

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
КАФЕДРА ДИНАМІКИ МАШИН ТА МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ

Вовк Вікторія Валентинівна

ПОСІБНИК
ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РАБОТИ З ДІСЦИПЛІНИ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

ЗБІРНИК ЗАДАЧ З РОЗВ'ЯЗАННЯМ

ОДЕСА 2022

Рецензент: А.В. Конопльов, д-р тех. наук, проф.

Вовк В.В.

Деталі машин: Збірник задач з розв'язаннями. Посібник для самостійної роботи здобувачів першого (бакалаврського) рівня освіти / Національний університет «Одеська політехніка» - Одеса, 2022 - 108 с.

Посібник є доповненням до курсу лекцій «Деталі машин» і призначений для більш ефективного оволодіння матеріалу курсу під час виконання здобувачами самостійної роботи. В ньому наведені приклади розв'язування задач, рекомендації, допоміжні і довідкові матеріали.

Рекомендовано до видання вченою радою Навчального наукового інституту цифрових технологій, дизайну та транспорту від 26.08.2022р. (протокол №5).

ЗМІСТ

1. Приклад розрахунку фрикційної передачі.	4
2. Приклади розрахунку пасових передач.	6
3. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.	11
4. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі.	21
5. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.	28
6. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.	35
7. Приклад розрахунку передачі гвинт – гайка.	39
8. Приклад розрахунку і конструювання вала.	43
9. Приклад підбору і розрахунку підшипників кочення.	49
10. Приклад розрахунку підшипника ковзання.	52
11. Приклад розрахунку шпонкових з'єднань.	54
12. Приклад розрахунку зубчастого з'єднання	56
13. Приклад розрахунку різьбових з'єднань.	58
14. Приклад розрахунку пресового з'єднання.	62
15. Приклади розрахунків зварних з'єднань.	64
16. Приклад розрахунку заклепкового з'єднання.	66
17. Приклад розрахунку пружини.	67
18. Довідкові таблиці до розрахунку деталей машин.	70
Список літератури	108

1. Приклад розрахунку фрикційної передачі.

Задача 1. Розрахувати циліндричну фрикційну передачу (див. рис.1) для привода стрічкового конвейєра за умови, що ведучий коток передає потужність $P_1 = 2$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1 = 100$ рад/с, а потрібна швидкість обертання веденого котка $\omega_2 = 34$ рад/с.

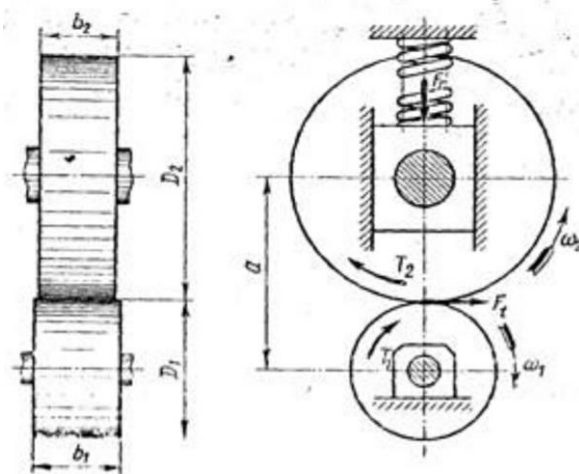


Рис.1. Фрикційна передача.

Розв'язання. Для виготовлення котків назначаємо матеріали: ведучий коток із текстоліту, а ведений із сталі 40. При такому поєднанні матеріалів розрахунок передачі ведеться з умови стійкості ведучого котка проти прискореного спрацьовування шляхом обмеження тиску в контактї котків.

Для поєднання матеріалів текстоліт - сталь згідно з табл.4 маємо: коефіцієнт тертя $f = 0,20$; допустимий тиск $[q] = 50$ Н/мм.

Потрібне передаточне число передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{100}{34} = 2,94.$$

Запишемо формулу обертального моменту на ведучому валу передачі

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 10^3}{100} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для визначення потрібної міжосьової відстані передачі беремо такі значення розрахункових коефіцієнтів: коефіцієнт ширини котків $\psi_a = 0,3$; коефіцієнт запасу зчеплення $K = 1,3$; коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків, $K_\beta = 1,2$; допоміжний коефіцієнт $K_H = 36$.

Визначимо потрібну міжосьову відстань передачі

$$a \geq K_H \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K \cdot (u + 1)}{f \cdot \psi_a \cdot [q]}} =$$
$$= 36 \cdot \sqrt{20 \cdot 1,2 \cdot (2,94 + 1) / (0,2 \cdot 0,3 \cdot 50)} = 202,1 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри ведучого та веденого котків:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{u + 1} = \frac{2 \cdot 202,1}{2,94 + 1} = 102,6 \text{ мм;}$$

$$d_2 = d_1 u = 102,6 \cdot 2,94 = 301,6 \text{ мм;}$$

Беремо округлено $d_1 = 102 \text{ мм}$; $d_2 = 302 \text{ мм}$.

Тоді фактичне передаточне число $u = d_2/d_1 = 302/102 = 2,96$.

Фактична міжосьова відстань

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (102 + 302) = 202 \text{ мм;}$$

Потрібна ширина котків

$$b = \psi_a \cdot a = 0,3 \cdot 202 = 60,6 \text{ мм.}$$

Беремо $b = 62 \text{ мм}$.

Визначаємо потрібну силу притискання котків

$$Q = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K}{d_1 \cdot f} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{102 \cdot 0,2} = 2549 \text{ Н.}$$

Колова сила на котках

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^3}{102} = 392 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу, що передається на вали фрикційної передачі,

$$F = \sqrt{Q^2 + F_t^2} = \sqrt{2549^2 + 392^2} = 2579 \text{ Н.}$$

Зробимо остаточну перевірку стійкості котків проти прискореного спрацьовування:

$$q = \frac{Q \cdot K_\beta}{b} = \frac{2549 \cdot 1,2}{62} = 49,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} < [q] = 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Отже, добуті розміри котків можна брати за остаточні.

2. Приклади розрахунку пасових передач.

Задача 1. Розрахувати відкриту горизонтальну плоскопасову передачу у приводі стрічкового конвейєра за такими даними: потужність, яку передає передача, $P_1 = 7$ кВт; кутова швидкість ведучого шківа $\omega_1 = 150$ рад/с ; кутова швидкість веденого шківа $\omega_2 = 42$ рад/с; передача працює дві зміни при незначних коливаннях навантаження.

Розв'язання. Для даної передачі беремо плоский гумотканинний пас із бельтінгу 820 за ГОСТ 23831-79 з числом прокладок $i_{\text{п}} = 3$, завтовшки $\delta = 4,5$ мм (див. табл. 5).

Передаточне число передачі $u = \omega_1 / \omega_2 = 150 / 42 = 3,57$.

Визначаємо діаметр меншого ведучого шківа

$$d_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{P_1 / \omega_1} = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{7}{150}} = (187 \dots 219) \text{ мм.}$$

Згідно зі стандартом беремо $d_1 = 200$ мм.

Відношення $d_1 / \delta = 200 / 4,5 = 44,4$, що відповідає рекомендаціям (для плоских пасів рекомендують брати такі співвідношення між діаметром d_1 та товщиною паса δ : $d_1 / \delta \geq 30 \dots 40$ - гумотканинні паси; $d_1 / \delta \geq 25 \dots 30$ - бавовняні паси; $d_1 / \delta \geq 25 \dots 35$ - шкіряні паси; $d_1 / \delta \geq 70 \dots 80$ - синтетичні паси).

Швидкість паса

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{150 \cdot 200}{2} = 15 \cdot 10^3 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

що допускається для гумотканинних плоских пасів.

Діаметр веденого шківа

$$d_2 = u \cdot d_1 = 3,57 \cdot 200 = 714 \text{ мм.}$$

За стандартом $d_2 = 710$ мм.

Фактичне передаточне число передачі

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{710}{200} = 3,55.$$

Назначаємо орієнтовно міжосьову відстань передачі

$$a = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (200 + 710) = 1820 \text{ мм.}$$

Кут обхвату меншого шківів

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (710 - 200)}{1820} = 164^\circ.$$

Розрахункова довжина паса

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{(4 \cdot a)} = \\ &= 2 \cdot 1820 + \frac{3,14 \cdot (200 + 710)}{2} + \frac{(710 - 200)^2}{(4 \cdot 1820)} = 5105 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Оцінка довговічності паса за частотою його пробігів

$$i = \frac{v}{l} = \frac{15 \cdot 10^3}{5105} = 2,94 \text{ с}^{-1} < [i] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Розрахункове корисне навантаження, яке передає передача,

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{7 \cdot 10^3}{15} = 467 \text{ Н.}$$

Для розрахунку вибраного паса на тягову здатність за табл.5 беремо оптимальне питоме корисне навантаження, що може передаватись одиницею ширини паса, $i_{\text{п}} f_{t0} = 8,7 \text{ Н/мм}$ при питомій силі попереднього натягу віток паса, яка припадає на одиницю товщини однієї прокладки, $f_0 = 2,25 \text{ Н/мм}$.

Допустиме питоме корисне навантаження

$$[i_{\text{п}} f_{t0}] = i_{\text{п}} \cdot f_{t0} \cdot C_\gamma \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\rho = 8,7 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,75 = 5,9 \text{ Н/мм.}$$

Згідно рекомендаціям вибираємо допоміжні коефіцієнти: коефіцієнт C_γ враховує нахил передачі до горизонту: $C_\gamma = 1$, якщо кут нахилу лінії центрів шківів до горизонту $\gamma = (0 \dots 60)^\circ$; $C_\gamma = 0,9$ при $\gamma = (60 \dots 80)^\circ$; $C_\gamma = 0,8$ при $\gamma = (80 \dots 90)^\circ$. Коефіцієнт C_α враховує кут обхвату пасом малого шківів

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1).$$

Коефіцієнт C_v враховує вплив на роботу передачі відцентрових сил,

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2.$$

Коефіцієнт C_ρ враховує режим роботи передачі. Для однозміної роботи передачі коефіцієнт $C_{\rho 1}$ має такі значення: $C_{\rho 1}=1$ – при спокійному навантаженні; $C_{\rho 1}=0,9\dots 0,8$ – при незначних коливаннях навантаження; $C_{\rho 1}=0,8\dots 0,7$ – при значних коливаннях навантаження; $C_{\rho 1}=0,7\dots 0,6$ – при ударному та різко змінному навантаженні. Для двох та тризміної роботи коефіцієнт режиму відповідно беруть: $C_{\rho 2} = 0,87C_{\rho 1}$; $C_{\rho 3} = 0,72C_{\rho 1}$. Згідно з вище зазначеним, вибираємо такі значення розрахункових коефіцієнтів:

$$C_\gamma = 1; C_\rho = 0,75;$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 164^\circ) = 0,95;$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,00041 \cdot 5^2 = 0,95.$$

Потрібна ширина паса

$$b = \frac{F_t}{[i_{\text{п}} f_{t0}]} = \frac{467}{5,9} = 79,15 \text{ мм.}$$

Вибираємо стандартну ширину паса $b = 80$ мм (див. табл.5).

Площа поперечного перерізу паса

$$A = b \cdot \delta = 80 \cdot 4,5 = 360 \text{ мм}^2.$$

Потрібна сила попереднього натягу віток паса

$$F_0 = f_0 \cdot i_{\text{п}} \cdot b = 2,25 \cdot 3 \cdot 80 = 540 \text{ Н.}$$

Визначаємо навантаження на вали пасової передачі

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 540 \cdot \sin\left(\frac{164^\circ}{2}\right) = 1070 \text{ Н.}$$

Для визначення строку служби паса визначимо складові максимального напруження, яке виникає у пасі під час роботи передачі:

напруження попереднього натягу

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{540}{360} = 1,5 \text{ МПа;}$$

напруження від корисного навантаження

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{467}{360} = 1,3 \text{ МПа;}$$

напруження від дії відцентрової сили

$$\sigma_v = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2 = 10^{-6} \cdot 1,15 \cdot 10^3 \cdot 15^2 = 0,26 \text{ МПа};$$

напруження згину у пасі

$$\sigma_{зг} = \frac{E \cdot \delta}{d_1} = \frac{300 \cdot 4,5}{200} = 6,75 \text{ МПа.}$$

Значення $\rho = 1,15 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ та $E = 300 \text{ МПа}$ вибрані з табл. 6.

Визначаємо максимальне напруження у пасі

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{зг} = 1,5 + 0,5 \cdot 1,3 + 0,26 + 6,75 = 9,16 \text{ МПа.}$$

При обмеженій границі витривалості $\sigma_N = 7 \text{ МПа}$, показнику степені кривої втоми $m = 6$ (табл.6), число шківів $n = 2$ та $v = 0,5$ - коефіцієнт, що враховує різні ступені впливу напружень згину в пасі на малому та більшому шківах. Визначимо строк служби паса

$$h = \frac{10^7 \cdot \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{max}}\right)^m}{3600 \cdot i \cdot n \cdot v} = \frac{10^7 \cdot \left(\frac{7}{9,16}\right)^6}{3600 \cdot 2,94 \cdot 2 \cdot 0,5} = 1882 \text{ год.}$$

Задача 2. Розрахувати горизонтальну клинопасову передачу від електродвигуна до вала вентилятора системи вентиляції виробничого приміщення за такими даними: потужність, яку передає передача, $P_1 = 7 \text{ кВт}$ при кутовій швидкості ведучого шківа $\omega_1 = 150 \text{ рад/с}$; кутова швидкість вала вентилятора $\omega_2 = 60 \text{ рад/с}$; передача працює в одну зміну при постійному навантаженні.

Розв'язання. Передаточне число передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{150}{60} = 2,5.$$

На ведучому шківі обертовий момент

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7 \cdot 10^3}{150} = 46,7 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Відповідно до рекомендацій будемо орієнтуватися на клинові паси нормального перерізу В. Для таких пасів за табл.,7 маємо площу поперечного перерізу $A = 138 \text{ мм}^2$, базову довжину $l_0 = 2240 \text{ мм}$ і назначаємо розрахунковий діаметр меншого ведучого шківа $d_1 = 140 \text{ мм}$.

Діаметр веденого шківа

$$d_2 = u \cdot d_1 = 2,5 \cdot 140 = 350 \text{ мм.}$$

За стандартом беремо розрахунковий діаметр веденого шківa
 $d_2 = 360$ мм.

Фактичне передаточне число передачі

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{360}{140} = 2,57.$$

Швидкість паса

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{150 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2} = 10,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Орієнтовно беремо міжосьову відстань передачі

$$a' = 1,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (140 + 360) = 750 \text{ мм.}$$

Визначимо потрібну довжину паса

$$\begin{aligned} l' &= 2 \cdot a' + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{(4 \cdot a')} = \\ &= 2 \cdot 750 + \frac{3,14 \cdot (140 + 360)}{2} + \frac{(360 - 140)^2}{(4 \cdot 750)} = 2302 \text{ мм.} \end{aligned}$$

За стандартом (див. табл.8) беремо розрахункову довжину паса
 $l = 2500$ мм. Дійсна міжосьова відстань, яка відповідає вибраній довжині паса,

$$\begin{aligned} a &= \frac{\left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}}{8} = \\ &= \{ 2 \cdot 2500 - 3,14(140 + 360) + \\ &+ \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14 \cdot (140 + 360)]^2 - 8 \cdot (360 - 140)^2} \} / 8 = 850 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Оцінка довговічності паса за числом його пробігів

$$i = \frac{v}{l} = \frac{10,5 \cdot 10^3}{2500} = 4,2 \text{ с}^{-1}$$

що менше $[i] = 12 \text{ с}^{-1}$.

Кут обхвату меншого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (360 - 140)}{850} = 165^\circ$$

Визначаємо допустиму потужність $[P]$ для одного паса перерізу B . Для цього за табл.7 маємо $P_0 = 2,70$ кВт.

Коефіцієнт

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 165^\circ) = 0,955;$$

$$C_l = \sqrt[6]{l/l_0} = \sqrt[6]{2500/2240} = 1,02.$$

Коефіцієнт $C_p = 1$, а коефіцієнт $C_z = 0,95$ (при орієнтовному значенні $z = 3$).

$$[P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p \cdot C_z = 2,70 \cdot 0,955 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 0,95 = 2,498 \text{ кВт.}$$

Визначаємо потрібне число пасів, що працюють паралельно на шківках передачі,

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{7}{2,498} = 2,8.$$

Беремо число пасів $z = 3$.

Визначаємо силу попереднього натягу віток комплекту клинових пасів:

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_l}{(v \cdot C_\alpha \cdot C_p)} = \frac{0,85 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,02}{(10,5 \cdot 0,955 \cdot 1)} = 605 \text{ Н.}$$

Визначаємо навантаження на вали пасової передачі

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 605 \cdot \sin\left(\frac{165^\circ}{2}\right) = 1200 \text{ Н.}$$

3. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.

Задача. Розрахувати косозубу циліндричну зубчасту передачу одноступеневого редуктора (рис. 2) за такими даними: потужність на ведучому валу $P_1 = 18$ кВт при його кутовій швидкості $\omega_1 = 100$ рад/с; передаточне число передачі $u = 3,8$; передача нереверсивна; режим навантаження середній нормальний (СН); можливі короткочасні перевантаження до 200 % від номінального; строк служби передачі $h = 20000$ год..

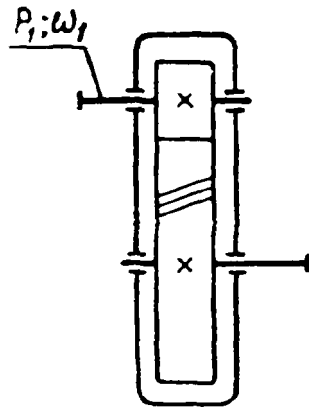


Рис. 2. Схема циліндричного зубчастого редуктора

Розв'язання. 1. *Параметри навантаження зубчастої передачі.*

Номінальний обертовий момент на ведучому валу

$$T_1 = T_{1H} = T_{1F} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{18 \cdot 10^3}{100} = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При короткочасному перевантаженні до 200 % максимальний обертовий момент на ведучому валу

$$T_{1max} = 2T_1 = 2 \cdot 180 = 360 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{100}{3,8} = 26,316 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Визначаємо сумарне число циклів навантаження зубців шестірни та колеса за строк служби передачі

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 \cdot \omega_1 \cdot h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 100 \cdot 20000}{3,14} = 11,46 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800 \cdot \omega_2 \cdot h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 23,316 \cdot 20000}{3,14} = 3,02 \cdot 10^8.$$

Еквівалентні числа циклів навантаження зубців шестірни та колеса для розрахунку на контактну витривалість N_{HE} і для розрахунків на витривалість при згині N_{FE} із коефіцієнтами інтенсивності $K_{HE} = 0,18$ і $K_{FE} = 0,07$ (див. табл.10 для режиму навантаження СН)

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,18 \cdot 11,46 \cdot 10^8 = 2,12 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{HE2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,18 \cdot 3,02 \cdot 10^8 = 0,56 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{FE1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,07 \cdot 11,46 \cdot 10^8 = 8,25 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,07 \cdot 3,02 \cdot 10^8 = 2,17 \cdot 10^7.$$

2. *Матеріали зубчастих коліс.* Для виготовлення шестірни та колеса вибираємо відносно дешеву леговану сталь 40X із термообробкою - поліпшення (див. табл.11). За даними табл.12 вибираємо:

для шестірни твердість поверхні зубців $H_1 = 269...302$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_1 = 280$ НВ), $\sigma_{B1} = 900$ МПа, $\sigma_{T1} = 750$ МПа при діаметрі заготовки до 125 мм;

для колеса твердість поверхні зубців $H_2 = 235...262$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_2 = 245$ НВ), $\sigma_{B2} = 790$ МПа, $\sigma_{T2} = 640$ МПа при діаметрі заготовки до 280 мм.

3. *Допустимі напруження для розрахунку зубчастої передачі.*

а) Допустимі контактні напруження. Границі контактної витривалості зубців шестірни та колеса (див. табл.13) будуть такими:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 730 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

Визначаємо базу випробувань для матеріалу шестірни та колеса :

$$N_{H01} = 30 \cdot H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

$$N_{H02} = 30 \cdot H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7.$$

Якщо $N_{H01} < N_{HE1}$ і $N_{H02} < N_{HE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестірни та колеса $K_{HL} = 1$.

Визначаємо допустимі контактні напруження для зубців шестірни та колеса при коефіцієнті $Z_R = 1$ (шорсткість поверхонь зубців $R_a = 1,25...0,63$) та коефіцієнті запасу $s_H = 1,1$:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{s_H} = \frac{730 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 664 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{s_H} = \frac{560 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 509 \text{ МПа}.$$

Визначаємо для зубців косозубої передачі розрахункове допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (664 + 509) = 528 \text{ МПа.}$$

Допустиме граничне контактне напруження

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_{T2} = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа.}$$

б) Допустимі напруження на згин. Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ (див. табл.14)

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8 \cdot H_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа ;}$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,8 \cdot H_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа .}$$

Оскільки $N_{F0} < N_{FE1}$ і $N_{F0} < N_{FE2}$, коефіцієнт довговічності для зубців шестірні та колеса $K_{FL} = 1$.

