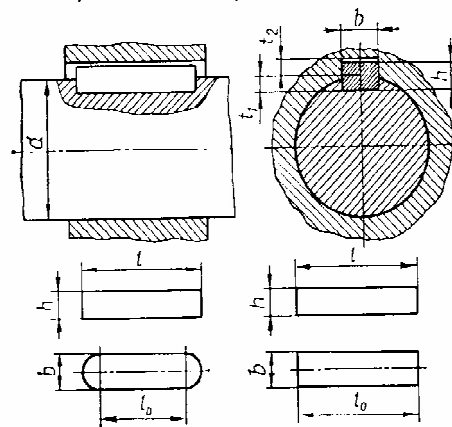


Рис.1.2 Геометрія призматичних шпонок

Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина призматичної шпонки зі округленими торцями $b l_0 = l - r$, а шпонки з плоскими торцями $l_0 = l$.

З'єднання за допомогою сегментної шпонки. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на ділянках валів з невеликим навантаженням, наприклад на кінцях валів.

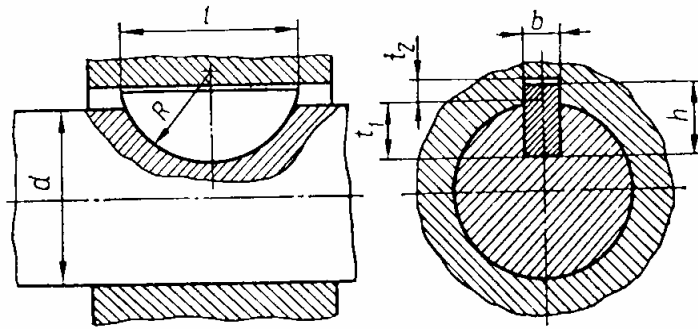


Рис.1.3 Геометрія сегментної шпонки

З'єднання сегментними шпонками є технологічними, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте. Сегментні шпонки стандартизовані. Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають за стандартом залежно від діаметру валу.

Ненапружені шпонкові з'єднання є найбільш розповсюдженими. Вони використовуються в поєднанні з перехідними посадками деталей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані і їхні розміри вибирають залежно від діаметра валу за відповідними стандартами, розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевірочний.

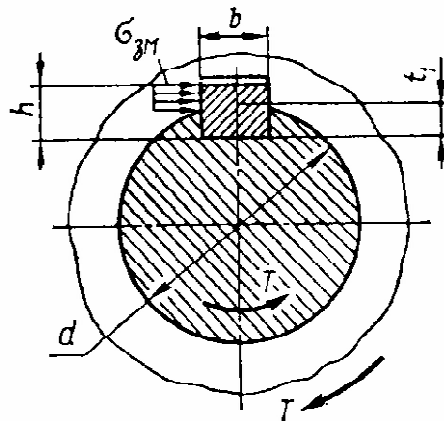


Рис.1.4 Розрахункова схема шпонки

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. В з'єднанні обертовий момент T передається від валу до маточини деталі, розміщеної на ньому, за допомогою взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними

стінками пазів на валу та в маточині в наслідок чого навантажені поверхні змінюються. Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок за умови обмеження напружень змінання

$$\sigma_{\sigma_i} = \frac{2T}{dl_o(h-t_1)} \leq [\sigma_{\sigma_i}].$$

Коли умови міцності шпонкового з'єднання не виконуються, то тоді треба збільшити довжину шпонки, якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити в з'єднанні дві шпонки, взаємно зміщені на 180°, або три шпонки, взаємно зміщені на 120°, але це застосовують дуже рідко.

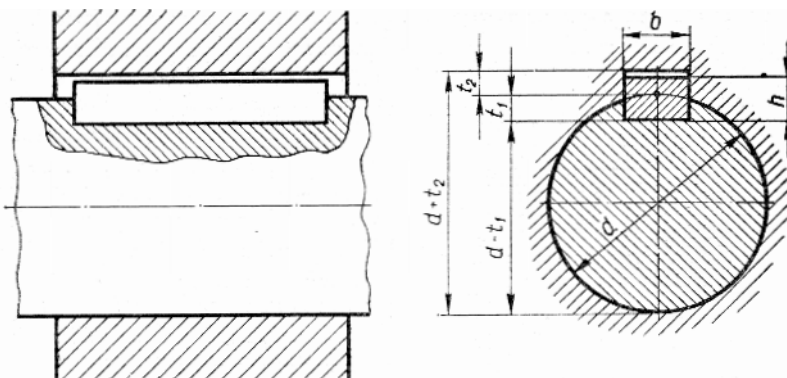
Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою виконують так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, бо умови роботи цих з'єднань аналогічні.

Додаток 1. Шпонки призматичні

Шпонку розраховують на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_3].$$

Допустимі напруження змінання при сталеві маточині для сталі 45 – нормалізованої $[\sigma_3] = 100 \div 120$ МПа.



d валу	Перетин шпонки		Глибина пазу		d валу	Перетин шпонки		Глибина пазу	
	b	h	t ₁	t ₂		b	h	t ₁	t ₂
від 12 до 17	5	5	3	2,3	від 44 до 50	14	9	5,5	3,8
від 17 до 22	6	6	3,5	2,8	від 50 до 58	16	10	6	4,3
від 22 до 30	8	7	4	3,3	від 58 до 65	18	11	7	4,4
від 30 до 38	10	8	5	3,3	від 65 до 75	20	12	7,5	4,9
від 38 до 44	12	8	5	3,3	від 75 до 85	22	14	9	5,4

Примітка: Стандартний ряд довжин шпонок, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160.

2. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання – утворюються виступами на валу, що входять в зв'язані пази маточини колеса. Як на вигляд, так і за динамічними умовами роботи шліци можна вважати з'єднаннями багато шпонковим з'єднанням. Деякі автори називають їх зубчатими з'єднаннями.

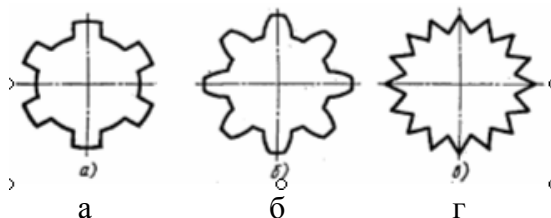


Рис.2.1 Види шліців

В основному використовуються прямо бічні шліци (а), рідше зустрічаються евольвентні (б) і трикутні (в) профілі шліців. Прямо бічні шліци можуть центрувати колесо по бічних поверхнях, по зовнішніх поверхнях та по внутрішніх поверхнях.

Порівняно з шпонками шліци мають велику несучу здатність, краще центрують колесо на валу, підсилюють перетин валу за рахунок більшого моменту інерції ребристого перетину в порівнянні з круглим, але вимагають спеціального устаткування для виготовлення отворів.

Змінання і знос робочих поверхонь обумовлено контактними напруженнями. Це дозволяє розраховувати шліци по узагальненому критерію. Допустимі напруження призначають на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій.

При розрахунку враховується нерівномірність розподілу навантаження по зубах

$$\sigma_{ci} = \frac{8T}{zhld_{cep}} \leq [\sigma_{ci}],$$

Де: z – число шліців; h – робоча висота шліців; l – робоча довжина шліців; d_{cep} – середній діаметр шліцьового з'єднання.

Для евольвентних шліців робоча висота приймається рівною модулю профілю, за d_{cep} приймають ділильний діаметр.