Визначаємо допустиме напруження на згин для зубців шестірні та колеса при коефіцієнті $K_{Fc} = 1$ (нереверсивна передача) і коефіцієнті запасу $s_F = 2,2$:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim b1} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL}}{s_F} = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 229 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim b2} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL}}{s_F} = \frac{441 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 200 \text{ МПа.}$$

Визначаємо для зубців шестірні та колеса граничне допустиме напруження на згин

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{4,8 \cdot H_1}{s_F} = \frac{4,8 \cdot 280}{2,2} = 610 \text{ МПа ;}$$

$$[\sigma]_{F2 \max} = \frac{4,8 \cdot H_2}{s_F} = \frac{4,8 \cdot 245}{2,2} = 534 \text{ МПа .}$$

4. *Проектний розрахунок передачі.* Для проектного розрахунку попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,40$ і відповідно $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,40 \cdot (3,8 + 1) = 0,96$.

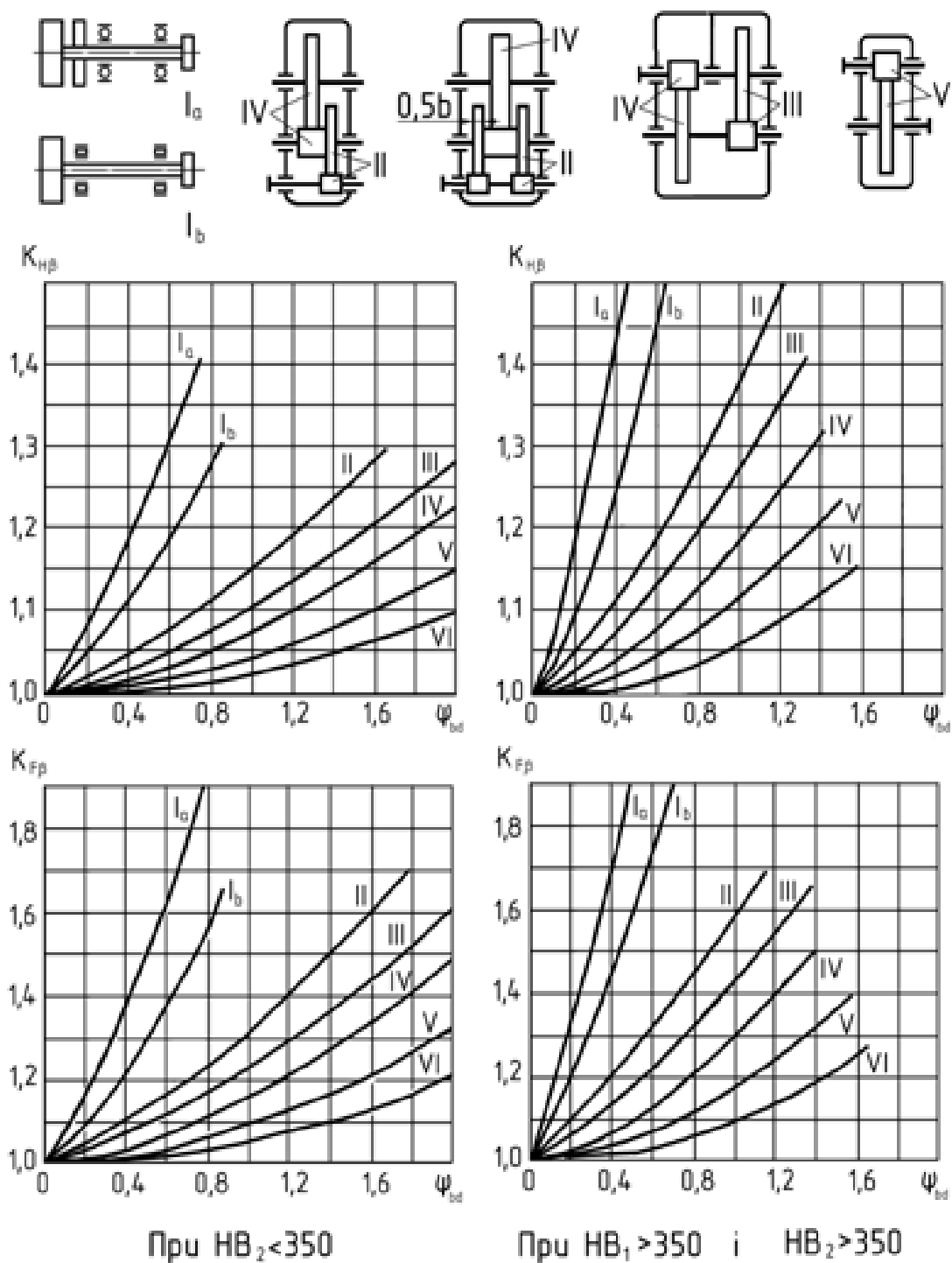


Рис. 3. Графіки для визначення кількісних значень коефіцієнтів концентрації навантаження $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

За графіками на рис.3 залежно від ψ_{bd} (симетричне розміщення зубчастих коліс відносно опор валів та твердість $H < 350$ HB) визначасмо коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців, $K_{H\beta} = 1,07$.

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ для сталевих косозубих коліс.

Визначаємо мінімальну міжосьову відстань передачі

$$a_{\omega \min} = K_a \cdot (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{(u \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H)^2}} =$$
$$= 430 \cdot (3,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{180 \cdot 1,07}{(3,8 \cdot 0,40 \cdot 528^2)}} = 158,7 \text{ мм.}$$

Вибираємо фактичну міжосьову відстань $a_{\omega} = 160 \text{ мм}$ (див. табл. 9).
Кут нахилу лінії зубців попередньо беремо $\beta = 15^\circ$.

Число зубців шестірні $z_1 = 21$, а число зубців колеса

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3,8 \cdot 21 = 79,8.$$

Вибираємо $z_2 = 80$, тоді фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{21} = 3,809.$$

Визначаємо модуль зубців

$$m_n = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos\beta}{(z_1 + z_2)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 15^\circ}{(21 + 80)} = 3,06 \text{ мм.}$$

Стандартний модуль зубців $m_n = 3 \text{ мм}$ (див. табл.9). Фактичний кут нахилу лінії зубців

$$\cos\beta = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_{\omega}} = \frac{3 \cdot (21 + 80)}{2 \cdot 160} = 0,94687;$$

$$\beta = 18^\circ 45' 35'' .$$

5. Попередні значення деяких параметрів передачі. Ділильні діаметри шестірні та колеса будуть такі:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 21}{0,94687} = 66,53 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 80}{0,94687} = 253,47 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастих вінців

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega = 0,40 \cdot 160 = 64 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 2 \text{ мм} = 64 + 2 = 66 \text{ мм}.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 100 \cdot 66,53 \cdot 10^{-3} = 3,32 \text{ м/с}.$$

За даними табл.15 вибираємо 8-й ступінь точності ($n_{\text{CT}} = 8$) для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

Еквівалентні числа зубців шестірні та колеса будуть такими:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0,94687^3} = 24,74$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{0,94687^3} = 94,24$$

Визначаємо коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{80} \right) \right] 0,94687 = 1,60$$

Визначаємо коефіцієнт осьового перекриття зубців:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{(\pi \cdot m_n)} = \frac{64 \cdot \sin 18^\circ 45' 35''}{(3,14 \cdot 3)} = 2,18$$

Колова сила у зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 10^3}{66,53} = 5411 \text{ Н}.$$

6. *Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.*

Для розрахунку попередньо визначимо такі коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;

$Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cdot 0,94687 = 1,676$ - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,60} = 0,79$ - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній при $\varepsilon_\beta > 0,9$.

$K_{H\alpha} = 1,07$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями (див. табл. 18);

$K_{H\beta} = 1,07$ - див. п. 4 розрахунку;

$K_{Hv} = 1,03$ - коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл.16).

Визначаємо питому розрахункову колову силу

$$\omega_{Ht} = \left(\frac{F_{Ht}}{b_2}\right) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \left(\frac{5411}{64}\right) \cdot 1,07 \cdot 1,07 \cdot 1,03 = 99,70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо розрахункове контактне напруження

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\left(\frac{\omega_{Ht}}{d_1}\right) \cdot \left[\frac{(u+1)}{u}\right]} = \\ &= 275 \cdot 1,676 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\left(\frac{99,70}{66,53}\right) \cdot \left[\frac{(3,809+1)}{3,809}\right]} = 501 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, бо $\sigma_H = 501 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 528 \text{ МПа}$ і лежить у допустимих межах.

7. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність.

Визначаємо її під час дії максимального навантаження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_{1H}}} = 501 \cdot \sqrt{\frac{360}{180}} = 709 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубців також забезпечується, оскільки

$$\sigma_{H \max} = 709 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 1792 \text{ МПа.}$$

8. Розрахунок зубців на витривалість при згині. Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Y_{F1} = 3,90$; $Y_{F2} = 3,60$ - коефіцієнти форми зубців за табл.17 ;

$Y_\varepsilon = 1$ - коефіцієнт перекриття зубців;

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{18}{140} = 0,871$$

- коефіцієнт нахилу зубців;

$$K_{F\alpha} = \frac{[4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{ст} - 5)]}{(4 \cdot \varepsilon_{\alpha})} = \frac{[4 + (1,60 - 1) \cdot (8 - 5)]}{(4 \cdot 1,6)} = 0,91$$

- коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{F\beta} = 1,12$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців (див. рис.3);

$K_{Fv} = 1,10$ - коефіцієнт динамічного навантаження за табл. 16.

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ft} = \left(\frac{F_{Ft}}{b_2}\right) \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \left(\frac{5411}{64}\right) \cdot 0,91 \cdot 1,12 \cdot 1,10 = 94,79 \frac{H}{мм}$$

Визначаємо розрахункове напруження згину у зубцях шестірні та колеса :

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_n} = \frac{3,90 \cdot 1 \cdot 0,87 \cdot 94,79}{3} = 107 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_n} = \frac{3,60 \cdot 1 \cdot 0,87 \cdot 94,79}{3} = 99 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину менші від відповідних допустимих напружень $[\sigma]_{F1} = 229 \text{ МПа}$ та $[\sigma]_{F2} = 200 \text{ МПа}$.

9. Розрахунок зубців на міцність при згині. Визначаємо за максимальним навантаженням

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \left(\frac{T_{1 \max}}{T_{1F}}\right) = 107 \cdot \left(\frac{360}{180}\right) = 214 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot \left(\frac{T_{1 \max}}{T_{1F}}\right) = 99 \cdot \left(\frac{360}{180}\right) = 198 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згин при дії максимального навантаження також забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження менші від граничних допустимих напружень $[\sigma]_{F1 \max} = 610 \text{ МПа}$ і $[\sigma]_{F2 \max} = 534 \text{ МПа}$.

10. Розрахунок параметрів зубчастої передачі . Розміри елементів

зубців:

висота головки зубця

$$h_a = m_n = 3 \text{ мм};$$

висота ніжки

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм};$$

висота зубця

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм};$$

радіальний зазор

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ мм};$$

кут профілю зубців

$$\alpha_n = 20^\circ.$$

Розміри вінців зубчастих коліс:

ділильні діаметри $d_1 = 66,53$ мм і $d_2 = 253,47$ мм (обчислені вище);

діаметри вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 66,53 + 2 \cdot 3 = 72,53 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 253,47 + 2 \cdot 3 = 259,47 \text{ мм};$$

діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 66,53 - 2,5 \cdot 3 = 59,03 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 253,47 - 2,5 \cdot 3 = 245,97 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань передачі

$$a_\omega = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2)}{\cos\beta} = \frac{0,5 \cdot 3 \cdot (21 + 80)}{0,94687} = 160 \text{ мм}.$$

11. Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі. Колова сила $F_t = 5411$ Н (обчислена вище).

Визначаємо радіальну силу:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 5411 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / 0,94687 = 2080 \text{ Н.}$$

Визначаємо осьову силу:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 5411 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ 45' 35'' = 1838 \text{ Н.}$$

4. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі.

Задача. За даними умови задачі в п.3 розрахувати прямозубу конічну передачу редуктора (рис.4) із передаточним числом $u = 1,8$, вибравши ті самі матеріали для виготовлення зубчастих коліс.

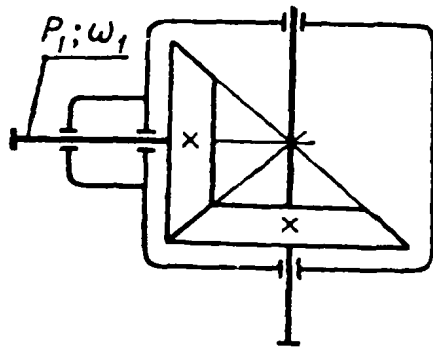


Рис. 4. Схема конічного редуктора

Розв'язання. I. *Параметри навантаження зубчастої передачі* (див. задачу в п.3):

$$T_1 = T_{1H} = T_{1F} = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{1 \max} = 360 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{100}{1,8} = 55,6 \text{ рад/с}$$

2. *Матеріали зубчастих коліс брати ті самі, що й у задачі в п.3.*

3. *Допустимі напруження для розрахунку зубчастої передачі* (див. розв'язання в п.3):

$[\sigma]_{H1} = 664 \text{ МПа}; [\sigma]_{H2} = 509 \text{ МПа}; [\sigma]_{H \max} = 1792 \text{ МПа}$. Розрахункове допустиме контактне напруження для прямозубої конічної передачі
 $[\sigma]_H = 509 \text{ МПа}; [\sigma]_{F1} = 229 \text{ МПа}; [\sigma]_{F2} = 200 \text{ МПа}; [\sigma]_{F1 \max} = 610 \text{ МПа};$
 $[\sigma]_{F2 \max} = 534 \text{ МПа}$.

4. *Проектний розрахунок передачі.* Попередньо беремо коефіцієнт ширини зубчастих вінців $K_{be} = 0,27$ і визначаємо відповідно коефіцієнт

$$K_{bd} = \frac{K_{be} \cdot u}{(2 - K_{be})} = \frac{0,27 \cdot 1,8}{(2 - 0,27)} = 0,28.$$

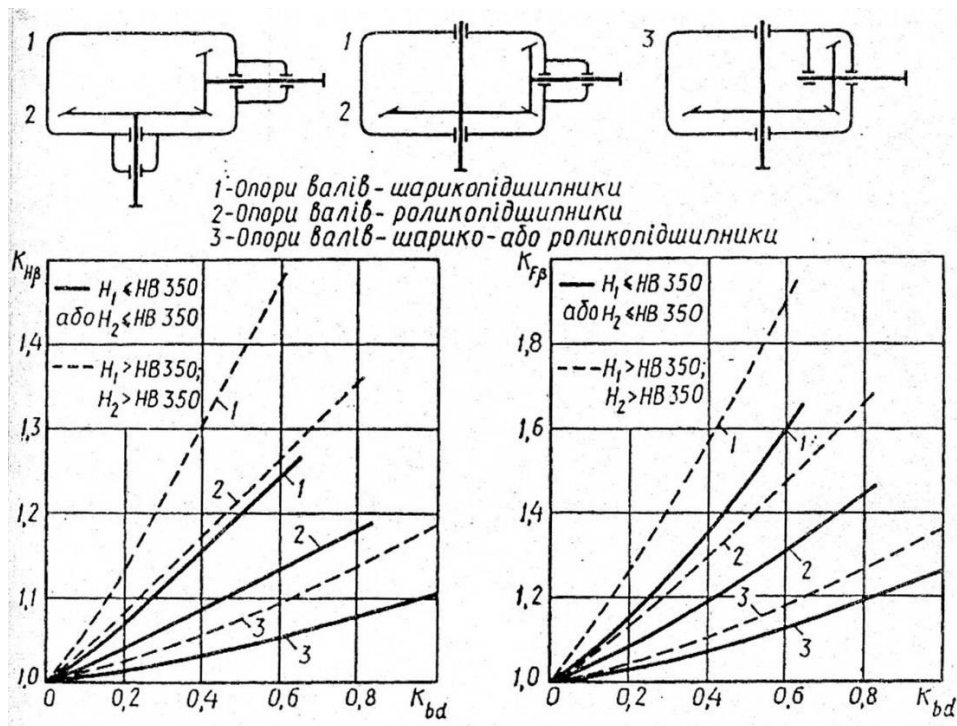


Рис.5. Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

За графіком рис.5 залежно від K_{bd} визначаємо коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців

$$K_{H\beta} = 1,06.$$

Для сталевих конічних коліс допоміжний коефіцієнт $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$.

Визначаємо мінімальний зовнішній дільний діаметр конічного колеса

$$d_{e2 \min} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot u^2}{(K_{be} \cdot (1 - K_{be}) \cdot [\sigma]_H^2)}} =$$

$$= 1000 \cdot \sqrt[3]{\frac{180 \cdot 1,06 \cdot 1,8^2}{(0,27 \cdot (1 - 0,27) \cdot 509^2)}} = 228,9 \text{ мм.}$$

Вибираємо число зубців шестірні $z_1 = 18$, а число зубців колеса $z_2 = u \cdot z_1 = 1,8 \cdot 18 = 32,4$.

Візьмемо $z_2 = 33$. Тоді фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{18} = 1,83.$$

Визначаємо модуль зубців

$$m'_e = \frac{d_{e2min}}{z_2} = \frac{228,9}{33} = 6,94 \text{ мм.}$$

За стандартом (див. табл. 9) беремо $m_e = 7 \text{ мм.}$

5. *Попередні значення деяких параметрів передачі.* Визначаємо зовнішні ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 7 \cdot 18 = 126 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 7 \cdot 33 = 231 \text{ мм.}$$

Визначаємо зовнішню конусну відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 7 \cdot \sqrt{18^2 + 33^2} = 131,56 \text{ мм}$$

Ширина зубчастих вінців

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} \cdot R_e = 0,27 \cdot 131,56 = 35,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо середню конусну відстань

$$R_m = R_e - (0,5 \cdot b) = 131,56 - (0,5 \cdot 35,5) = 113,81 \text{ мм.}$$

Середній модуль зубців

$$m_m = \frac{m_e \cdot R_m}{R_e} = \frac{7 \cdot 113,81}{131,56} = 6,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо середні ділильні діаметри шестірні та колеса

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 6,05 \cdot 18 = 108,9 \text{ мм;}$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 6,05 \cdot 33 = 199,65 \text{ мм.}$$

Визначаємо кути при вершинах ділильних конусів шестірні та колеса :

$$\delta_1 = \text{arc tg} \cdot \left(\frac{z_1}{z_2} \right) = \text{arc tg} \cdot \left(\frac{18}{33} \right) = 28,6104^\circ = 28^\circ 36'38'';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 28^\circ 36'38'' = 61^\circ 24'22''.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{m1} = 0,5 \cdot 100 \cdot 108,9 \cdot 10^{-3} = 5,45 \text{ м/с.}$$

За даними табл.15 виберемо 7-й ступінь точності ($n = 7$) для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

Знаходимо еквівалентні числа зубців конічних шестірні та колеса :

$$z_{v1} = \frac{z_1 \cdot \sqrt{1 + u^2}}{u} = \frac{18 \cdot \sqrt{1 + 1,83^2}}{1,83} = 20,51;$$

$$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{1 + u^2} = 33 \cdot \sqrt{1 + 1,83^2} = 68,82.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття зубців

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) = \\ &= 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{20,51} + \frac{1}{68,82} \right) = 1,68 \end{aligned}$$

Визначаємо колову силу у зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 10^3}{108,9} = 3306 \text{ Н.}$$

6. *Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.*

Попередньо визначимо коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (для сталевих коліс);

$Z_H = 1,77$ - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4 - 1,68)/3} = 0,88$ - коефіцієнт з сумарної довжини контактних ліній;

$K_{H\alpha} = 1$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta} = 1,06$ - див. п. 4 розрахунку;

$K_{H\nu} = 1,20$ - коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл.16).

Визначаємо питому розрахункову колову силу

$$\omega_{Ht} = \left[\frac{F_{Ht}}{0,85b} \right] \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} =$$

$$= \left[\frac{3306}{0,85 \cdot 35,5} \right] 1 \cdot 1,06 \cdot 1,20 = 138 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо розрахункове контактне напруження

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\left(\frac{\omega_{Ht}}{d_{m1}}\right) \cdot \left(\frac{\sqrt{1+u^2}}{u}\right)} = \\ &= 275 \cdot 1,77 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\left(\frac{138}{108,9}\right) \cdot \left(\frac{\sqrt{1+1,83^2}}{1,83}\right)} = 515 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Можна вважати, що стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, оскільки розрахункове контактне напруження $\sigma_H = 515$ МПа перевищує допустиме $[\sigma]_H = 509$ МПа на 1,18 % (допускається до 5 %).

7. *Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність.* Цей розрахунок проводимо при дії максимального навантаження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}} = 515 \cdot \sqrt{\frac{360}{180}} = 728 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки

$$\sigma_{H \max} = 728 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 1792 \text{ МПа}$$

8. *Розрахунок зубців на витривалість при згині.* Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Y_{F1} = 4,04$; $Y_{F2} = 3,62$ - коефіцієнти форми зубців за табл.17 ;

$Y_\varepsilon = 1$ - коефіцієнт перекриття зубців;

$Y_\beta = 1$ - коефіцієнт нахилу зубців (для прямозубої передачі);

$K_{F\alpha} = 1$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{F\beta} = 1,12$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців (див. рис.5);

$K_{Fv} = 1,45$ - коефіцієнт динамічного навантаження за табл.16.

Визначаємо питому розрахункову колову силу

$$\omega_{Ft} = \left[\frac{F_{Ft}}{(0,85 \cdot b)} \right] K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \left[\frac{3306}{(0,85 \cdot 35,5)} \right] 1 \cdot 1,12 \cdot 1,45 = 178 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо розрахункове напруження згину у зубцях шестірні та колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_m} = \frac{4,04 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 178}{6,05} = 119 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_m} = \frac{3,62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 178}{6,05} = 107 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження в зубцях шестірні та колеса менші за відповідні допустимі напруження

$$[\sigma]_{F1} = 229 \text{ МПа} \text{ та } [\sigma]_{F2} = 200 \text{ МПа}.$$

9. *Розрахунок зубців на міцність при згині.* Визначаємо під час дії максимального навантаження

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \left(\frac{T_1 \max}{T_1} \right) = 119 \cdot \left(\frac{360}{180} \right) = 238 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot \left(\frac{T_1 \max}{T_1} \right) = 107 \cdot \left(\frac{360}{180} \right) = 214 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згин під час дії максимального навантаження також забезпечується, оскільки максимальні розрахункові напруження менші від граничних допустимих напружень

$$[\sigma]_{F1 \max} = 610 \text{ МПа} \text{ і } [\sigma]_{F2 \max} = 534 \text{ МПа}.$$

10. *Розрахунок параметрів конічної передачі.* Визначаємо розміри елементів зубців:

зовнішня висота головки зубця

$$h_{ae} = m_e = 7 \text{ мм};$$

зовнішня висота ніжки зубця

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 7 = 8,4 \text{ мм};$$

зовнішня висота зубця

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 7 = 15,4 \text{ мм};$$

радіальний зазор

$$c = 0,2 \cdot m_e = 0,2 \cdot 7 = 1,4 \text{ мм};$$

кут профілю зубців

$$\alpha = 20^\circ.$$

Визначаємо розміри зубчастих вінців конічних коліс:

кути при вершинах ділительних конусів (див. п. 5 розрахунку)

$$\delta_1 = 28^\circ 36'38'';$$

$$\delta_2 = 61^\circ 24'22'';$$

зовнішні ділительні діаметри

$$d_{e1} = 126 \text{ мм і } d_{e2} = 231 \text{ мм (див. п. 5 розрахунку);}$$

зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 126 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 28^\circ 36'38'' = 138,29 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 231 + 2 \cdot 7 \cdot \cos 61^\circ 24'22'' = 237,70 \text{ мм};$$

зовнішні діаметри впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 126 - 2,4 \cdot 7 \cdot \cos 28^\circ 36'38'' = 111,25 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 231 - 2,4 \cdot 7 \cdot \cos 61^\circ 24'22'' = 222,95 \text{ мм};$$

за попередніми розрахунками у п.5 маємо: $R_e = 131,56 \text{ мм};$

$$R_m = 113,81 \text{ мм}; m_m = 6,05 \text{ мм}; d_{m1} = 108,9 \text{ мм}; d_{m2} = 199,65 \text{ мм};$$

визначаємо кути головки та ніжки зубців

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e} = \frac{7}{131,56} = 0,05321 \quad \theta_a = 3,04570^\circ = 3^\circ 02'45'';$$

$$\operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e} = \frac{8,4}{131,56} = 0,06385 \quad \theta_f = 3,65333^\circ = 3^\circ 39'12'';$$

визначаємо кути конуса вершин зубців шестірні та колеса

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 28^\circ 36'38'' + 3^\circ 02'45'' = 31^\circ 39'23'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 61^\circ 24'22'' + 3^\circ 02'45'' = 64^\circ 27'07'';$$

визначаємо кути конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 28^\circ 36'38'' - 3^\circ 39'12'' = 24^\circ 57'26'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 61^\circ 24'22'' - 3^\circ 39'12'' = 57^\circ 45'10''.$$

11. Розрахунок сил у зачепленні зубців конічної передачі. Колова сила (див. п.5 розрахунку) $F_t = 3306$ Н.

Радіальна сила на шестірні дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3306 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 28^\circ 36' 38'' = 1056 \text{ Н.}$$

Осьова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 3306 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 61^\circ 24' 22'' = 576 \text{ Н.}$$

5. Приклад розрахунку черв'ячної передачі.

Задача 1. Розрахувати черв'ячну передачу з архімедовим черв'яком одноступеневого редуктора за такими даними: потужність на валу черв'яка $P_1 = 4$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1 = 150$ рад/с; передаточне число передачі $u = 24$; передача нереверсивна; режим навантаження - легкий (Л); можливі короточасні перевантаження до 150 % від номінального; строк служби передачі $h = 10\,000$ год.

Розв'язання. 1. *Параметри навантаження черв'ячної передачі.* При орієнтовному значенні ККД $\eta = 0,80$ потужність на веденому валу передачі

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 4 \cdot 0,80 = 3,2 \text{ кВт.}$$

Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{150}{24} = 6,25 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Визначаємо обертові моменти на ведучому і веденому валах передачі:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4 \cdot 10^3}{150} = 26,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = T_{2H} = T_{2F} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3,2 \cdot 10^3}{6,25} = 512 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Під час короточасного перевантаження до 150% максимальний обертовий момент на веденому валу

$$T_{2 \max} = 1,5T_2 = 1,5 \cdot 512 = 768 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Визначаємо орієнтовну швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \left(\frac{4 \cdot \omega_1}{10^3} \right) \cdot \sqrt[3]{T_2} = \left(\frac{4 \cdot 150}{10^3} \right) \cdot \sqrt[3]{512} = 4,8 \text{ м/с.}$$

За строк служби передачі сумарне число циклів навантаження зубців колеса

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800 \cdot \omega_2 \cdot h}{\pi} = \frac{1800 \cdot 6,25 \cdot 10000}{3,14} = 35,8 \cdot 10^6.$$

2. *Матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса.* Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, термообробка – гартування із відпусканням, твердість $H_1 = 45 \dots 55 \text{ HRC}$, робочі поверхні витків шліфовані. Для вінця черв'ячного колеса із швидкістю ковзання $v_s = 4,8 \text{ м/с}$ можна брати безолов'яну бронзу БрА9Ж3Л (відливання в кокіль) з такими характеристиками (див. табл.19): границя міцності $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$, границя текучості $\sigma_T = 230 \text{ МПа}$.

3. *Допустимі напруження для розрахунків черв'ячної передачі.*

а) Допустимі контактні напруження. Якщо вінець черв'ячного колеса виготовляти з безолов'яної бронзи, то згідно з табл.19 допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 4,8 = 180 \text{ МПа.}$$

За табл.19 допустиме граничне контактне напруження

$$[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 230 = 460 \text{ МПа.}$$

б) Допустимі напруження на згин. Визначасмо допустиме напруження для розрахунку зубців колеса на витривалість при згині. Для бази випробувань 10^6 та нереверсивного навантаження допустиме напруження за табл.19

$$[\sigma]_{F0} = 0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T = 0,08 \cdot 500 + 0,25 \cdot 230 = 97,5 \text{ МПа.}$$

Визначаємо коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_{FE}} = \sqrt[9]{10^6/0,358 \cdot 10^6} = 1,12.$$

Враховуючи обмеження $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$, беремо $K_{FL} = 1$. Тоді для зубців черв'ячного колеса допустиме напруження на згин

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \cdot K_{FL} = 97,5 \cdot 1 = 97,5 \text{ МПа.}$$

За табл.19 допустиме граничне напруження згину

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 230 = 184 \text{ МПа.}$$

4. *Проектний розрахунок черв'ячної передачі.* У проектному розрахунку визначаємо мінімальну міжосьову відстань передачі.

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ - при сталевому черв'яку та бронзовому вінці колеса.

Число витків черв'яка беремо $z_1 = 2$. Тоді число зубців черв'ячного колеса $z_2 = u \cdot z_1 = 24 \cdot 2 = 48$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка вибираємо за табл.20, $q = 10$.

Визначаємо коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - x) = 1 + \left(\frac{48}{86}\right)^3 \cdot (1 - 0,31) = 1,12.$$

Тут $\theta = 86$ (див. табл.23), а $x = 0,31$ для легкого режиму навантаження передачі.

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$\begin{aligned} a_{\omega \min} &= K_a \cdot \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{(z_2 \cdot [\sigma]_H)^2}} = \\ &= 310 \left(\frac{48}{10} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{512 \cdot 1,12 \cdot 10^2}{(48 \cdot 180)^2}} = 164,7 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Визначаємо модуль черв'ячної передачі

$$m' = \frac{2 \cdot a_{\omega \min}}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 164,7}{48 + 10} = 5,68 \text{ мм.}$$

За стандартом вибираємо $m = 6$ мм, якому відповідає $q = 10$ (див. табл. 20).

5. *Попередні значення деяких параметрів передачі.* Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса

$$d_1 = m \cdot q = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм}; \quad d_2 = m \cdot z_2 = 6 \cdot 48 = 288 \text{ мм.}$$

Діаметри вершин витків черв'яка та зубців колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 6 = 72 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 288 + 2 \cdot 6 = 300 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань передачі

$$a_{\omega} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (60 + 288) = 174 \text{ мм.}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса (див. табл.26)

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм;}$$

вибираємо $b_2 = 54$ мм.

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \gamma = 11,3099^\circ = 11^\circ 18' 36''$$

Швидкість ковзання у зачепленні

$$v_s = \frac{0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1}{\cos \gamma} = \frac{0,5 \cdot 150 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{\cos 11,3099^\circ} = 4,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Уточнене значення допустимого контактного напруження

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 4,6 = 185 \text{ МПа.}$$

За рекомендаціями табл. 22 ступінь точності передачі $n_{ct} = 8$.

Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{48}{\cos^3 11,3099^\circ} = 50,9.$$

Визначаємо колову силу, що діє на зубці колеса,

$$F_{t2} = F_{Ht2} = F_{Ft2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 512 \cdot 10^3}{288} = 3556 \text{ Н.}$$

6.Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість.

Для розрахунку попередньо визначимо коефіцієнти:

$Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та вінця колеса;

$Z_H = 1,8$ – коефіцієнт, форми спряжених поверхонь витків та зубців;

$Z_\varepsilon = 0,75$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні;

$K_{H\beta} = 1,12$ (див. п. 4 розрахунку);

$K_{H\nu} = 1,4$ – коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл.21).

Визначаємо питому розрахункову колову силу

$$\omega_{Ht} = \left(\frac{F_{Ht2}}{b_2} \right) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = \left(\frac{3556}{54} \right) \cdot 1,12 \cdot 1,4 = 103,25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\omega_{Ht}/d_2} = 210 \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{103,25}{288}} = 170 \text{ МПа.}$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викришування забезпечується, оскільки $\sigma_H = 170 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 185 \text{ МПа}$ і знаходиться в допустимих межах.

7. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження. Визначаємо максимальні контактні напруги на поверхні зубців черв'ячного колеса

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} = 170 \cdot \sqrt{\frac{768}{512}} = 208 \text{ МПа.}$$

Контактна міцність зубців також забезпечується, оскільки

$$\sigma_{H \max} = 208 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 460 \text{ МПа.}$$

8. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині. Розрахункові коефіцієнти такі:

$Y_F = 1,45$ – коефіцієнт форми зубців за табл.24 ;

$Y_\varepsilon = 0,75$ – коефіцієнт перекриття зубців;

$Y_\beta = 0,95$ – коефіцієнт нахилу зубців;

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,12$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця колеса;

$K_{Fv} = K_{Hv} = 1,4$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

Визначаємо питому розрахункову колову силу

$$\omega_{Ft} = \left(\frac{F_{Ft2}}{b_2} \right) \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \left(\frac{3556}{54} \right) \cdot 1,12 \cdot 1,4 = 103,25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \omega_{Ft}}{m} = \frac{1,45 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \cdot 103,25}{6} = 17,8 \text{ МПа.}$$

Втомна міцність зубців при згині забезпечується, бо розрахункове напруження менше від допустимого $[\sigma]_F = 97,5 \text{ МПа}$.

9. Перевірка міцності зубців при згині максимальним навантаженням.

Визначаємо максимальні напруги при згині

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \left(\frac{T_{2 \max}}{T_{2F}} \right) = 17,8 \cdot \left(\frac{768}{512} \right) = 26,7 \text{ МПа.}$$

Тут також міцність забезпечується, оскільки

$$\sigma_{F \max} = 26,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max} = 184 \text{ МПа.}$$

10. *Розрахунок параметрів черв'ячної передачі.* Визначаємо розміри елементів витків черв'яка та зубців колеса:

висота головки витка черв'яка та зубця колеса

$$h_a = m = 6 \text{ мм;}$$

висота ніжки витка та зубця

$$h_f = 1,2 \cdot m = 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ мм;}$$

висота витка та зубця

$$h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 6 = 13,2 \text{ мм;}$$

розрахункова товщина витка

$$s = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 6 = 9,42 \text{ мм.}$$

Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

ділильні діаметри (визначені вище) $d_1 = 60 \text{ мм; } d_2 = 288 \text{ мм;}$

діаметри вершин (визначені вище) $d_{a1} = 72 \text{ мм; } d_{a2} = 300 \text{ мм;}$

діаметри впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 60 - 2,4 \cdot 6 = 45,6 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 288 - 2,4 \cdot 6 = 273,6 \text{ мм;}$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m = 300 + 1,5 \cdot 6 = 309 \text{ мм;}$$

довжина нарізваної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 48) \cdot 6 = 83,8 \text{ мм;}$$

вибираємо $b_1 = 108 \text{ мм}$ (для червяка, витки якого шліфують);

ширина вінця черв'ячного колеса (визначена вище) $b_2 = 54 \text{ мм.}$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_{\omega} = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2) = 0,5 \cdot 6 \cdot (10 + 48) = 174 \text{ мм.}$$

11. *Сили у зачепленні черв'ячної передачі.* Визначаємо наступні сили: колова сила на колесі дорівнює осьовий силі на черв'яку (визначена вище)

$$F_{t2} = F_{a1} = 3556 \text{ Н;}$$

радіальна сила на колесі дорівнює радіальній силі на черв'яку

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3556 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1294 \text{ Н;}$$

осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 3556 \cdot 0,2 = 711 \text{ Н.}$$

12. *ККД черв'ячної передачі.* Визначаємо ККД черв'ячної передачі

$$\begin{aligned} \eta &= (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \cdot (\gamma + \varphi')} = \\ &= (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}18'36''}{\operatorname{tg} \cdot (11^{\circ}18'36'' + 1^{\circ}30')} = 0,83 \dots 0,84 \end{aligned}$$

Тут взято з табл. 25 зведений кут тертя $\varphi' = 1^{\circ}30'$. Значення ККД близьке до попередньо вибраного $\eta = 0,80$.

13. *Перевірка черв'яка на жорсткість.* Визначаємо рівнодійну колової та радіальної сили на черв'як

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{711^2 + 1294^2} = 1476 \text{ Н.}$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка

$$I_0 = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 45,6^4}{64} = 212241 \text{ мм}^4.$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка

$$l \approx 0,8 \cdot d_2 = 0,8 \cdot 288 = 230 \text{ мм.}$$

Визначаємо при модулі пружності для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ розрахункову стрілку прогину черв'яка

$$y = \frac{F \cdot l^3}{(48 \cdot E \cdot I_0)} = \frac{1476 \cdot 230^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 212241} = 0,0084 \text{ мм.}$$

Допустима стрілка прогину

$$[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 6 = 0,06 \text{ мм.}$$

Жорсткість черв'яка достатня, оскільки

$$y = 0,0084 \text{ мм} < [y] = 0,06 \text{ мм}.$$

6. Приклад розрахунку ланцюгової передачі.

Задача 1. Розрахувати ланцюгову передачу з роликівим ланцюгом у приводі стрічкового конвейєра за такими даними: потужність на валу ведучої зірочки $P_1 = 6,5$ кВт; кутова швидкість ведучої зірочки $\omega_1 = 75$ рад/с; передаточне число передачі $u = 2,4$; передача горизонтальна; регулювання натягу ланцюга періодичне шляхом переміщення ведучого вала; змащування передачі періодичне; помірні зміни навантаження; коефіцієнт короткочасних перевантажень при пуску $K_p = 2,2$; типовий режим навантаження – середній, нормальний (СН); допустиме збільшення середнього кроку ланцюга $\Delta P/P = 2,7\%$; строк служби ланцюга $h = 8000$ годин.

Розв'язання. *Проектний розрахунок передачі.* Визначаємо на валу ведучої зірочки обертовий момент

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{75} = 86,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Якщо припустити, що крок ланцюга не буде більш ніж 38,1 мм, то для $\omega_1 = 75$ рад/с за табл.27 можна вибрати число зубців ведучої зірочки $z_1 = 19$. Тоді число зубців веденої зірочки

$$z_2' = u \cdot z_1 = 2,4 \cdot 19 = 45,6.$$

Вибираємо $z_2 = 45$.

Орієнтоване значення кроку ланцюга

$$P' = 13 \cdot \sqrt[3]{T_1/z_1} = 13 \cdot \sqrt[3]{86,67/19} = 21,55 \text{ мм}.$$

До розрахунку вибираємо роликівий ланцюг ПР-19,05-3180 (дивись табл. 29), для якого маємо: крок $P = 19,05$ мм; площа опорної поверхні шарніра $A_{оп} = 106$ мм²; руйнівне навантаження $F_{рн} = 31,8$ кН; маса 1 м ланцюга $q = 1,9$ кг/м.

Швидкість ланцюга

$$v = \frac{P \cdot \omega_1 \cdot z_1}{2 \cdot \pi} = \frac{19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 19}{2 \cdot 3,14} = 4,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Орієнтовно назначаємо міжосьову відстань передачі з інтервалу

оптимальних значень, згідно з рекомендаціями $a = (30 \dots 50) \cdot P$. Назначаємо

$$a' = 40 \cdot P = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм.}$$

Число ланок ланцюга

$$\begin{aligned} W' &= \frac{2a'}{P} + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \left(\frac{P}{a}\right) \cdot \frac{(z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2} = \\ &= \frac{2 \cdot 762}{19,05} + 0,5 \cdot (19 + 45) + \left(\frac{19,05}{762}\right) \cdot \frac{(45 - 19)^2}{(2 \cdot 3,14)^2} = 112,4. \end{aligned}$$

Отримане значення числа ланок ланцюга округляють до цілого, бажано парного числа. Вибираємо $W = 112$.

Розрахункова міжосьова відстань

$$\begin{aligned} a_0 &= \left(\frac{P}{4}\right) \left(W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[W - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 8 \frac{(z_2 - z_1)^2}{(2 \cdot \pi)^2}} \right) = \\ &= \left(\frac{19,05}{4}\right) \left(112 - 0,5(19 + 45) + \sqrt{[112 - 0,5(19 + 45)]^2 - 8 \frac{(45 - 19)^2}{(2 \cdot 3,14)^2}} \right) \\ &= 758 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Міжосьова відстань передачі із забезпеченням провисання веденої вітки

$$a = a_0 - 0,003 \cdot a_0 = 758 - 0,003 \cdot 758 = 755,5 \text{ мм.}$$

Ділильні діаметри зірочки

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{3,14}{19}\right)} = 115,74 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{3,14}{45}\right)} = 273,09 \text{ мм.}$$

Номінальне корисне навантаження ланцюга при пуску передачі

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 86,67 \cdot 10^3}{115,74} = 1498 \text{ Н.}$$

Максимальне корисне навантаження ланцюга при пуску передачі

$$F_{t \max} = K_{\Pi} \cdot F_t = 2,2 \cdot 1498 = 3296 \text{ Н.}$$

Максимальна сила, що діє на вали передачі,

$$R_{\max} = 1,15F_{t \max} = 1,15 \cdot 3296 = 3790 \text{ Н.}$$

2. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання.