Додаток 2. З'єднання шліцьове прямо-бічне

Шліцьові з'єднання перевіряють на міцність по напруженням змінання

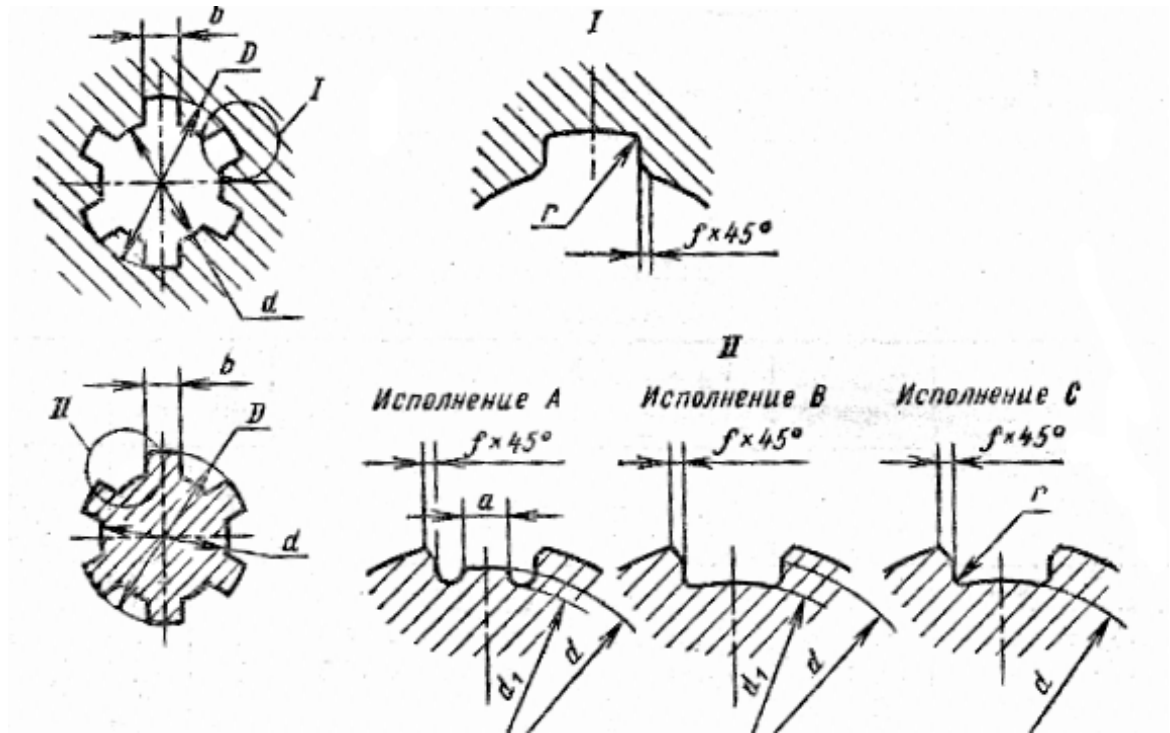
$$\sigma_3 = \frac{T}{0,75zFR_{cp}} \leq [\sigma_3],$$

де: 0,75 – враховує нерівномірність розподілення тиску по шліцам; z – число зубів; F – врахункова площа змінання,

$$F = \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l;$$

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4}.$$

Допустимі напруження зминання для поверхонь шліців, без термообробки при спокійному навантажуванні та нерухомому з'єднанні $[\sigma_3] = 100 \text{ МПа}$.



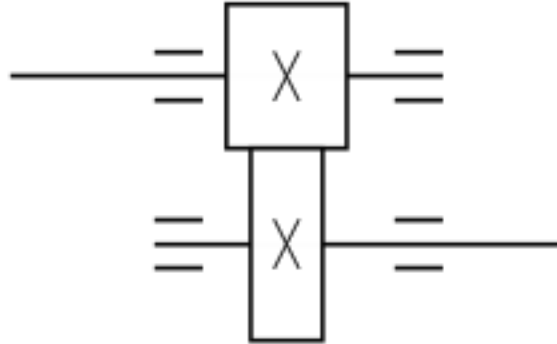
$z \times d \times D$	b	d_1	a	f	$z \times d \times D$	b	d_1	a	f
Легка серія					Середня серія				
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	6×21×25	5	19,5	1,95	0,3
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	6×23×28	6	21,3	1,34	0,3
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	6×26×32	6	23,4	1,65	0,4
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	6×28×34	7	25,9	1,7	0,4
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	8×32×38	6	29,4	-	0,4
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	8×36×42	7	33,5	1,02	0,4
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	8×42×48	8	39,5	2,57	0,4
8×52×58	10	49,7	5,89	0,5	8×46×54	9	42,7	-	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	8×52×56	10	48,7	2,44	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	8×56×65	10	52,2	2,5	0,5
10×72×78	12	69,6	7,45	0,5	8×62×72	12	57,8	2,4	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	10×72×82	12	67,4	-	0,5
10×92×88	14	89,4	10,0	0,5	10×82×92	12	77,1	3,0	0,5

3. Методика розв'язання задач

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Тема: «Розрахувати шпонкові з'єднання тихохідного валу циліндричної передачі з косим зубом»