Визначаємо еквівалентне корисне навантаження ланцюга. Якщо коефіцієнт інтенсивності $K_{\text{Есп}} = 0,40$ для режиму навантаження СН (див. табл. 28), то еквівалентне корисне навантаження ланцюга

$$F_{t \text{ Есп}} = K_{\text{Есп}} \cdot F_t = 0,40 \cdot 1498 = 600 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустимий тиск у шарнірах. З умови стійкості проти спрацювання допустимий тиск у шарнірах

$$[p]_{\text{сп}} = \frac{C}{h \cdot K_v \cdot K_R \cdot K_e} = \frac{3,59 \cdot 10^6}{(8000 \cdot 17,8 \cdot 1,137 \cdot 3)} = 7,40 \text{ МПа.}$$

Тут вибрані такі значення розрахункових коефіцієнтів: C – коефіцієнт роботоздатності передачі, а $\Delta P/P$ – допустиме збільшення середнього кроку ланцюга у процесі експлуатації передачі, в %; при $\Delta P/P = 3\%$ (гранична норма спрацювання для ланцюгів закритих передач) $C = 4 \cdot 10^6$, при допустимому збільшенні середнього кроку ланцюга $\Delta P/P = 2,7\%$

$$C = 1,33 \cdot 10^6 \cdot \frac{\Delta P}{P} = 1,33 \cdot 10^6 \cdot 2,7 = 3,59 \cdot 10^6,$$

K_v - коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на спрацювання шарнірів

$$K_v = \sqrt[3]{\omega_1^2} = \sqrt[3]{75^2} = 17,8;$$

$K_R = K_{z1} \cdot K_a \cdot K_u$ – коефіцієнт параметрів передачі, де :

K_{z1} – коефіцієнт, що враховує вплив числа зубців ведучої зірочки;

K_a – коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані, вираженої у кроках ланцюга;

K_u – коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа.

$$K_R = \left(\frac{25}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt[4]{\frac{40}{a_p}}\right) \cdot \left(\frac{1}{\sqrt[6]{u}}\right) = \left(\frac{25}{19}\right) \cdot \left(\sqrt[4]{\frac{40}{40}}\right) \cdot \left(\frac{1}{\sqrt[6]{2,4}}\right) = 1,137;$$

$$K_e = K_H \cdot K_p \cdot K_{3M} = 1 \cdot 1 \cdot 3 = 3, \text{ де:}$$

K_e – коефіцієнт експлуатації;

K_H, K_p і K_{3M} – коефіцієнти, що враховують умови роботи передачі та її конструкцію (див. табл. 30).

Розрахунковий тиск у шарнірах ланцюга

$$p = \frac{F_{tEcp} \cdot K_d}{(A_{оп} \cdot K_m)} = \frac{600 \cdot 1,3}{(106 \cdot 1)} = 7,36 \text{ МПа, де}$$

K_d – коефіцієнт динамічного навантаження (при спокійному навантаженні $K_d = 1$; при помірних змінах навантаження $K_d = 1,3$; при різких змінах навантаження $K_d = 1,5$); K_m – для однорядного ланцюга

K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядного ланцюга – $K_m = 1$; для дворядного – $K_m = 1,7$; для трирядного – $K_m = 2,5$; для чотирирядного – $K_m = 3$).

$A_{оп}$ – площа опорної поверхні шарніра ланцюга, мм^2 (див. табл. 29).

Стійкість шарнірів ланцюга проти спрацювання забезпечується, оскільки $p = 7,36 \text{ МПа} < [p]_{сп} = 7,40 \text{ МПа}$.

3. *Розрахунок пластин ланок ланцюга на витривалість.* При розрахунку пластин на витривалість еквівалентне корисне навантаження ланцюга ($K_{ЕВТ} = 0,65$ для режиму навантаження СН, див. табл. 28)

$$F_{tЕВТ} = K_{ЕВТ} \cdot F_t = 0,65 \cdot 1498 = 974 \text{ Н.}$$

Визначаємо допустимий тиск у шарнірах ланцюга, що гарантує витривалість пластин його ланок,

$$[p]_{вт} = \frac{270 \cdot K'_z \cdot K_h}{K_B \cdot K_p} = \frac{270 \cdot 1,28 \cdot 1,17}{16,1 \cdot 0,988} = 25,4 \text{ МПа.}$$

Тут вибрані такі значення розрахункових коефіцієнтів:

K'_z – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість пластин числа зубців ведучої зірочки;

K_h – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість пластин строку служби h , годин;

K_B – коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на втомну міцність пластин;

K_p – коефіцієнт, що враховує крок ланцюга (показник кореня $k = 24$ – для

ланцюгів із кроком $P \leq 25,4$ мм і $k = 6$ – для ланцюгів із кроком $P > 25,4$ мм)

$$K'_z = \sqrt[12]{z_1} = \sqrt[12]{19} = 1,28;$$

$$K_h = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3/h} = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3/8000} = 1,17;$$

$$K_B = 10 \cdot \sqrt[9]{\omega_1} = 10 \cdot \sqrt[9]{75} = 16,1;$$

$$K_p = \sqrt[k]{P/25,4} = \sqrt[24]{19,05/25,4} = 0,988.$$

Розрахунковий тиск у шарнірах за умови витривалості пластин

$$P_{\text{вт}} = \frac{F_{t\text{ЕВТ}} \cdot K_d}{(A_{\text{оп}} \cdot K_m)} = \frac{974 \cdot 1,3}{(106 \cdot 1)} = 11,95 \text{ МПа.}$$

Витривалість пластин ланцюга достатня, бо

$$P_{\text{вт}} = 11,95 \text{ МПа} < [p]_{\text{вт}} = 25,4 \text{ МПа.}$$

4. *Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень.* Визначаємо запас міцності ланцюга.

$$s = \frac{F_{\text{рн}}}{F_{t \text{max}}} = \frac{31800}{3296} = 9,65 > s_{\text{min}} = 5$$

де, $F_{\text{рн}}$ – руйнівне навантаження, яке задається у стандарті на приводні ланцюги (див. табл. 29); $s_{\text{min}} = 5$ – запас міцності ланцюга.

Міцність вибраного ланцюга при перевантаженнях також забезпечується.

7. Приклад розрахунку передачі гвинт – гайка.

Задача 1. На рис.6 зображена кінематична схема гвинтового підйомника, до складу якого входять приводний електродвигун із циліндричного шестірнею на його валу, пов'язане з шестірнею циліндричне колесо, у маточині якого розміщена гайка передачі гвинт-гайка. Вертикальний гвинт верхнім кінцем утворює поступальну пару в корпусі, а до нижнього кінця закріплюється вантаж. При обертанні циліндричного колеса разом із гайкою гвинт здійснює поступальний рух, піднімаючи чи опускаючи вантаж.

Для підйомника треба підібрати електродвигун і розрахувати передачу гвинт-гайка за такими даними: маса вантажу (вантажність) $m = 800$ кг, швидкість підймання $v = 0,05$ м/с.

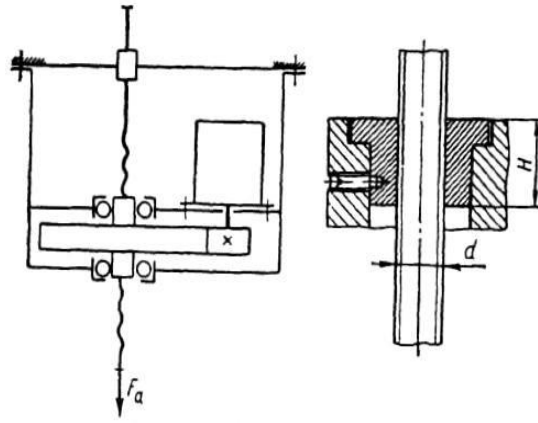


Рис.6. Кінематична схема підйомника

Розв'язання. 1. *Визначення потрібних параметрів електродвигуна.*

Осьова сила, що навантажує гвинт

$$F_a = m \cdot g = 800 \cdot 9,8 = 7840 \text{ Н}$$

ККД приводного механізму підйомника

$$\eta_{\text{п}} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,45 \cdot 0,9 = 0,40.$$

Тут орієнтовано вибрано: $\eta_1 = 0,45$ – ККД передачі гвинт – гайка; $\eta_2 = 0,9$ – ККД циліндричної зубчастої передачі та опор циліндричного колеса і гвинта.

Потрібна потужність електродвигуна

$$P'_{\text{дв}} = \frac{F_a \cdot v}{\eta_{\text{п}}} = \frac{7840 \cdot 0,05}{0,40} = 980 \text{ Вт}$$

Щоб дістати самогальмівну передачу гвинт – гайка, слід орієнтуватись на малий крок різьби $P = 3 \text{ мм}$ (див. табл. 31) і число заходів $z = 1$. Тоді потрібна кутова швидкість гайки

$$\omega = \frac{2\pi v}{Pz} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 10^3}{3 \cdot 1} = 104,65 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Для привода підйомника можна застосувати електродвигун 4А71В2УЗ з номінальною потужністю $P_{\text{дв}} = 1,1 \text{ кВт}$ і частотою обертання його вала $n_{\text{дв}} = 2880 \text{ хв}^{-1}$ або кутовою швидкістю

$$\omega = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2880}{30} = 301,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Тоді передаточне число циліндричної зубчастої передачі

$$u = \frac{\omega_{дв}}{\omega} = \frac{301,6}{104,65} = 2,88.$$

2. *Проектний розрахунок передачі гвинт – гайка.* Для виготовлення передачі виберемо такі матеріали: гвинт – із сталі 45, нормалізованої, для якої $\sigma_B = 598$ МПа, а $\sigma_T = 363$ МПа (див. табл.32); гайка із сірого чавуну СЧ 20. Допустимий тиск у контактні витків сталевого нормалізованого гвинта і чавунної гайки $[p] = 5$ МПа.

У зв'язку з однобічним осьовим навантаженням гвинта вибираємо для передачі гвинт – гайка упорну різьбу.

Визначаємо при

$$\varepsilon = \frac{H}{d_2} = 1,5 \text{ і } \lambda = \frac{H_1}{P} = 0,75$$

(для упорної різьби) середній діаметр різьби гвинта

$$d_2 = \sqrt{F_a / (\pi \varepsilon \lambda [p])} = \sqrt{7840 / (3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,75 \cdot 5)} = 21,06 \text{ мм.}$$

Із табл.31 виберемо упорну різьбу з параметрами: крок різьби $P = 3$ мм; номінальний діаметр $d = 26$ мм; внутрішній діаметр $d_1 = 20,795$ мм; середній діаметр $d_2 = 23,75$ мм.

Висота гайки

$$H = \varepsilon d_2 = 1,5 \cdot 23,75 = 35,62 \text{ мм.}$$

Беремо $H = 36$ мм.

Число витків у гайці

$$z_B = H/P = 36/3 = 12.$$

Кут підйому витків різьби за її середнім діаметром

$$\operatorname{tg} \psi = P_z / (\pi d_2) = 3 \cdot 1 / (3,14 \cdot 23,75) = 0,040207; \psi = 2,30248^\circ.$$

Визначаємо зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0,05$ для змащених деталей та при $\delta = 3^\circ$ (для упорних різьб)

$$\operatorname{tg} \varphi' = f / \cos \delta = 0,05 / \cos 3^\circ = 0,050069; \varphi' = 2,86633^\circ.$$

Умова самогальмування різьбової пари виконується, оскільки $\varphi' > \psi$.

Визначаємо фактичний коефіцієнт корисної дії передачі гвинт-гайка при підніманні вантажу:

$$\eta_1 = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg} (\psi + \varphi') = 0,040207 / \operatorname{tg} (2,30248^\circ + 2,86633^\circ) = 0,44.$$

Фактичний ККД передачі гвинт-гайка з вибраними розмірами практично дорівнює попередньо взятому значенню.

3. *Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.*

Розрахунковий тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків

$$H_1 = 0,75P = 0,75 \cdot 3 = 2,25 \text{ мм}$$

$$p = F_a / (\pi d_2 H_1 z_B) = 7840 / (3,14 \cdot 23,75 \cdot 2,25 \cdot 12) = 3,9 \text{ МПа.}$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, оскільки $p = 3,9 \text{ МПа} \ll [p] = 5 \text{ МПа}$ (див. табл. 33).

4. *Розрахунок гайки на міцність за напруження зрізу у витках.*

Визначаємо

$$\tau_{зр} = F_a / (\pi d k H) = 7840 / (3,14 \cdot 26 \cdot 0,5 \cdot 36) = 5,33 \text{ МПа.}$$

Тут коефіцієнт повноти упорної різьби $k = 0,5$.

Допустиме напруження на зріз для витків чавунних гайок

$$[\tau]_{зр} = 45 \text{ МПа.}$$

Отже міцність витків на зріз забезпечується.

5. *Розрахунок гвинта на міцність.* Нижня частина гвинта знаходиться тільки під дією розтягу. Тому напруження розтягу у перерізі гвинта з внутрішнім діаметром різьби d_1

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi d_1^2) = 4 \cdot 7840 / (3,14 \cdot 20,795^2) = 23,1 \text{ МПа.}$$

Запас міцності гвинта за границею текучості

$$s = \sigma_T / \sigma_p = 363 / 23,1 = 15,7,$$

що забезпечує його достатню міцністю.

Верхня частина гвинта (над гайкою) знаходиться тільки під дією кручення від моменту T_s сил тертя у різьбі (цей момент зрівноважується поступальною парою у корпусі):

$$T_s = 0,5 F_a d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') =$$

$$= 0,5 \cdot 7840 \cdot 23,75 \cdot \operatorname{tg}(2,30248^\circ + 2,86633^\circ) = 8422 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\tau = T_s / W_D = 16 T_s / (\pi d_1^3) = 16 \cdot 8422 / (3,14 \cdot 20,795^3) = 4,8 \text{ МПа.}$$

Тут також гвинт має достатньо високий запас міцності за границею текучості при крученні:

$$\tau_T = 0,6 \sigma_T = 0,6 \cdot 363 = 218 \text{ МПа.}$$

8. Приклад розрахунку і конструювання валу.

Задача. Розрахувати і сконструювати проміжний вал двоступінчастого редуктора (рис. 7.) за такими даними: крутний момент, що передає вал, $T = 360 \text{ Н} \cdot \text{м}$; ділильні діаметри розміщених на валу зубчастих коліс прямозубого $d_1 = 78 \text{ мм}$, косозубого $d_2 = 212 \text{ мм}$; ширина зубчастих коліс $b_1 = 62 \text{ мм}$, $b_2 = 48 \text{ мм}$; кут нахилу зубців косозубого колеса $\beta = 14^\circ$; коефіцієнт короточасних перевантажень $K_{\text{П}} = 2,2$.

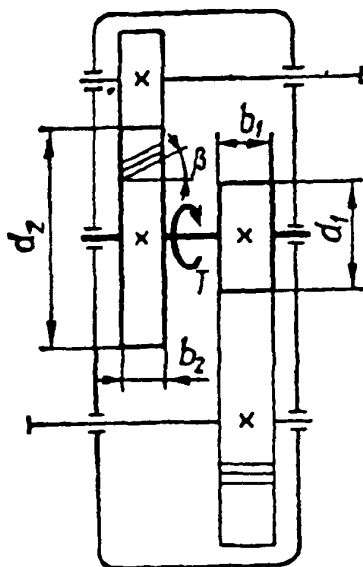


Рис.7. Схема зубчастого редуктора.

Розв'язання. 1. *Проектний розрахунок і конструювання валу.*

Для виготовлення валу назначаємо нормалізовану сталь 45, для якої $\sigma_T = 363 \text{ МПа}$ і $\sigma_B = 598 \text{ МПа}$ (див. табл. 32).

Діаметр валу з умови міцності на кручення попередньо визначимо для перерізів валу під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах одночасно діють крутний і згинальні моменти, то діаметр цих перерізів знайдемо за зниженим допустимим напруженням $[\tau] = 25 \text{ МПа}$.

Визначаємо діаметр валу

$$d \geq \sqrt[3]{16T/(\pi[\tau])} = \sqrt[3]{16 \cdot 360 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 25)} = 41,8 \text{ мм.}$$

Беремо $d = 42 \text{ мм}$.

Враховуючи розміри коліс (їх можна виконати насадними), вважаємо доцільним брати конструкцію валу, яка зображена на рис.8. Тут діаметр валу під підшипники назначимо $d_{\text{п}} = 42 \text{ мм}$, а діаметр буртика між колесами — $d_6 = 48 \text{ мм}$. Радіуси всіх галтелей $r = 1 \text{ мм}$. Якщо брати відстань між колесами $b_3 = 5 \text{ мм}$, а ширину дистанційних кілець між підшипниками та

колесами $\Delta = 8$ мм, то з урахуванням ширини підшипників $B_{\text{п}} \approx 20$ мм дістанемо: $a = 42$ мм; $b = 60$ мм; $c = 49$ мм;

$$l = a + b + c = 42 + 60 + 49 = 151 \text{ мм.}$$

Розміри шпонкових пазів у перерізах А-А і Б-Б (див. табл. 34):

$$b_{\text{ш}} = 12 \text{ мм; } t_1 = 5 \text{ мм.}$$

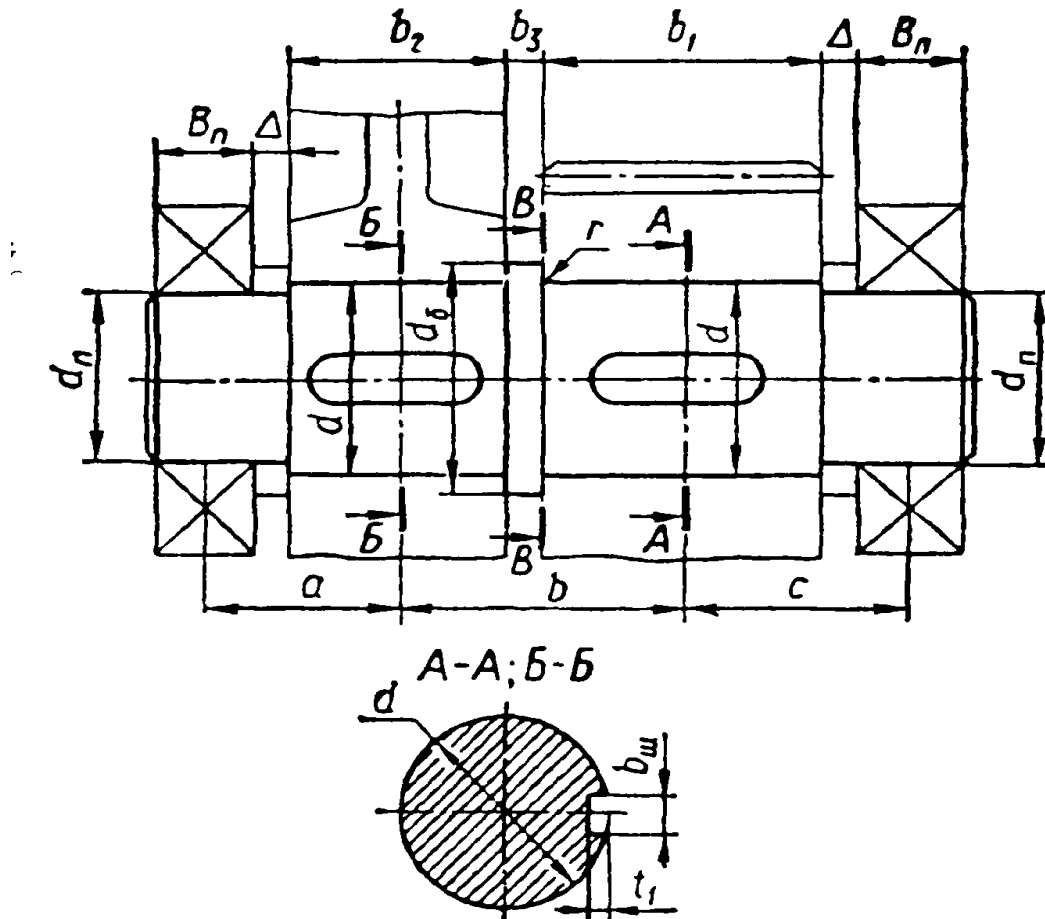


Рис.8. До конструювання проміжного вала редуктора.

2. *Перевірки статичної міцності валу.* Попередньо визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал.

Сили у зачепленні прямозубого колеса:

колова сила

$$F_{t1} = 2T/d_1 = 2 \cdot 360 \cdot 10^3 / 78 = 9230 \text{ Н;}$$

радіальна сила

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = 9230 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3360 \text{ Н.}$$

Сила у зачепленні косозубого колеса:

колова сила

$$F_{t2} = 2T/d_2 = 2 \cdot 360 \cdot 10^3 / 212 = 3396 \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 3396 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 14^\circ = 1274 \text{ Н};$$

осьова сила

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 3396 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ = 846 \text{ Н}.$$

Розрахункова схема валу зображено на рис. 9, де вказані напрями сил, що діють на вал, та показані епюри згинальних моментів M окремо від кожної зовнішньої сили і епюри крутного моменту T .

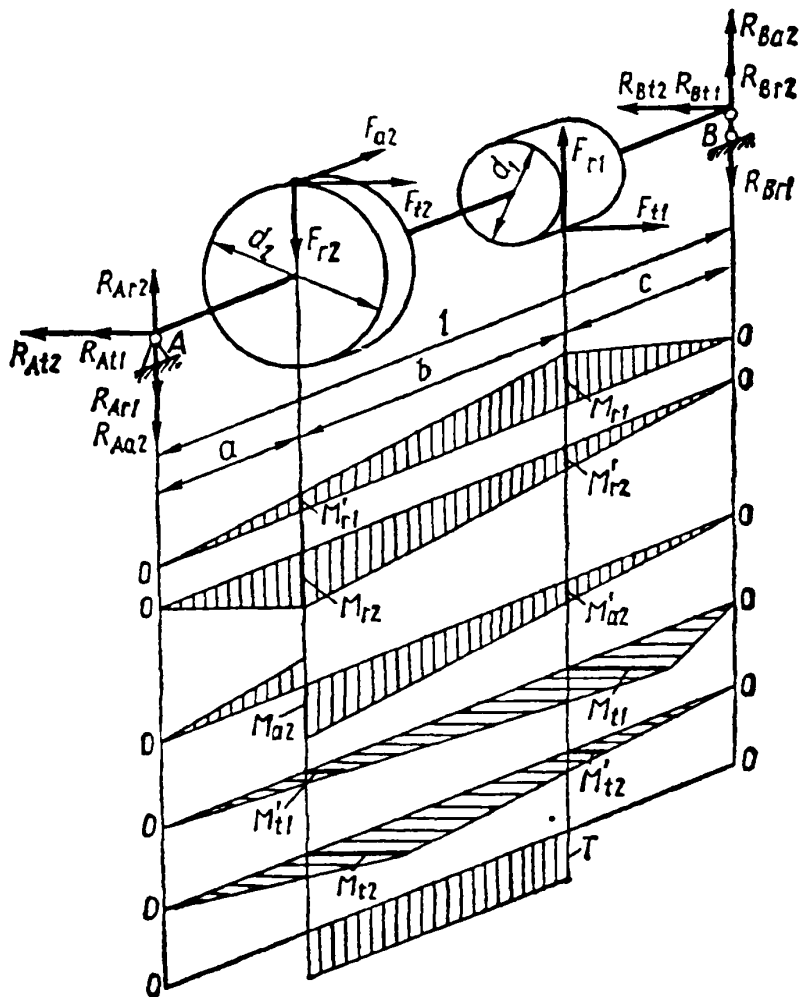


Рис.9. Навантаження проміжного валу редуктора.

Запишемо радіальні реакції опор A і B валу від дії на вал сил у зачепленні коліс:

$$\begin{aligned}
R_{Ar1} &= F_{r1}c/l = 3360 \cdot 49/151 = 1090 \text{ Н}; \\
R_{Br1} &= F_{r1}(a+b)/l = 3360 \cdot (42+60)/151 = 2270 \text{ Н}; \\
R_{Ar2} &= F_{r2}(b+c)/l = 1274 \cdot (60+49)/151 = 920 \text{ Н}; \\
R_{Br2} &= F_{r2}a/l = 1274 \cdot 42/151 = 354 \text{ Н}; \\
R_{Aa2} &= R_{Ba2} = 0,5F_{a2}d_2/l = 0,5 \cdot 846 \cdot 212/151 = 594 \text{ Н}; \\
R_{At1} &= F_{t1}c/l = 9230 \cdot 49/151 = 2995 \text{ Н}; \\
R_{Bt1} &= F_{t1}(a+b)/l = 9230 \cdot (42+60)/151 = 6235 \text{ Н}; \\
R_{At2} &= F_{t2}(b+c)/l = 3396 \cdot (60+49)/151 = 2451 \text{ Н}; \\
R_{Bt2} &= F_{t2}a/l = 3396 \cdot 42/151 = 945 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Сумарні радіальні реакції опор вала:

$$\begin{aligned}
R_A &= \sqrt{(R_{Ar1} + R_{Aa2} - R_{Ar2})^2 + (R_{At1} + R_{At2})^2} = \\
&= \sqrt{(1090 + 594 - 920)^2 + (2995 + 2451)^2} = 5500 \text{ Н}; \\
R_B &= \sqrt{(R_{Br2} + R_{Ba2} - R_{Br1})^2 + (R_{Bt1} + R_{Bt2})^2} = \\
&= \sqrt{(354 + 594 - 2270)^2 + (6235 + 945)^2} = 7300 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Згинальні моменти у перерізі валу $A-A$ (під зубчастим колесом діаметром d_1):

$$M_{r1} = R_{Br1} c = 2270 \cdot 49 = 111230 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{r2} = R_{Br2} c = 354 \cdot 49 = 17346 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{a2} = R_{Ba2} c = 594 \cdot 49 = 29106 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{t1} = R_{Bt1} c = 6235 \cdot 49 = 305515 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{t2} = R_{Bt2} c = 945 \cdot 49 = 46305 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\begin{aligned}
M_{1max} &= \sqrt{(M_{r1} - M'_{r2} - M'_{a2})^2 + (M_{t1} + M'_{t2})^2} = \\
&= \sqrt{(111230 - 17346 - 29106)^2 + (305515 + 46305)^2} = 357734 \text{ Н} \cdot \text{мм}.
\end{aligned}$$

Згинальні моменти у перерізі валу $B-B$ (під зубчастим колесом діаметром d_2):

$$M'_{r1} = R_{Ar1} a = 10900 \cdot 42 = 45780 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{r2} = R_{Ar2} a = 920 \cdot 42 = 38640 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{a2} = R_{Ba2}(b + c) = 594 \cdot (60 + 49) = 64746 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{t1} = R_{At1} a = 2995 \cdot 42 = 125790 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{t2} = R_{At2} a = 2451 \cdot 42 = 102942 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{2max} = \sqrt{(M_{r2} + M_{a2} - M'_{r1})^2 + (M'_{t1} + M_{t2})^2} = \\ = \sqrt{(38640 + 64746 - 45780)^2 + (125790 + 102942)^2} = 235874 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Оскільки діаметри валу у перерізах $A-A$ і $B-B$ однакові, крутні моменти також однакові, а згинальний момент у перерізі $A-A$ більший, ніж у перерізі $B-B$, то перевірку міцності слід виконувати для перерізу $A-A$.

Номинальні напруження у перерізі $A-A$:

$$\sigma_{зг} = 32 M_{1max} / (\pi d^3) = 32 \cdot 357734 / (3,14 \cdot 42^3) = 49,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_c = 4 F_{a2} / (\pi d^2) = 4 \cdot 846 / (3,14 \cdot 42^2) = 0,6 \text{ МПа};$$

$$\tau = 16 T / (\pi d^3) = 16 \cdot 360 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 42^3) = 24,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(49,2 + 0,6)^2 + 4 \cdot 24,7^2} = 70,1 \text{ МПа}.$$

Максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перевантаженнях

$$\sigma_{Emax} = \sigma_E K_{\Pi} = 70,1 \cdot 2,2 = 154 \text{ МПа}.$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma]_E = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 363 = 290 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності валу виконується, оскільки

$$\sigma_{Emax} = 154 \text{ МПа} < [\sigma]_E = 290 \text{ МПа}.$$

3. *Розрахунок валу на витривалість.* Вище було визначено, що найбезпечнішим є переріз $A-A$ валу. У цьому перерізі концентратором напружень є шпонковий паз, який утворюється пальцевою фрезою. Тому для перерізу $A-A$ доцільно визначити розрахунковий коефіцієнт запасу міцності. Оскільки у перерізі $A-A$ є нормальні та дотичні напруження, то спочатку визначимо s_{σ} і s_{τ} , а відтак і загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності s .

Границі витривалості матеріалу валу:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B = 0,45 \cdot 598 = 269 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B = 0,25 \cdot 598 = 150 \text{ МПа}.$$

Амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = \frac{M_{1 \max}}{W_{0H}} = \frac{357734}{6276} = 57 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_{pH}} = \frac{360 \cdot 10^3}{2 \cdot 13549} = 13,3 \text{ МПа};$$

У даному випадку моменти опору перерізу вала брали з урахуванням шпонкового паза (див. рис.8):

$$W_{0H} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b_{ш} t_1 (d - t_1)^2}{2d} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 42^3}{32} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (42 - 5)^2}{2 \cdot 42} = 6276 \text{ мм}^3;$$

$$W_{pH} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b_{ш} t_1 (d - t_1)^2}{2d} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 42^3}{16} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (42 - 5)^2}{2 \cdot 42} = 13 \ 549 \text{ мм}^3$$

Середні значення нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\left(\frac{\pi d^2}{4} - b_{ш} t_1\right)} = \frac{846}{\left(\frac{3,14 \cdot 42^2}{4} - 12 \cdot 5\right)} = 0,64 \text{ МПа}$$

$\tau_m = \tau_a = 13,3 \text{ МПа}$ – для випадку передавання навантаження тільки в один бік.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень від шпонкового паза (див. табл. 35): $K_\sigma = 1,76$; $K_\tau = 1,54$.

Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 598 = 0,14;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу вала, за табл. 36 $K_d = 0,80$.

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{269}{\frac{1,76 \cdot 57}{0,80} + 0,14 \cdot 0,64}$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}\tau_a}{K_d} + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{150}{\frac{1,54 \cdot 13,3}{0,80} + 0,07 \cdot 13,3} = 5,65$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала у перерізі А-А

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{2,14 \cdot 5,65}{\sqrt{2,14^2 + 5,65^2}} = 2,0.$$

Оскільки мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності $[s]_{min} = 1,5$, витривалість вала у перерізі А-А забезпечується. Коректування діаметра вала $d = 42$ мм не потрібне, бо загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності становить 1,5-2,5.

9. Приклади підбору і розрахунку підшипників кочення.

Задача 1. Підібрати підшипники кочення для проміжного вала редуктора за даними розв'язування задачі розрахунку вала (п.8):

радіальні навантаження на опори вала

$$R_A = 5500 \text{ Н}; R_B = 7300 \text{ Н};$$

осьове навантаження вала $F_a = 846 \text{ Н};$

діаметр цапф вала для підшипників $d_{п} = 40$ мм.

Додаткові відомості та умови роботи підшипників: кутова швидкість вала $\omega = 40$ рад/с; потрібний ресурс підшипників $L_h = 10000$ год при 90% надійності; типовий режим навантаження опор вала – легкий (Л); короткочасні перевантаження 150%; робоча температура підшипників до 50°C.

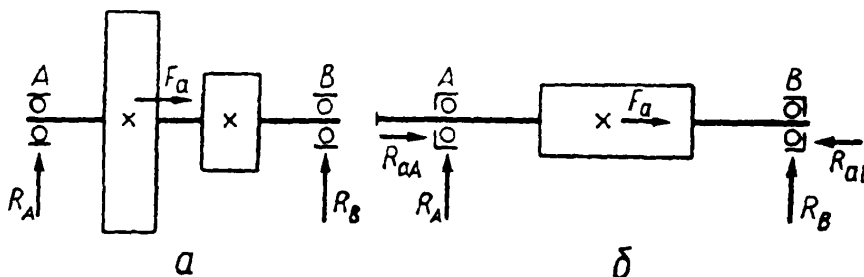


Рис.10. Схема до розрахунку підшипників опор вала (а) та черв'яка (б).

Розв'язання . 1. Аналіз умов навантаження та вибір типорозміру підшипників. Розрахункова схема для підбору та розрахунку підшипників вала зображена на рис.10,а), на якій указані напрями сил, що діють на його опори. Найнавантаженішою опорою у цій схемі є опора В, оскільки вона

навантажена найбільшою радіальною силою R_B ; і сприймає осьову силу F_a . Якщо $F_a/R_B = 846/7300 = 0,116 < 0,35$, то для опор вала доцільно застосовувати кулькові радіальні підшипники. Зважаючи на значне радіальне навантаження та маючи діаметр цапф під підшипники, будемо орієнтуватись на підшипники середньої серії 308, для яких маємо: базова статична вантажність $C_0 = 22\,700$ Н; базова динамічна вантажність $C_r = 31\,900$ Н.

2. *Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.* Визначаємо розрахункове еквівалентне навантаження.

Для типового режиму навантаження Л (легкого) коефіцієнт інтенсивності $K_E = 0,40$.

Згідно з умовами роботи підшипників беремо: $V = 1$ - обертається внутрішнє кільце підшипника; $K_6 = 1,5$ - коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 150 %; $K_T = 1$ - температурний коефіцієнт при робочій температурі підшипників до 100 С°.

У даному випадку $R_r = R_B = 7300$ Н, а для кулькових радіальних підшипників $R_a = F_a = 846$ Н. Тому для визначення коефіцієнтів X і Y знаходимо відношення $R_a/C_0 = 846 / 22\,700 = 0,037$ і за табл. 38 беремо параметр осьового навантаження $e = 0,23$.

Оскільки відношення $R_a/VR_r = 846 / (1 \cdot 7300) = 0,116 < e = 0,23$, за табл. 38

$$X = 1, \text{ а } Y = 0.$$

Тоді розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник

$$R = (X \cdot V \cdot R_r + Y R_a) K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 7300 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 10\,950 \text{ Н.}$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби

$$R_E = K_E \cdot R = 0,40 \cdot 10\,950 = 4380 \text{ Н.}$$

3. *Визначення розрахункового ресурсу підшипника.* Для 90 % - ї надійності коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації серійних кулькових радіальних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,8$.

Розрахунковий ресурс, млн. об.,

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{31\,900}{4380} \right)^3 = 309,06.$$

Тут показник степені $p = 3$ для кулькових підшипників.

Розрахунковий ресурс підшипника в годинах,

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 309,06}{40} = 13\,382 \text{ год.}$$

Попередньо вибраний підшипник 308 для опори В вала має ресурс більший від заданого потрібного $L_h = 10000$ год.. Для опори А вала беремо такий самий підшипник.

Задача 2. Підібрати підшипники кочення для опор вала черв'яка згідно зі схемою навантаження (рис. 10,б). Радіальні навантаження на опори вала $R_A = 450$ Н, $R_B = 1085$ Н. На черв'як діє осьова сила $F_a = 3550$ Н. Кутова швидкість вала $\omega = 150$ рад/с, а діаметр його цапф під підшипники $d_{\text{п}} = 45$ мм. Умови роботи підшипників: потрібний ресурс $L_h = 5000$ год; типовий режим навантаження опори вала – важкий (В); короткочасні перевантаження до 120% ; робоча температура підшипників до 80° С.

Розв'язання. 1. *Аналіз умов навантаження та вибір типорозміру підшипників.* Згідно із заданою схемою найнавантаженішою є опора В вала, яка сприймає радіальну силу $R_B = R_r = 1085$ Н та осьову силу $F_a = 3550$ Н.

Оскільки для опори В осьова сила значно більше від радіальної, доцільно вибрати для опор вала роликові радіально-упорні конічні підшипники. Орієнтуючись на діаметр цапф під підшипники $d_{\text{п}} = 45$ мм, беремо підшипники легко серії 7209, для яких із довідника 5 (див. Список літератури) маємо: базова статична вантажність $C_0 = 33\,400$ Н; базова динамічна вантажність $C_r = 42\,700$ Н; кут контакту тіл кочення $\alpha = 15^\circ$; параметр осьового навантаження $e = 0,41$.

2. *Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник.* Визначаємо розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник опори В.

За умовами роботи підшипників беремо $V = 1$ – при обертанні внутрішнього кільця підшипника; $K_6 = 1,2$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 120% ; $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі до 100° С.

Для визначення осьового навантаження R_{aB} на підшипниках опори В попередньо обчислимо складові сили у підшипниках опор А і В при навантаженні їх радіальними силами R_A і R_B (див. рис. 10,б):

$$F_{SA} = 0,83 \cdot e \cdot R_A = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 450 = 153 \text{ Н;}$$

$$F_{SB} = 0,83 \cdot e \cdot R_B = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1085 = 369 \text{ Н.}$$

Рівняння рівноваги вала

$$F_a + R_{aA} - R_{aB} = 0.$$

Якщо $R_{aA} = F_{SA}$, то

$$R_{aB} = F_a + F_{SA} = 3550 + 153 = 3703 \text{ Н} > F_{SB} = 369 \text{ Н}.$$

Отже, R_{aB} визначено правильно.

При відношенні $R_{aB}/VR_B = 3703/1 \cdot 1085 = 3,41 > e = 0,41$.

Маємо за табл. 38 $X = 0,40$, а $Y = 0,4 \text{ ctg } \alpha = 0,4 \text{ ctg } 15^\circ = 1,49$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник опори В

$$R = (XVR_r + YR_a)K_6K_\tau = (0,40 \cdot 1 \cdot 1085 + 1,49 \cdot 3703) \cdot 1,2 \cdot 1 = 7142 \text{ Н}.$$

З урахуванням режиму навантаження (режим В), для якого коефіцієнт інтенсивності $K_E = 0,80$, розрахункове еквівалентне навантаження

$$R_E = K_E R = 0,80 \cdot 7142 = 5714 \text{ Н}.$$

3. *Розрахунковий ресурс підшипника.* 90% -ї надійності підшипників коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації серійних роликкових радіально-упорних підшипників коефіцієнт $a_{23} = 0,7$.

Розрахунковий ресурс підшипників, млн. об.,

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{42700}{5714}\right)^{\frac{10}{3}} = 570,86.$$

Тут показник степені $p = 10/3$ для роликкових підшипників.

Визначаємо розрахунковий ресурс підшипника у годинах.

$$L = 1745L/\omega = 1745 \cdot 570,86/150 = 6641 \text{ год.}$$

Отже для опор вала черв'яка можна брати підшипники 7209, які при заданому навантаженні та в заданих умовах експлуатації мають ресурс більший, ніж вимагається за завданням.

10. Приклад розрахунку підшипника ковзання.

Задача 1. Розрахувати радіальний підшипник ковзання, який повинен працювати в режимі рідинного тертя в періоди усталеного навантаження. Вихідні дані до розрахунку: діаметр цапфи вала $d = 60$ мм; радіальне навантаження $F = 2400$ Н; кутова швидкість вала $\omega = 100$ рад/с; робоча температура вала – до 60°C .

Розв'язання. 1. *Вибір матеріалу для вкладиша підшипника.* Виходячи з рекомендації $l/d = 0,5 \dots 1$, вибираємо довжину вкладиша підшипника $l = d = 60$ мм.

Швидкість ковзання у підшипнику

$$v_s = 0,5 \cdot \omega \cdot d = 0,5 \cdot 100 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Тиск у контактні цапфи вала та вкладиша

$$\rho = \frac{F}{dl} = \frac{2400}{60 \cdot 60} = 0,667 \text{ МПа.}$$

Параметр, що характеризує нагрівання підшипника,

$$\rho v_s = 0,667 \cdot 3 = 2 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

За даними табл.39 для вкладиша підшипника можна вибрати матеріал – антифрикційний чавун АСЧ-1, для якого вибрані значення ρ і ρv_s менші від допустимих, що забезпечує стійкість проти спрацювання вкладиша у періоди порушення режиму рідинного тертя.

2. *Розрахунок та підбір параметрів підшипника для забезпечення режиму рідинного тертя.* Відносний зазор у підшипнику

$$\psi = 2\delta/d = 0,001 \text{ (при } \rho < 10 \text{ МПа і } v_s < 5 \text{ м/с).}$$

Радіальний зазор

$$\delta = 0,5 \psi d = 0,5 \cdot 0,001 \cdot 60 = 0,03 \text{ мм.}$$

Для змащування підшипника передбачається мастило – індустріальне ІЗ0А (див. табл. 42), для якого при температурі 60°C динамічна в'язкість $\mu = 0,015 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с/мм}^2$.

Тоді коефіцієнт завантаженості підшипника

$$\Phi = \frac{\rho \psi^2}{\mu \omega} = \frac{0,667 \cdot 0,001^2}{0,015 \cdot 10^{-6} \cdot 100} = 0,44.$$

За графіками на рис.11 визначаємо відносний ексцентриситет: якщо $l/d = 1$ і $\Phi = 0,44$, то $\chi = 0,35$.