Схема передачі



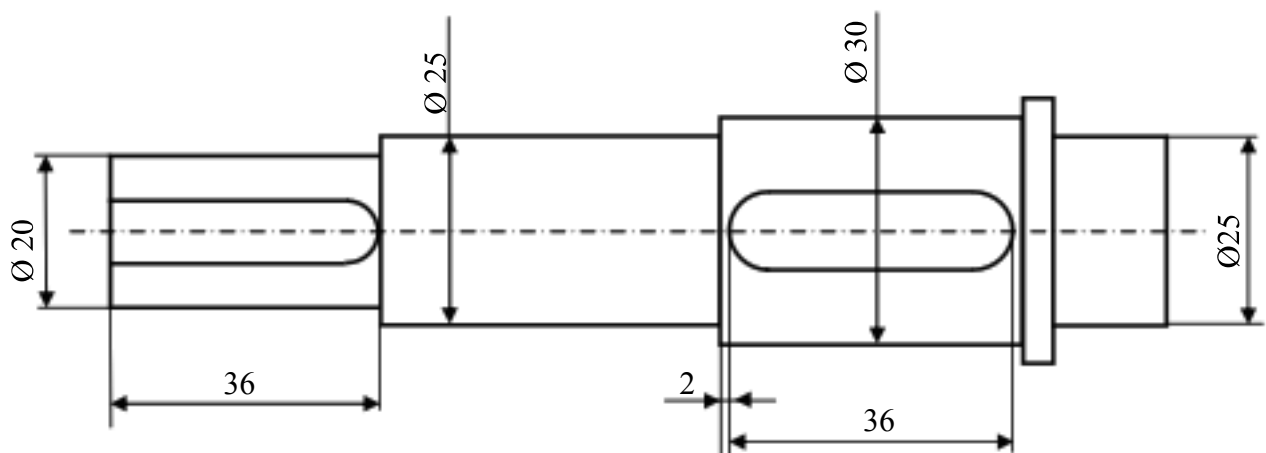
Параметри передачі:

1. Величина обертального моменту на валу $T_2 = 29 \text{ Н*м}$;
2. Діаметр вихідної ділянки валу $d_A = 20 \text{ мм}$;
3. Довжина вихідної ділянки валу $L = 36 \text{ мм}$;
4. Діаметр валу під колесо $d_E = 30 \text{ мм}$;
5. Довжина маточини колеса $L = 40 \text{ мм}$.

Згідно [1,4,7] за діаметром валу та довжиною відповідної ділянки вибираємо призматичні шпонки розміром $b \times h \times l$:

вихідна ділянка валу $8 \times 7 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 3,5 \text{ мм}$, $t_2 = 2,8 \text{ мм}$;

ділянка вала під колесом $10 \times 8 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 4 \text{ мм}$, $t_2 = 3,3 \text{ мм}$.



Ескіз тихохідного валу

Вибрану шпонку на вихідній ділянці валу $8 \times 7 \times 36$, (глибина пазу $t_1 = 3,5$ мм) розраховуємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{2T_z}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_3].$$

Допустимі напруження змінання при сталеві маточині для сталі 45 – нормалізованої $[\sigma_3] = 100 \div 120$ МПа.

$$\sigma_3 = \frac{2 \times 29 \times 10^3}{20(7-3,5)(36-8)} = 30 \text{ МПа} < [\sigma_3] = 100 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Вибрану шпонку під колесом $10 \times 8 \times 36$, (глибина пазу $t_1 = 4$ мм) розраховуємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{2T_z}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_3].$$

Допустимі напруження змінання при сталеві маточині для сталі 45 – нормалізованої $[\sigma_3] = 100 \div 120$ МПа.

$$\sigma_3 = \frac{2 \times 29 \times 10^3}{30(8-4)(36-10)} = 20 \text{ МПа} < [\sigma_3] = 100 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Тема: «Розрахувати шліцьову вал–втулку двоступінчатого планетарного мотор – редуктора»

Для передачі руху від водила швидкохідної ступені до сонячного колеса тихохідної ступені використана шліцьова вал – втулка. Зовнішні шліци прямокутного профілю зубів легкої серії (Додаток 2) $z \times d \times D = 8 \times 62 \times 68$, $b = 12$, $f = 0,5$ довжина шліців $l = 18$. Внутрішні шліци прямокутного профілю зубів легкої серії (Додаток 2) $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50$, $b = 9$, $f = 0,4$ довжина шліців $l = 18$.