Тоді розрахункова товщина шару мастила

$$h = \delta \cdot (1 - \chi) = 0,03 \cdot (1 - 0,35) = 0,0195 \text{ мм.}$$

Критична товщина шару мастила при параметрах шорсткості поверхонь цапфи вала $R_{z1} = 1,6$ мкм і поверхні вкладиша $R_{z2} = 3,2$ мкм:

$$h_{кр} = 1,5 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = 1,5 \cdot (1,6 + 3,2) = 7,2 \text{ мкм} = 0,0072 \text{ мм.}$$

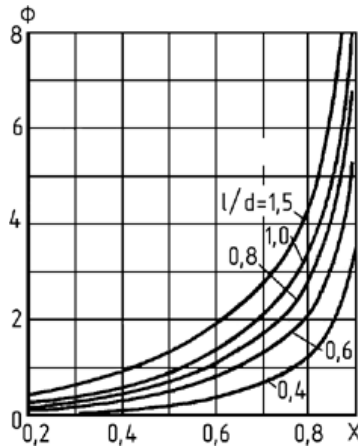


Рис. 11. Коефіцієнт навантаженості підшипників ковзання

Коефіцієнт запасу надійності роботи підшипника за товщиною мастильного шару

$$s_h = \frac{h}{h_{кр}} = \frac{0,0195}{0,0072} = 2,7 > [s]_h = 1,5.$$

Надійності роботи підшипника достатня. При робочих температурах, менших від 60°C, в'язкість мастила буде більшою і відповідно збільшується товщина h шару мастила на надійність роботи підшипника.

Для спряження цапфи вала та вкладиша підшипника можна вибрати стандартну посадку Н 7/ f 7, для якої маємо: отвір вкладиша $\varnothing 60^{+0,030}$; діаметр цапфи $\varnothing 60 \begin{smallmatrix} -0,030 \\ -0,060 \end{smallmatrix}$. При такій посадці мінімальний радіальний зазор $\delta_{\min} = 0,015$ мм, максимальний зазор $\delta_{\max} = 0,045$ мм, а середній радіальний зазор $\delta = 0,030$ мм, що відповідає вибраному у розрахунках.

11. Приклади розрахунків шпонкових з'єднань.

Задача 1. Сталеве зубчасте колесо з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки зі скругленими торцями (рис.12.). Визначити розміри шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання з різкими змінами.

Розв'язання. За діаметром вала $d = 36$ мм згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання (див. табл.34): ширина шпонки $b = 10$ мм; висота $h = 8$ мм; глибина паза на валу $t_1 = 5$ мм і у маточині колеса $t_2 = 3,3$ мм. Для сталевого колеса та різко змінного навантаження беремо допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа.

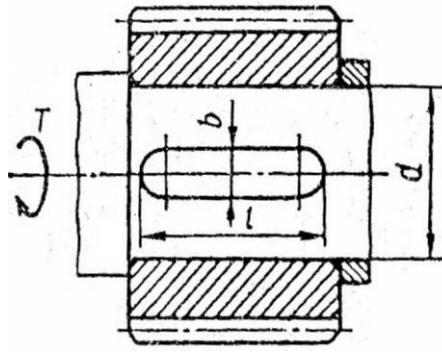


Рис.12.З'єднання вала із зубчастим колесом за допомогою призматичної шпонки.

Визначаємо потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_p = 2T / [d(h - t_1)[\sigma]_{зм}] = 2 \cdot 180 \cdot 10^3 / [36 \cdot (8 - 5) \cdot 100] = 33,3 \text{ мм.}$$

Повна довжина шпонки

$$l = l_p + b = 33,3 + 10 = 43,4 \text{ мм.}$$

За стандартом беремо $l = 45 \text{ мм.}$

Отже, задане з'єднання можна здійснити призматичною шпонкою

$$10 \times 8 \times 45 \text{ ГОСТ 23360 - 78.}$$

Задача 2. Чавунний шків закріплено на валу за допомогою сегментної шпонки (рис.13.). Вибрати розміри шпонки та перевірити міцність шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання, $T = 52 \text{ Н} \cdot \text{м}$; діаметр вала $d = 24 \text{ мм}$; навантаження постійне.

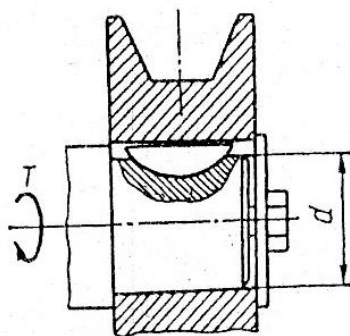


Рис.13.З'єднання вала зі шківом за допомогою сегментної шпонки.

Розв'язання. Згідно зі стандартом (див. табл.40) для діаметра вала $d = 24 \text{ мм}$ маємо: ширина шпонки $b = 6 \text{ мм}$; висота $h = 9 \text{ мм}$; радіус шпонки $R = 11 \text{ мм}$; довжина $l = 21,6 \text{ мм}$; глибина паза на валу $t_1 = 6,5 \text{ мм}$ та у маточині шківа $t_2 = 2,8 \text{ мм}$.

Для з'єднання з чавунною маточиною та постійним навантаженням беремо допустиме напруження $[\sigma]_{зм} = 80$ МПа.

Перевіряємо міцність з'єднання на зминання

$$\sigma_{зм} = 2T / [dl(h - t_1)] = 2 \cdot 52 \cdot 10^3 / [24 \cdot 21,6 \cdot (9 - 6,5)] = 80,2 \text{ МПа.}$$

12. Приклад розрахунку зубчастого з'єднання.

Задача. Перевірити міцність зубчастого з'єднання зірочки ланцюгової передачі із валом (рис. 14.). Вихідні дані для розрахунку: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання, $T = 140$ Н·м при 150 хв⁻¹; радіальна сила на зірочці $F = 2400$ Н; передбачається зубчасте з'єднання

$z \times d \times D \times b = 8 \times 36 \times 42 \times 7$ мм (середня серія); довжина з'єднання $l = 40$ мм; зміщення площини дії сили F щодо середньої площини маточини зірочки $e = 5$ мм; матеріал вала – сталь 45 нормалізована ($\sigma_T = 340$ МПа); матеріал зірочки – сталь 50 (гартування з відпусканням); важкий режим навантаження; можливі короточасні перевантаження в 2,5 рази порівняно з номінальним значенням T ; строк служби $h = 40\ 000$ год..

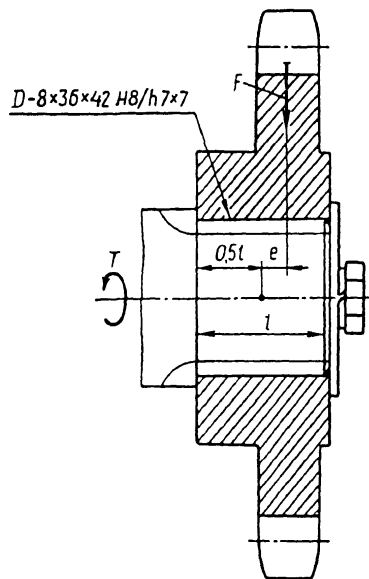


Рис.14. Зубчасте з'єднання зірочки з валом.

Розв'язання. Нерухоме зубчасте з'єднання навантажене обертовим моментом та радіальною силою. Тому розрахунок виконуємо за умовними напруженнями на робочих поверхнях зубців для запобігання спрацюванню та зминанню.

Питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь

з'єднання щодо осі валу $S_F = 343 \text{ мм}^2$ (див. табл.43)

На робочих поверхнях зубців умовне напруження

$$\sigma = \frac{T}{(S_F \cdot l)} = \frac{140 \cdot 10^3}{(343 \cdot 40)} = 10,2 \text{ МПа.}$$

Параметри, що характеризують навантаження зубчастого з'єднання, такі:

$$\psi = \frac{F \cdot d_m}{(2 \cdot T)} = \frac{2400 \cdot 39}{(2 \cdot 140 \cdot 10^3)} = 0,334;$$

$$\varepsilon = \frac{M_{\Pi}}{(F \cdot l)} = \frac{12 \cdot 10^3}{(2400 \cdot 40)} = 0,125.$$

Тут $d_m = 39$ мм (за табл.43), а перекидний момент

$$M_{\Pi} = Fe = 2400 \cdot 5 = 12 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

За параметрами ε та ψ у табл. 41 знаходимо допустиме напруження $[\sigma]'_{\text{сп}} = 60$ МПа. Число циклів навантаження зубців

$$N = 60nh = 60 \cdot 150 \cdot 40000 = 36 \cdot 10^7.$$

Коефіцієнт числа циклів навантаження

$$K_N = \sqrt{10^8/N} = \sqrt{10^8/(36 \cdot 10^7)} = 0,53.$$

Коефіцієнт режиму навантаження $K_E = 0,77$, а коефіцієнт

$$K_{\text{ос}} = 1 \text{ і } K_M = 1.$$

Для обмеження спрацьовування зубців умовне допустиме напруження

$$[\sigma]_{\text{сп}} = \frac{[\sigma]'_{\text{сп}} \cdot K_N}{(K_E \cdot K_{\text{ос}} \cdot K_M)} = \frac{60 \cdot 0,53}{(0,77 \cdot 1 \cdot 1)} = 41,3 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження для запобігання зминанню зубців визначаємо за формулою

$$[\sigma]_{\text{зм}} = \sigma_T / (s \cdot K_d \cdot K_{\Pi} \cdot K_H \cdot K_K).$$

Згідно з існуючими рекомендаціями маємо: $s = 1,30$ – коефіцієнт запасу; $K_d = 2,5$ – коефіцієнт динамічності; $K_{\Pi} = 1,5$ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення з'єднання, $K_H = 1,7$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями, $K_K = K_{kr} = 1,9$ – коефіцієнт, що враховує вплив повздовжньої

концентрації навантаження, де $K_{кр}$ – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала (табл.44).

З урахуванням значень розрахункових коефіцієнтів маємо

$$[\sigma]_{зм} = \frac{340}{(1,30 \cdot 2,5 \cdot 1,5 \cdot 1,7 \cdot 1,9)} = 21,5 \text{ МПа.}$$

Отже, розрахункове умовне напруження $\sigma = 10,2$ МПа менше від двох здобутих значень допустимих напружень $[\sigma]_{зм}$ та $[\sigma]_{сп}$, що забезпечує роботоздатні зубчастого з'єднання.

13. Приклади розрахунків різьбових з'єднань.

Задача 1. Визначити діаметр болтів, що з'єднують фланці муфти (рис.15). Вихідні дані для розрахунку: обертовий момент, який передає муфта $T = 220 \text{ Н} \cdot \text{м}$; болти, розміщені на колі діаметром $D_0 = 100 \text{ мм}$; кількість болтів $z = 4$.

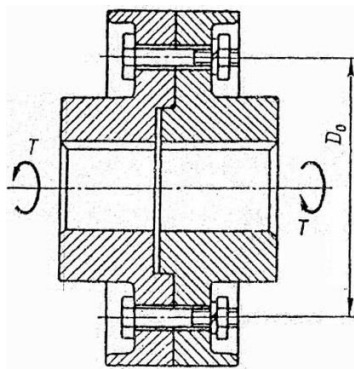


Рис.15. Болтове з'єднання фланців муфти

Розв'язання. Для з'єднання фланців передбачаються болти класу міцності 6.6 (див. табл.45), тобто болти виготовляються зі сталі 45 ($\sigma_B = 600 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$). При коефіцієнті запасу міцності $s = 3$ (табл.48) допустиме напруження розтягу для болтів

$$[\sigma]_p = \sigma_T / s = 360 / 3 = 120 \text{ МПа.}$$

Зовнішня поперечна сила на один болт

$$F = 2T / (D_0 z) = 2 \cdot 220 \cdot 10^3 / (100 \cdot 4) = 1100 \text{ Н.}$$

Потрібна сила затяжки болта

$$F_0 = k F / (i f) = 1,5 \cdot 1100 / (1 \cdot 0,15) = 11000 \text{ Н.}$$

Тут взято коефіцієнт надійності з'єднання $k = 1,5$; число пар площин

стику $i = 1$; коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,15$.

З умови міцності на розтяг при коефіцієнті $\beta = 1,3$ потрібний внутрішній діаметр різьби болтів

$$d_1 \geq \sqrt{4F_0\beta/(\pi[\sigma]_p)} = \sqrt{4 \cdot 10^4 \cdot 1,3/(3,14 \cdot 120)} = 11,74 \text{ мм.}$$

На основі даних табл.47 можна взяти для з'єднання фланців муфти болти М14, для яких $d_1 = 11,835$ мм.

Задача 2. Електродвигун 4А100S4У3 (рис. 16) закріплено на рамі за допомогою чотирьох болтів. На валу електродвигуна розміщено шків пасової передачі. Розрахувати болти кріплення електродвигуна до рами за такими даними: потужність двигуна $P = 3$ кВт; кутова швидкість $\omega = 150$ рад/с; сила, що діє на вал двигуна від натягу віток паса, $F = 920$ Н; кут нахилу сили F до горизонту $\alpha = 60^\circ$; розрахункові розміри $h = 100$ мм; $l = 160$ мм; $b = 112$ мм; $a = 90$ мм; діаметр отварів в електродвигуні під болти $d_0 = 12$ мм.

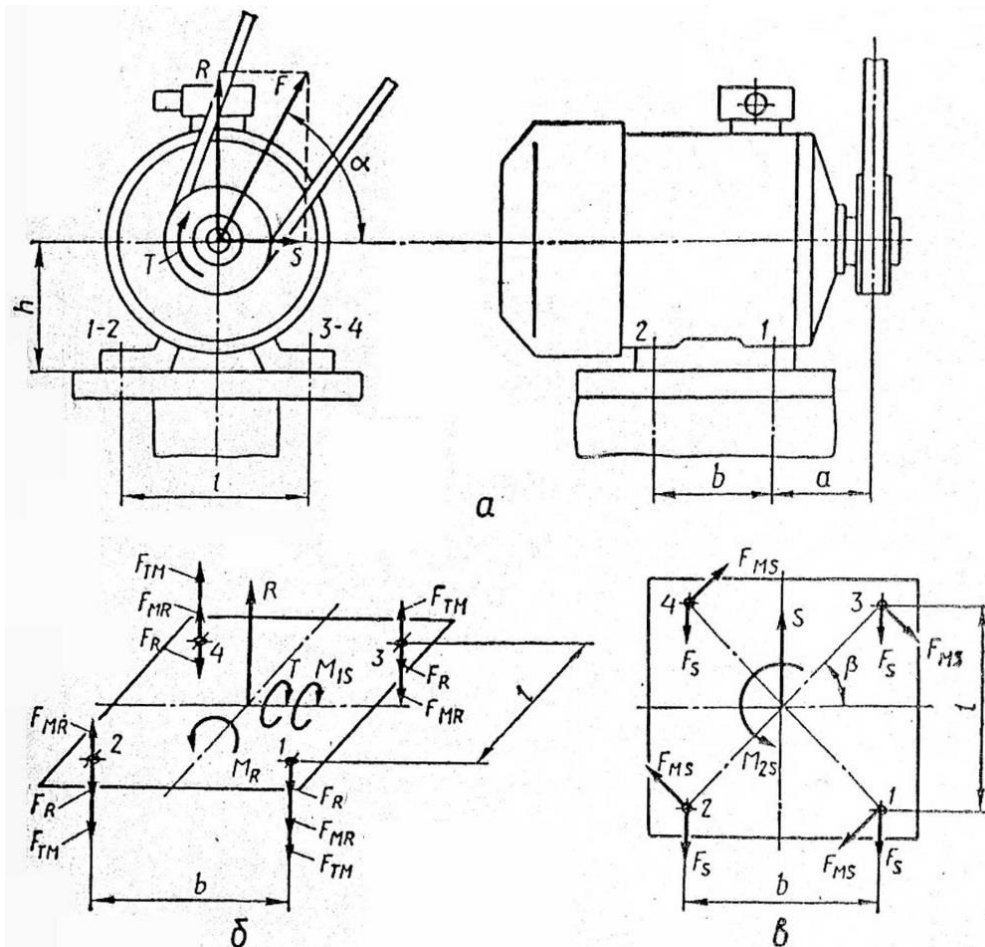


Рис.16. До розрахунку болтів кріплення електродвигуна до рами

Розв'язання. Якщо діаметр отварів у двигуні під болти відомий $d_0 = 12$ мм, то для кріплення двигуна можуть бути використані болти М10. У цьому разі розв'язування задачі зводиться до визначення класу міцності болтів, тобто слід підібрати потрібний матеріал для болтів.

Розв'язування задачі можна дати у такому порядку.
Обертовий момент, що діє на корпус електродвигуна,

$$T = P/\omega = 3 \cdot 10^3/150 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Силу F зобразимо у вигляді двох складових (рис. 16, а):

$$R = F \sin \alpha = 920 \cdot \sin 60^\circ = 796 \text{ Н}; S = F \cos \alpha = 920 \cdot \cos 60^\circ = 460$$

Перенесемо сили R і S у центр ваги площини стику двигуна і рами, при цьому додамо і відповідні моменти сил.

У площинах, перпендикулярних до площини стику (рис. 16, б), діють такі навантаження: сили R ; обертовий момент T ; момент сили S

$$M_{1S} = S h = 460 \cdot 100 = 46 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

момент сили R

$$M_R = R(a + 0,5 b) = 796 \cdot (90 + 0,5 \cdot 112) = 116,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

У площині стику двигуна і рами (рис. 16, в) діють такі навантаження: сила S та її момент.

$$M_{2S} = S(a + 0,5 b) = 460 \cdot (90 + 0,5 \cdot 112) = 67,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Зовнішні осьові сили, що сприймаються кожним із чотирьох болтів (рис. 16, б),

$$F_R = R/4 = 796/4 = 199 \text{ Н};$$

$$F_{MR} = M_R/(2 b) = 116,2 \cdot 10^3 / (2 \cdot 112) = 520 \text{ Н};$$

$$F_{TM} = (T + M_{1S}) / (2 l) = (20 \cdot 10^3 + 46 \cdot 10^3) / (2 \cdot 160) = 206 \text{ Н}.$$

Зовнішні поперечні сили, що припадають на кожний із чотирьох болтів (рис. 16, в),

$$F_S = S/4 = 460/4 = 115 \text{ Н};$$

$$F_{MS} = M_{2S}/(4c) = 67,2 \cdot 10^3 / (4 \cdot 98) = 172 \text{ Н}.$$

Тут c – відстань від центра ваги стику до болтів,

$$c = \sqrt{(0,5b)^2 + (0,5l)^2} = \sqrt{(0,5 \cdot 112)^2 + (0,5 \cdot 160)^2} = 98 \text{ мм}.$$

Найбільша зовнішня осьова сила сприймається болтом 1 (рис.16, б)

$$F_{OC} = F_R + F_{MR} + F_{TM} = 199 + 520 + 206 = 925 \text{ Н.}$$

Найбільша зовнішня поперечна сила, що припадає на болти 1 і 3 (рис.16.б),

$$F_{II} = \sqrt{F_S^2 + F_{MS}^2 + 2 F_S F_{MS} \cos\beta} = \sqrt{115^2 + 172^2 + 2 \cdot 115 \cdot 172 \cdot \cos 55^\circ} = 256 \text{ Н.}$$

Тут β – кут між векторами сил F_S і F_{MS} ,

$$\beta = \arctg(l/b) = \arctg(160/112) = 55^\circ.$$

Для болта 1 із умови нерозкриття стику розрахункова сила

$$F'_{6,p} = (k_3 \beta + \chi) F_{OC} = (1,5 \cdot 1,3 + 0,2) \cdot 925 = 1988 \text{ Н.}$$

Тут взято: коефіцієнт затяжки $k_3 = 1,5$; коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці, $\beta = 1,3$; коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,2$.

Для болта 1 або 3 із умови відсутності зсуву двигуна що до рами розрахункова сила

$$F''_{6,p} = k F_{II} \beta / (i f) = 1,8 \cdot 256 \cdot 1,3 / (1 \cdot 0,15) = 3994 \text{ Н.}$$

Тут взято: коефіцієнт надійності з'єднання $k = 1,8$; $\beta = 1,3$; число пар площин стику $i = 1$; коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,15$.

У подальший розрахунок беремо до уваги силу $F''_{6,p}$, оскільки $F''_{6,p} > F'_{6,p}$.

Для передбачених болтів М10 маємо внутрішній діаметр різьби $d_1 = 8,376$ мм (див. табл. 47).

Напруження розтягу у болті, спричинене силою $F''_{6,p}$,

$$\sigma_p = 4 F''_{6,p} / (\pi d_1^2) = 4 \cdot 3994 / (3,14 \cdot 8,376^2) = 72,5 \text{ МПа.}$$

При коефіцієнті запасу міцності $s = 4$ для болтів М10 (див.табл.48) потрібна границя текучості матеріалу болтів

$$\sigma_T \geq s \sigma_p = 4 \cdot 72,5 = 290 \text{ МПа.}$$

За табл.46 маємо потрібний клас міцності болтів 5.6, тобто болти повинні бути виготовлені із сталі 30 або 35, а гайки можуть бути виготовлені із сталі 10.

14. Приклад розрахунку пресового з'єднання.

Задача. На рис.17. зображене пресове з'єднання сталевого вала із сталевим шківом плоскопасової передачі. Розрахувати на міцність з'єднання та його деталі за такими даними: обертовий момент, що передає пресове з'єднання, $T = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$; розміри деталей з'єднання –

$$d = 40 \text{ мм}; d_1 = 12 \text{ мм}; d_2 = 112 \text{ мм}; l = 50 \text{ мм};$$

матеріал вала – сталь 45 ($\sigma_{T1} = 360 \text{ МПа}$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu_1 = 0,3$);

матеріал шків – сталь 30 ($\sigma_{T2} = 290 \text{ МПа}$; $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu_2 = 0,3$); передбачається складання з'єднання за допомогою нагрівання шків.

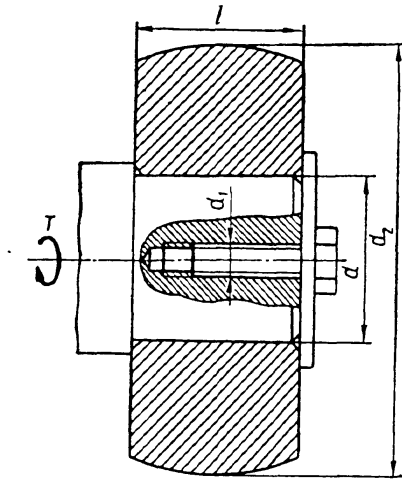


Рис.17. Пресове з'єднання шків з валом.

Розв'язання. 1. *Розрахунок на міцність пресового з'єднання.* Оскільки з'єднання передає тільки обертовий момент, слід визначити потрібний тиск на спряжених поверхнях вала та шків:

$$p \geq \frac{2T}{(\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f)} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 40^2 \cdot 50 \cdot 0,12)} = 2,65 \text{ МПа}.$$

Тут $f = 0,12$ – коефіцієнт тертя ковзання при складанні з'єднання за допомогою нагрівання шків.

Визначаємо розрахунковий натяг у з'єднанні :

$$\delta_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Для деталей з'єднання коефіцієнти Ляме

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{40^2 + 12^2}{40^2 - 12^2} - 0,3 = 0,90;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{112^2 + 40^2}{112^2 - 40^2} + 0,3 = 1,60.$$

Для потрібного тиску на спряжених поверхнях $p = 2,65$ МПа розрахунковий натяг

$$\delta_p = 2,65 \cdot 40 \cdot \left[\frac{0,90}{(2,1 \cdot 10^5)} + \frac{1,6}{(2,1 \cdot 10^5)} \right] = 0,0013 \text{ мм.}$$

За цим натягом підбираємо потрібну стандартну посадку, що забезпечує такий натяг. У даному випадку можна вибрати посадку (див. табл.49,50)

$\emptyset 40 \text{ H7/p6 } (+0,025 / +0,042 / +0,026)$ із гарантованим мінімальним натягом $\delta_{min} = 0,001$ мм (найбільш імовірний значно більший), а її можливий найбільший натяг $\delta_{max} = 0,042$ мм.

При коефіцієнті лінійного розширення сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ потрібна різниця температур вала та шківів для складання з'єднання буде дорівнюватися

$$\Delta t = \frac{(\delta_{max} + 0,08)}{(\alpha \cdot d)} = \frac{(0,042 + 0,08)}{(12 \cdot 10^{-6} \cdot 40)} = 254 \text{ }^\circ\text{C.}$$

2. Розрахунок на міцність деталей пресового з'єднання. Визначаємо можливий максимальний тиск на спряжених поверхнях з'єднання

$$p_{max} = \frac{\delta_{max}}{\left[d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \right]} = \frac{0,042}{\left[40 \left(\left(\frac{0,90}{2,1 \cdot 10^5} \right) + \left(\frac{1,60}{2,1 \cdot 10^5} \right) \right) \right]} = 88,2 \text{ МПа.}$$

Визначаємо еквівалентне напруження в точках на поверхні отвору шківів:

$$\sigma_{E2} = \frac{2 \cdot d_2^2 \cdot p_{max}}{(d_2^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 112^2 \cdot 88,2}{(112^2 - 40^2)} = 202,2 \text{ МПа.}$$

Визначаємо еквівалентне напруження в точках на поверхні різьбового отвору вала:

$$\sigma_{E1} = \frac{2 \cdot d^2 \cdot p_{max}}{(d^2 - d_1^2)} = \frac{2 \cdot 40^2 \cdot 88,2}{(40^2 - 12^2)} = 193,8 \text{ МПа.}$$

Максимальні еквівалентні напруження у шквіві σ_{E2} та у валу σ_{E1} не перевищують границь текучості матеріалів цих деталей, що забезпечує достатню міцність шквіва та вала.

15. Приклади розрахунків зварних з'єднань.

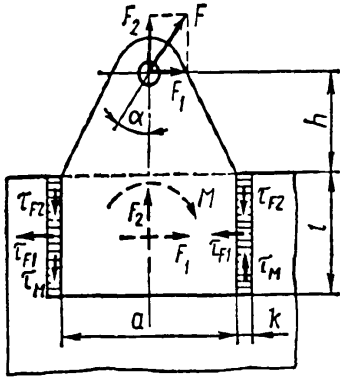


Рис.18. Зварне з'єднання кронштейна з корпусом.

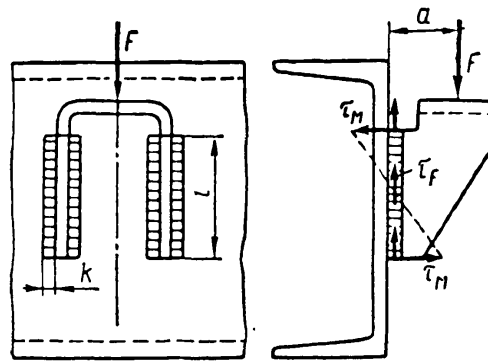


Рис.19. Конструкція і навантаження зварного з'єднання.

Задача 1. Визначити катет k двох зварних швів, якими кронштейн з'єднаний із корпусом згідно з рис.18. Дані для розрахунку: $F = 18$ кН; $\alpha = 30^\circ$; $a = 160$ мм; $h = 120$ мм; $l = 80$ мм; матеріал деталей з'єднання – сталь Ст3; допустиме напруження, за яким здійснено розрахунок кронштейна, $[\sigma]_p = 140$ МПа; шви виконані ручним дуговим зварюванням електродами Э42; зовнішнє навантаження на кронштейн постійне.

Розв'язання. Силу F подамо у вигляді двох складових:

$$F_1 = F \sin \alpha = 18 \cdot \sin 30^\circ = 9 \text{ кН};$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 18 \cdot \sin 30^\circ = 15,6 \text{ кН}.$$

Складові F_1 та F_2 прикладемо у центрі ваги зварних швів і до дамо момент (для збереження еквівалентності навантаження кронштейна)

$$M = F_1(h + 0,5l) = 9 \cdot 10^3 \cdot (120 + 0,5 \cdot 80) = 144 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Напруження зрізу у швах від дії F_1 , F_2 та M такі:

$$\tau_{F_1} = F_1 / (2 \cdot 0,7kl) = 9 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7k \cdot 80) = 80/k;$$

$$\tau_{F_2} = F_2 / (2 \cdot 0,7kl) = 15,6 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,7k \cdot 80) = 140/k;$$

$$\tau_M = M/(a \cdot 0,7kl) = 144 \cdot 10^4 / (160 \cdot 0,7k \cdot 80) = 160/k.$$

При визначенні напруження τ_M припускалося, що кожний шов навантажується силою $F_M = M/a$, яка діє вздовж швів. Напрямок напружень τ_{F_1} , τ_{F_2} та τ_M показані на рис. 18.

Максимальне напруження буде в лівому шві:

$$\tau_{max} = \sqrt{(\tau_{F_2} + \tau_M)^2 + \tau_{F_1}^2} = \sqrt{(140/k + 160/k)^2 + (80/k)^2} = 301/k,$$

$$\tau_{max} \leq [\tau]'$$

За табл.51 допустиме напруження для зварних швів

$$[\tau]' = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа.}$$

Тоді потрібний катет швів даного з'єднання

$$k \geq 301/[\tau]' = 301/84 = 3,6 \text{ мм.}$$

Таким чином, зварні шви у заданому з'єднанні доцільно виконувати з катетом $k = 4$ мм.

Задача 2. Перевірити міцність зварного з'єднання кронштейну (рис. 19). Кронштейну навантажений змінною силою

$$F_{max} = 7,2 \text{ кН} (F_{min}/F_{max} = 0,1).$$

Зварювання виконане вручну електродом Е50. Допустиме напруження для матеріалу деталей $[\sigma]_p = 160$ МПа. Відомі такі розміри з'єднання: $a = 120$ мм; $l = 100$ мм; катет чотирьох швів $k = 5$ мм.

Розв'язання. У з'єднанні всі чотири шви навантажуються силою F_{max} та моментом $M = F_{max}a = 7200 \cdot 120 = 864 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Напруження зрізу в швах від дії F_{max} та M такі:

$$\tau_F = F_{max}/(4 \cdot 0,7kl) = 7200/(4 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 100) = 5,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_M = M/W_0 = 6M/(4 \cdot 0,7kl^2) = 6 \cdot 864 \cdot 10^3 / (4 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 100^2) = 37 \text{ МПа.}$$

У верхніх та нижніх точках кожного шва максимальне напруженням зрізу

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_{F_2}^2 + \tau_M^2} = \sqrt{5,1^2 + 37^2} = 37,1 \text{ МПа.}$$

За табл.51 допустиме напруження для зварних швів

$$[\tau]' = 0,60[\sigma]_p = 0,60 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Якщо $R = 0,1$ і $K_e = 3,4$ (див.табл.52), то коефіцієнт зниження допустимих напружень для змінних навантажень з'єднання

$$\gamma = 1/[(0,6K_e + 0,25) - (0,6K_e - 0,25)R] = \\ = 1/[(0,6 \cdot 3,4 + 0,25) - (0,6 \cdot 3,4 - 0,25) \cdot 0,1] = 0,476.$$

Для зварних швів із заданими циклічним навантаженням допустиме напруження зрізу $[\tau]'_R = \gamma[\tau]' = 0,476 \cdot 96 = 45,7$ МПа.

Якщо $\tau_{max} = 37,1$ МПа $<$ $[\tau]'_R = 45,7$ МПа, то міцність з'єднання достатня.

16. Приклад розрахунку заклепкового з'єднання.

Задача 1. Визначити основні розміри заклепкового з'єднання кронштейна з балкою (рис.20.) за такими даними: $F = 21$ кН ; $\delta_1 = 6$ мм ; $\delta_2 = 8$ мм ; число заклепок $z = 3$; матеріал деталей та заклепок сталь Ст3, навантаження постійне.

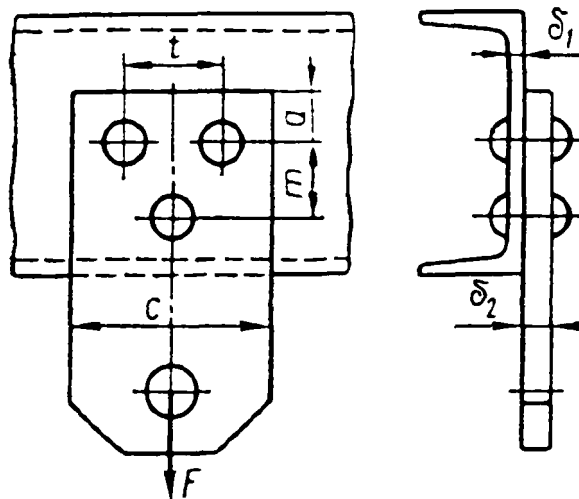


Рис.20. Конструкція заклепкового з'єднання кронштейна з балкою.

Розв'язання. Діаметр заклепок визначають за умовою їхньої міцності на зріз при допустимому напруженні $[\tau]_{зр} = 140$ МПа (див. табл. 53):

$$d \geq \sqrt{4F/(z\pi[\tau]_{зр})} = \sqrt{4 \cdot 21 \cdot 10^3 / (3 \cdot 3,14 \cdot 140)} = 7,8 \text{ мм.}$$

Розміри заклепок з напівкруглою головкою d , мм: 6;7;8;10;13;16;19;22;25;28;...

Візьмемо діаметр заклепок $d = 8$ мм. Розміщення заклепок показане на рис. 20. Відстань між заклепками згідно з рекомендаціями

$$t = 3d = 3 \cdot 8 = 24 \text{ мм; } m = 3d = 24 \text{ мм.}$$

Ширина кронштейна $c = t + 3d = 24 + 3 \cdot 8 = 48$ мм.

Розмір $a = 2d = 2 \cdot 8 = 16$ мм.

Перевірка міцності з'єднання на зминання має вигляд

$$\sigma_{зм} = F/(zd\delta_1) = 21 \cdot 10^3 / (3 \cdot 8 \cdot 6) = 146 \text{ МПа.}$$

Якщо допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 240$ МПа (див.табл. 53), то міцність забезпечується.

Перевірка міцності кронштейна на розтяг виконується для перерізу, де розміщені дві заклепки (найослабленіший переріз). У нього діє сила $F_1 = F - F/3 = 21 - 21/3 = 14$ кН. Допустиме напруження на розтяг (див. табл.53) $[\sigma]_p = 160$ МПа.

Розрахункове напруження

$$\sigma_p = F_1 / [(c - 2d)\delta_2] = 14 \cdot 10^3 / [(48 - 2 \cdot 8) \cdot 8] = 54,7 \text{ МПа.}$$

Якщо $\sigma_p = 54,7$ МПа $<$ $[\sigma]_p = 160$ МПа, то міцність кронштейна на розтяг забезпечується.

17. Приклад розрахунку пружини.

Задача. Розрахувати гвинтову циліндричну пружину стиску для кулачної запобіжної муфти (рис. 21.). Вихідні дані для розрахунку: максимальне осьове зусилля, що розвиває пружина, $F = 800$ Н при її деформації $\lambda = 25$ мм; середній діаметр пружини $D = 50$ мм; пружина працює в умовах циклічного навантаження (проскакування кулачків при короткочасних перевантаженнях муфти) із числом циклів $N_{ц} \leq 10^4$ за строк її служби при коефіцієнті асиметрії напружень $R \approx 0,50$.

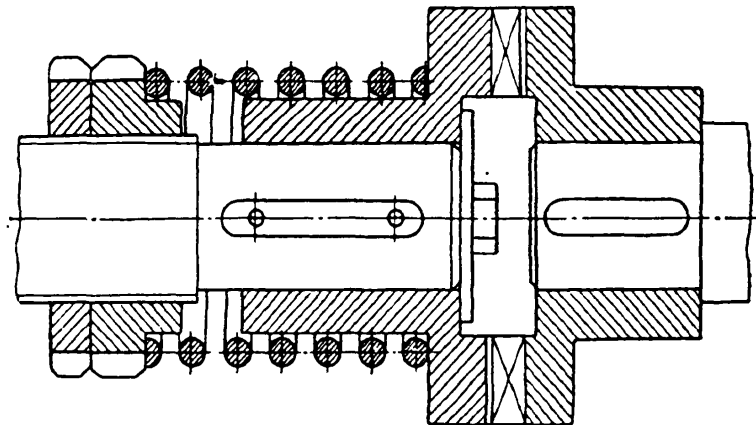


Рис.21. Кулачкова муфта з пружинним замиканням.

Розв'язання. Орієнтуючись на виготовлення пружини із пружинного дроту III класу міцності діаметром $d \approx 6 \dots 7$ мм, за табл.54 вибираємо границю міцності цього дроту $\sigma_B = 1000$ МПа. Тоді за рекомендаціями допустиме напруження кручення витків

$$[\tau] = 0,5 \sigma_B K_L = 0,5 \cdot 1000 \cdot 0,8 = 400 \text{ МПа.}$$

Тут коефіцієнт довговічності пружини $K_L = 0,8$ (див.табл.55).

Якщо попередньо взяти індекс пружини $C' = 7$, то матимемо коефіцієнт, що враховує кривину витків:

$$K' = 1 + 1,4/C' = 1 + 1,4/7 = 1,2.$$

Визначаємо потрібний діаметр дроту для виготовлення пружини

$$d \geq \sqrt{8FK'C'/(\pi[\tau])} = \sqrt{8 \cdot 800 \cdot 1,2 \cdot 7/(3,14 \cdot 400)} = 6,54 \text{ мм.}$$

Візьмемо стандартний діаметр пружинного дроту $d = 7$ мм. Тоді фактичний індекс пружини $C = D/d = 50/7 = 7,143$.

При граничному навантаженні $F_{гр} = 1,1F = 1,1 \cdot 800 = 880$ Н розрахункове напруження кручення у витках пружини взятих параметрів

$$\tau = 8F_{гр}DK/(\pi d^3) = 8 \cdot 880 \cdot 50 \cdot 1,196/(3,14 \cdot 7^3) = 390,7 \text{ МПа,}$$

що менше від допустимого $[\tau] = 400$ МПа (розрахунок τ виконано, якщо $C = 7,143$ і $K = 1 + 1,4/7,143 = 1,196$).

Визначаємо потрібну кількість робочих витків пружини

$$i = Gd^4\lambda/(8FD^3) = 8 \cdot 10^4 \cdot 7^4 \cdot 25/(8 \cdot 800 \cdot 50^3) \cong 6.$$

Тут $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві для сталі.

Загальна кількість витків пружини $i_0 = i + 2 = 6 + 2 = 8$.

При максимальному осьовому навантаженні $F = 800$ Н мінімальний зазор між витками

$$\Delta = 0,2\lambda/i = 0,2 \cdot 25/6 = 0,833 \text{ мм.}$$

Крок витків ненавантаженої пружини

$$h = \lambda/i + d + \Delta = 25/6 + 7 + 0,833 \approx 12 \text{ мм.}$$

Довжина пружини, стиснутої до дотику витків

$$H_{гр} = (i_0 - 0,5)d = (8 - 0,5) \cdot 7 = 53,9 \text{ мм.}$$

Довжина ненавантаженої пружини

$$H_0 = H_{гр} + i(h - d) = 53,9 + 6(12 - 7) = 83,9 \text{ мм.}$$

Довжина дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi D i_0 / \cos \alpha = 3,14 \cdot 50 \cdot 8 / \cos 4,37^\circ = 1260,3 \text{ мм},$$

де $\alpha = \arctg [h/(\pi D)] = \arctg [12/(3,14 \cdot 50)] = 4,37^\circ$.

18. Довідкові таблиці до розрахунків деталей машин.

Таблиця 1.

Нормальні лінійні розміри , мм (витяг із ГОСТ 6636-69)

R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40			
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250			
			2,6				26				260			
		2,8	2,8			28	28			280				
			3,0			30	300							
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320				
			3,4				34			340				
		3,6	3,6			36	36			360				
			3,8			38	380							
	4	4,0	4,0		4,0	40	40		40	40	400	400	400	400
					4,2					42				420
			4,5		4,5				45	45			450	
					4,8				48	480				
5,0		5,0	5,0	50	50		50	500	500					
			5,6				56		560					
		6,0	6,0		60		60		600					
			6,3		6,3		6,3		63	63		63	63	630
6,7		67		670										
7,1		7,1		71	71		710							
		7,5		75	750									
8,0		8,0	8,0	80	80		80	800		800				
	8,5		85			850								
	9,0	9,0	90		90	900								
		9,5	95		950									

Лінійні розміри встановлюються на базі рядів переважних чисел, що являють собою ряди геометричної прогресії зі знаменниками:

- для ряду R5 - $\sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6$;
- для ряду R10 - $\sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,26$;
- для ряду R20 - $\sqrt[20]{10} = 1,1220 \approx 1,12$;
- для ряду R40 - $\sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06$.

Допускається у деяких технічно обґрунтованих випадках застосування додаткового ряду чисел R80 зі знаменником прогресії.

$$R80 - \sqrt[80]{10} = 1,02938 \approx 1,03$$

Таблиця 2.

Значення ККД механічних передач

Тип передачі	Закрита	Відкрита
Зубчаста передача: Циліндрична Конічна	0,96...0,98 0,95...0,97	0,94...0,95 0,93...0,94
Черв'ячна передача з числом витків: $Z_1 - 1$ $Z_1 - 2$ $Z_1 - 4$	0,70...0,75 0,75...0,80 0,85...0,90	
Ланцюгова передача		0,90...0,93
Пасова передача: з плоским пасом з клиновим пасом з зубчастим пасом		0,96...0,98 0,95...0,97 0,95...0,97
Пара підшипників кочення Муфта компенсуюча		0,99...0,995 0,995

Таблиця 3.

Коефіцієнт режиму роботи фрикційної передачі

Характер навантаження	K_p
Спокійне	1,0
З поштовхами	1,15
Ударне	1,3

Таблиця 4.Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$ та тиск $[q]$ для фрикційних передач.