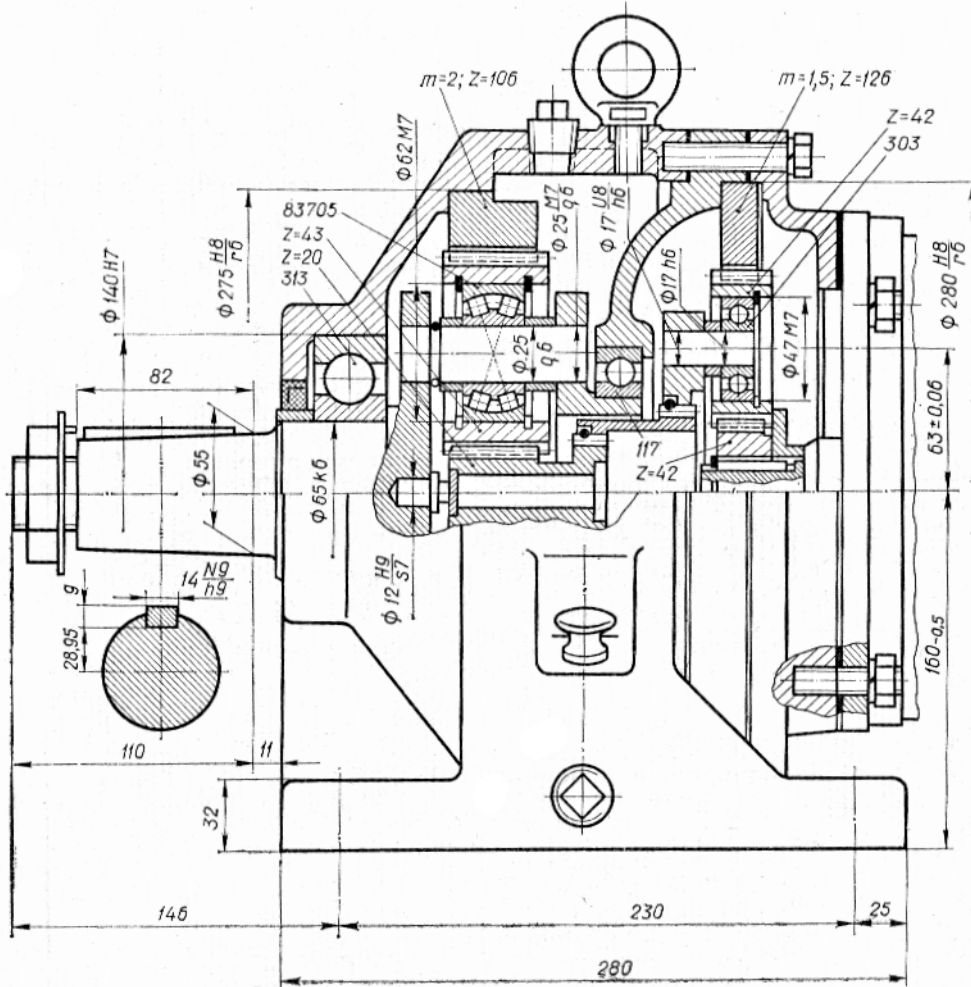
Шліцьові з'єднання перевіряємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{T_2}{0,75zFR_{cp}} \leq [\sigma_3],$$

де: 0,75 – враховує нерівномірність розподілення тиску по шліцам; z – число зубів; F – врахункова площа змінання,

$$F = \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l;$$

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4}.$$



Мотор – редуктор планетарний двоступінчатий

Допустимі напруження зминання для поверхонь шліців, без термообробки при спокійному навантажуванні та нерухомому з'єднанні $[\sigma_3] = 100$ МПа.

Розраховуємо з'єднання водило, вал – втулка

$$F = \left(\frac{68}{62 - 2 \times 0,5} \right) 18 = 36 \text{ мм}^2, R_{cp} = \frac{68}{62} = 32,5 \text{ мм.}$$

$$\sigma_3 = \frac{139000}{0,75 \times 8 \times 36 \times 32,5} = 20 \text{ МПа} \ll [\sigma_3] = 100 \text{ МПа,}$$

умова міцності виконується.

Розраховуємо з'єднання вал – втулка, сонячне колесо

$$F = \left(\frac{50}{46 - 2 \times 0,4} \right) 18 = 21,6 \text{ мм}^2, R_{cp} = \frac{50}{46} = 24 \text{ мм.}$$

$$\sigma_3 = \frac{139000}{0,75 \times 8 \times 21,6 \times 24} = 45 \text{ МПа} < [\sigma_3] = 100 \text{ МПа,}$$

умова міцності виконується.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

Для довідок

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

Укладач: **Баранова** Олена Володимирівна

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 100 прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №1155 від 17.12.2002 р.