Матеріал котків	Умова роботи	Коефіцієнт тертя f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь - сталь	Із мастилом	0,05	(2,5 - 3,0)НВ	-
Чавун - чавун	Із мастилом	0,05	$1,5 \sigma_B$	-
Сталь - сталь	Без мастила	0,12 - 0,15	(1,2 -1,5) НВ	-
Текстоліт - сталь, або чавун	Без мастила	0,20 - 0,25	-	50 - 80
Фібра - сталь або чавун	Без мастила	0,15 - 0,20	-	35 - 40
Шкіра - чавун	Без мастила	0,25 – 0,35	-	15 - 25
Гума - сталь або чавун	Без мастила	0,45 – 0,60	-	10 – 30

Примітка: 1. Для чавунних котків σ_B – границя міцності при згині.2. Допустимі контактні напруження наведені для лінійного контакту котків. При точковому контакті $[\sigma]_H$ приблизно у 1,5 разу вищі, ніж дані в таблиці значення.

Таблиця 5.

Розрахункові параметри для гумотканинних пасів із бельтингу БКНЛ – 65 та Б – 820

Число прокладок паса $i_{\text{п}}$	Товщина паса δ , мм	Стандартна ширина b , мм	Діаметр малого шківа d_1 , мм	Оптимальне питоме корисне навантаження $i_{\text{п}} f_{t0}$, Н/мм, при f_0 , Н/мм		
				2	2,25	2,5
2	3	20;25;30;40;45	80	5,0	5,4	5,8
			100	5,2	5,6	6,0
			125	5,3	5,7	6,1
3	4,5	20;25;30;40;45; 50;60;70;75;80; 85;90;100;125;	125	7,1	8,3	8,8
			160	7,3	8,5	9,1
			200	7,5	8,7	9,3
4	6	150;200;250	180	10,2	11,1	12,0
			224	10,5	11,4	12,3
			280	10,7	11,6	12,5
5	7,5	150;200;250	250	12,7	14,0	15,1
			315	13,0	14,4	15,5
			400	13,2	14,6	15,8

Таблиця 6.

Параметри для розрахунку пасових передач.

Параметри	Тип паса			
	Гумотканинний	Бавовняний	Шкіряний	Клиновий
Границя міцності паса σ_B , МПа	45	35	22	60
Модуль пружності E , МПа	300	250	200	400
Густина матеріалу паса, ρ г/см ³	1,15	0,95	1,05	1,15
Обмежена границя витривалості σ_N , МПа, при $N_0 = 10^7$	7	4	10	9
Проказник степеня m кривої втоми	6	5	7	8
Напруження попереднього натягу паса σ_0 , МПа	1,6 - 2,0	1,6 - 2,0	1,6 - 2,0	1,2 - 1,6

Таблиця 7.

Потужність P_0 передана одним клиновим пасом при $\alpha = 180^\circ$, довжині l_0 і спокійному навантаженню, передатне число $u = 1$

Переріз паса	Площа перерізу $A, \text{мм}^2$	Діаметр $d_1,$ мм	P_0 (кВт) при швидкості паса $v, \text{м/с}$					
			3	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z $l_0 = 1320 \text{ мм}$	47	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	-
		71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
		80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
		100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
A $l_0 = 1700 \text{ мм}$	81	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	-
		100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
		112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
		140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
B $l_0 = 2240 \text{ мм}$	138	125	0,92	1,39	2,26	2,80	-	-
		140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	-
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
		200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
		224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
C $l_0 = 3750 \text{ мм}$	230	200	1,85	2,77	4,58	5,80	6,33	-
		224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,5
		250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
		280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1

Продовження таблиці 7.

Потужність P_0 передана одним клиновим пасом при $\alpha = 180^\circ$, градусів, довжині l_0 і спокійному навантаженню, передатне число $u = 1$

Переріз паса	Переріз паса	Діаметр d_1 , мм	P_0 (кВт) при швидкості паса v , м/с					
			3	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6	7	8	9
D $l_0 = 6000$ мм	476	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
		400	4,94	7,54	13,3	17,2	20,0	21,1
		450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,3	24,6
		500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

Примітка. Крім вказаних значень діаметри шківів приймають з ряду: 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 і т.п..

Таблиця 8.

Стандартна довжина l клинових пасів (зона допустимих значень заштрихована)

Довжина l , мм	Переріз паса			
	Z	A	B	C
400, 425, 450, 475, 500, 530				
560, 600, 630, 670, 710, 750				
800, 850, 900, 950, 1000, 1060				
1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500				
2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000				
4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000				
6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10000, 10600				

Таблиця 9.

Стандартне значення міжосьової відстані a_{ω} (ГОСТ 2185-66) та модуля m (ГОСТ 9562-60).

a_{ω} , мм	1-й ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 250; 315; 400; 500;...
	2-й ряд: 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560;...
m , мм	1-й ряд: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;...
	2-й ряд: 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11;...

Таблиця 10.

Орієнтовні значення коефіцієнтів K_{FE} та K_{HE}

Типовий режим навантаження	K_{FE}		K_{HE}	
	$m = 6$	$m = 9$	$m = 6$	$m = 9$
Постійний (П)	1,00	1,00	1,00	1,00
Важкий (В)	0,30	0,20	0,50	0,41
Середній рівномірнісний (СР)	0,14	0,10	0,25	0,20
Середній нормальний (СН)	0,07	0,04	0,18	0,13
Легкий (Л)	0,02	0,01	0,06	0,05

Таблиця 11. Рекомендації щодо вибору варіантів матеріалів для шестірні та колеса

Варіант	Шестірня			Колесо		
	Марка сталі	Термообробка	Твердість	Марка сталі	Термообробка	Твердість
1	40X,45,40XH	Поліпшення	269-302 HB	40,45,45XH	Поліпшення	235 – 262 HB
2	40X,40XH,35XM	Поліпшення та гартування СВЧ	45 - 53 HRC	40X,40XH,30XM	»	269 – 302 HB
3	40X,40XH,35XM	Те саме	45 - 53 HRC	40X,40XH,35XM	Поліпшення та гартування СВЧ	45 - 53 HRC
4	20X,20XHM	Поліпшення, цементация та гартування	57 - 63 HRC	40X,40XH,35XM	Те саме	45 - 53 HRC
5	20X,20XHM	Те саме	57 - 63 HRC	20X,20XHM	Поліпшення, цементация та гартування	57 – 63 HRC

Таблиця 12.

Механічні характеристики деяких сталей для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Вид заготовки	Граничні розміри заготовки, мм		Термообробка	Твердість зубців		Границя	
		діаметр	ширина		серцевини	поверхні	Міцності σ_B , МПа	Текучості σ_T , МПа
40Л	Литво	-	-	Нормалізація	163-207 НВ	163-207 НВ	550	320
45	Поковка	125	80	Поліпшення	235-262 НВ	235-262 НВ	780	540
		80	50	»	269-302 НВ	269-302 НВ	890	650
40Х	Поковка	280	125	»	235-262 НВ	235-262 НВ	790	640
		125	80	»	269-302 НВ	269-302 НВ	900	750
		125	80	Поліпшення та гартування СВЧ	269-302 НВ	45-50 HRC	300	750
40ХН	»	320	200	Поліпшення	235-262 НВ	235-262 НВ	800	630
35ХМ		200	125	»	269-302 НВ	269-302 НВ	920	750
		200	125	Поліпшення та гартування СВЧ	269-302 НВ	48-53 HRC	920	750
40ХНМА	»	125	80	Поліпшення та азотування	269-302 НВ	50-56 HRC	980	780
20Х	»	200	125	Поліпшення, цементация та гартування	300-400 НВ	56-63 HRC	1000	800
20ХМН								

Таблиця 13.

Границі контактної витривалості зубців

Сталі	Термообробка або хіміко-термічна обробка зубців	Твердість поверхонь зубців	$\sigma_{H\ limb}$, МПа
Вуглецеві та леговані	Нормалізація або поліпшення Об'ємне гартування Поверхнєве гартування	$H \leq 350\ HB$	$2H_{HB}+70$
		38-50HRC	$18H_{HRC}+150$
		40-50HRC	$17H_{HRC}+200$
Леговані	Цементация або нітроцементация Азотування	$H \geq 56HRC$	$23H_{HRC}$
		550-750HV	1050

Таблиця 14.

Границі контактної $\sigma_{H\ limb}$ і згинальної $\sigma_{F\ limb}^0$ витривалості;
Коефіцієнту запасу міцності S_F

Термообробка (сталь)	Середня твердість		$\sigma_{H\ limb}$	$\sigma_{F\ limb}^0$	S_F при ймовірності незруйну- вання 99%
	Поверхня зубців	В серцевині у основи	МПа		
Нормалізація, поліпшення (35, 35ХМ, 45, 40Х, 40ХН, 40ГЛ)	180...350 НВ		$2 H_{HB} + 70$	$1,8 H_{HB}$	1,70
Об'ємне загартування (35ХМ, 40Х, 40ХН)	38...50 HRC ₉		$17H_{HRC} + 200$	500...550	1,70
Загартування при нагріванні СВЧ (40ХН, 50ХН, 40ХН2МА)	40...50 HRC ₉	25...35 HRC ₉	$17H_{HRC} + 200$	700	1,70
Цементування (12ХН2, 12ХН3А, 18Х2Н4ВА, 20ХН2М)	57...63 HRC ₉	30...45 HRC ₉	$23H_{HRC}$	950	1,55
Азотування (40ХН2МА)	550...750 HV	24...40 HRC ₉	1050	$300 + 1,2 H_{серд}$	1,70

Таблиця 15.

Рекомендації щодо вибору ступеня точності зубчастих передач залежно від колової швидкості v , м/с

Ступінь кінематичної точності	Прямі зубці для передач		Непрямі зубці для передач		Область застосування
	циліндричної	конічної	циліндричної	конічної	
5 6	≥ 15 До 15	≥ 12 До 12	≥ 30 До 30	≥ 20 До 20	Швидкохідні передачі в авіабудуванні, ділильні механізми
7 8	»10 » 6	» 8 » 4	» 15 » 10	» 10 » 7	Передачі загального призначення
9	» 2	» 1,5	» 3	» 2	Тихохідні передачі сільськогосподарських машин

Таблиця 16.

Коефіцієнти динамічного навантаження $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$

Ступінь точності за нормою плавності	Твердість зубців колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубців v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$K_{H\beta}$	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		$K_{F\beta}$	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \geq 40\text{HRC}$	$K_{H\beta}$	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		$K_{F\beta}$	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$K_{H\beta}$	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		$K_{F\beta}$	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \geq 40\text{HRC}$	$K_{H\beta}$	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		$K_{F\beta}$	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$K_{H\beta}$	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		$K_{F\beta}$	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \geq 40\text{HRC}$	$K_{H\beta}$	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		$K_{F\beta}$	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$K_{H\beta}$	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		$K_{F\beta}$	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \geq 40\text{HRC}$	$K_{H\beta}$	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		$K_{F\beta}$	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примітка. У чисельнику – значення для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

Таблиця 17.Коефіцієнти Y_F форми зубців

Z_0	Y_F	Z_0	Y_F	Z_0	Y_F
17	4,26	25	3,90	50	3,65
18	4,20	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,80	80	3,61
20	4,08	32	3,78	100	3,60
21	4,01	37	3,71	150	3,60
22	4,00	40	3,70	∞	3,63
24	3,92	45	3,68		

Таблиця 18.Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ для косозубих та шевронних передач

Колова швидкість коліс v , м/с	Значення $K_{H\alpha}$ для ступеня точності за нормами плавності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	-
15	1,01	1,04	1,09	-	-
20	1,02	1,05	1,12	-	-
25	1,02	1,06	-	-	-

Таблиця 19.

Механічні характеристики матеріалів та допустимі напруження для зубців черв'ячних коліс

Матеріал вінця черв'ячного колеса	Спосіб відливання	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	[σ] _{НО} , МПа при твердості черв'яка,		[σ] _{FO} , МПа при навантаженні		[σ] _{Hmax} МПа	[σ] _{Fmax} МПа
				H ₁ ≥ 45HRC	H ₁ < 45HRC	Реверсивному	Нереверсивному		
БрО10Н1Ф1	ц	285	165	0,9 $\sigma_B c_v$	0,75 $\sigma_B c_v$	0,08 σ_B + 0,25 σ_T	0,16 σ_B	4 σ_T	0,8 σ_T
БрО10Ф1	к з	275 230	200 140						
БрО5Ц5С5	к з	200 145	90 80						
БрА10Ж4Н4	ц к	700 650	460 430	300 - 25 v_s	275 - 25 v_s			2 σ_T	
БрА10Ж3Мц1,5	к з	550 450	360 300						
БрА9Ж3Л	ц к з	530 500 425	245 230 195						
СЧ 18	з	355	-	-	175 - 35 v_s	0,12 σ_B	0,075 σ_B	1,65 σ_B	0,75 σ_B
СЧ 15	з	315	-	-					

Примітки: 1. Позначення способів відливання: ц - відцентровий; к - у кокіль; з - у землю.

2. Для бронзи σ_B і σ_T - при розтягу; для чавуну σ_B - при згині.

3. Швидкість ковзання v_s , м/с.

Таблиця 20.

Значення коефіцієнта діаметра черв'яка q залежно від модуля при $Z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-76)

Модуль m , мм	Коефіцієнта діаметра черв'яка, q
1,60	10,0; 12,5; 16,0 ; 20,0
2,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
2,50	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
3,15	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
4,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
5,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
6,30	8,0; 10,0 ; 12,5; 14,0; 16,0 ; 20,0
8,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
10,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
12,50	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0 ; 20,0
16,00	8,0; 10,0 ; 12,5; 16,0
20,00	8,0; 10,0

Таблиця 21.

Значення коефіцієнтів K_{Hv} динамічного навантаження для черв'ячної передачі v_s , м/с

Ступінь точності передачі	Коефіцієнти K_{Hv} при швидкості ковзання v_s , м/с.			
	$\geq 1,5$	1,5-3,0	3,0-7,5	7,5-12
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Таблиця 22.

Вимоги до черв'ячних передач деяких ступенів точності

Ступень точності	Швидкість ковзання v_s , м/с	Умови виготовлення	Застосування
7	≥ 10	Черв'як загартований, витки шліфовані. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з високими швидкостями та низьким рівнем шуму. Підвищені вимоги до габаритних розмірів
8	≥ 5	Допускається черв'як із твердістю $H < 350$ HB, нешліфований. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з середніми швидкостями. Габаритні розміри не обмежуються
9	≥ 2	Черв'як із твердістю $H < 350$ HB. Колесо нарізають довільним методом	Передачі з малими швидкостями, які працюють періодично. Передачі з ручним приводом

Таблиця 23.Коефіцієнти деформації черв'яка, θ

Число витків черв'яка	Коефіцієнт деформації θ при коефіцієнті діаметра q						
	8	9	10	12	12,5	14	16
1	72	89	108	138	157	179	194
2	57	71	86	112	125	149	163
4	47	58	70	93	101	120	131

Таблиця 24.Значення коефіцієнта форми зубців черв'ячного колеса Y_F

Z_v	28	30	32	35	37	40	50	60	80	100	150
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Таблиця 25.Зведені кути тертя φ' у зачепленні черв'ячної передачі

Швидкість ковзання v_S , м/с	φ' , град	Швидкість ковзання v_S , м/с	φ' , град
0,1	4°34' – 5°09'	4,0	1°19' – 1°43'
1,0	2°35' – 3°08'	7,0	1°02' – 1°29'
2,0	2°00' – 2°35'	10,0	0°55' – 1°22'
3,0	1°36' – 2°00'	15,0	0°48' – 1°09'

Примітка. Менші значення відповідають передачам зі шліфованими черв'яками ($H > 45HRC_3$) і колесами з олов'яної бронзи.

Таблиця 26.

Найбільший діаметр і ширина вінця черв'ячного колеса

Число витків, z_1	d_{a2}	b_2
1	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq 0,75d_{a1}$
2	$\leq d_{a2} + 1,5m$	
4	$\leq d_{a2} + m$	$\leq 0,67d_{a1}$

Таблиця 27.

Граничні кутові швидкості меншої зірочки Р, мм

Число зубців зірочки z_1	ω_{1max} : рад/с із кроком ланцюга Р, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ля роликкових ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Для зубчастих ланцюгів								
17-35	330	265	220	165	130	-	-	-

Таблиця 28.Коефіцієнт K_{Ecp} і $K_{Eвт}$, для типових режимів навантаження

Коефіцієнт інтенсивності	Типовий режим навантаження				
	П	В	СР	СН	Л
K_{Ecp}	1	0,80	0,60	0,40	0,20
$K_{Eвт}$	1	0,80	0,70	0,65	0,45

Примітка. Значення K_{Ecp} і $K_{Eвт}$ наведені для типових режимів навантаження з постійною середньою швидкістю ланцюга.

Таблиця 29.

Параметри приводних роликів ланцюгів (за ГОСТ 13568 -75)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга Р, мм	Відстань між рядами Н, мм	Відстань між внутрішніми пластинами В _{вн} , мм	Діаметр ролика D, мм	Ширина внутрішньої пластинки h, мм	Площа поверхні шарніра однорядного ланцюга А _{оп} , мм ²	Руйнівне навантаження F _{рн} , кН	Маса 1м ланцюга q, кг/м
ПР-12,7-1820-2	12,7	-	7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180		13,92				-	31,8	1,40
ПР-15,875-2270-2	15,875	-	9,65	10,16	14,8	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540		16,59				-	45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	-	12,70	11,91	18,2	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200		22,78				-	72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	-	15,88	15,88	24,2	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340		29,29				-	113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	-	19,05	19,05	30,2	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17770		35,76				-	177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	-	25,4	22,23	36,2	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400		45,44				-	254,0	11,00

Таблиця 30.Коефіцієнти K_H , K_p і $K_{зм}$ для ланцюгової передачі

Умови експлуатації ланцюгової передачі	K_H	K_p	$K_{зм}$
Нахил лінії центрів зірочок щодо горизонту: до 70° більш ніж 70°	1 1,25	- -	- -
Регулювання натягу віток ланцюга: переміщення опор валів передачі натяжною зірочкою вилученням ланок ланцюга	- - -	1 1,15 1,25	- - -
Змащування передачі: достатньо надійне недостатнє (періодичне, нерегулярне)	- -	- -	0,9-1,5 3

Таблиця 31.

Розміри трапецеїдальної та упорної різьб для деяких номінальних діаметрів

Номінальний діаметр d , мм	Крок різьби P , мм	Трапецеїдальна різьба		Упорна різьба	
		Внутрішній діаметр d_1 , мм	Середній діаметр d_2 , мм	Внутрішній діаметр d_1 , мм	Середній діаметр d_2 , мм
20	2	17,5	19	16,528	18,5
	3	22,5	24,5	20,795	23,75
		5	20	23,5	17,322
26	8	17	22	12,116	20,0
	3	28,5	30,5	26,794	24,75
		6	25	29	21,586
32	10	21	27	14,644	24,5
	3	36,5	38,5	34,794	37,75
		7	32	36,5	27,855
40	10	29	35	22,644	32,5
	3	46,5	48,5	44,794	47,75
		8	41	46	36,116
50	12	37	44	29,174	41,0
	3	56,5	58,5	54,794	57,75
		9	50	55,5	44,385
60	14	44	53	35,710	49,5
	4	75,5	78	73,058	77,0
		10	69	75	62,644
80	16	62	72	52,232	68,0

Таблиця 32.

Механічні характеристики деяких сталей

Сталь	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	НВ	HRC
Вуглецева звичайної якості:					
Ст2	320 – 410	215	33	–	–
Ст3	360 – 460	235	27	–	–
Ст4	400 – 510	255	25	–	–
Ст5	490 – 630	285	20	–	–
Вуглецева якісна:					
30	490	294	21	175	–
35	529	314	20	203	–
40	568	321	19	183	–
45	598	363	16	193	–
50	627	373	14	203	–
55	647	382	13	212	–
Легована термооброблена:					
50Г	648	392	13	230 – 250	–
45Г2	686	402	11	270 – 300	–
40Х	980	786	10	210 – 230	–
40ХН	980	588	11	240 – 270	–
40ХС	1225	1080	12	–	40 – 45
35ХГСА	1616	1280	9	–	42 – 48

Таблиця 33.

Допустимий тиск в різьбі передачі гвинт-гайка

Матеріал пари гвинт – гайка	Допустимий тиск [p] , МПа
Загартована сталь – бронза	12 – 15
Незагартована сталь – бронза	8
Незагартована сталь – чавун	5
Сталь – антифрикційний чавун	10 – 13

Примітка. При малих швидкостях ковзання у різних натискних пристроях [p] = (15 – 18) МПа.

У передачах гвинт – гайка ,які забезпечують точні переміщення, [p] = (4 – 5) МПа.

Таблиця 34.

Шпонки призматичні за ГОСТ 23360 -78,мм

Діаметр вала d,мм	Переріз шпонки		Глибина пазів		Гранична довжина	
	b, мм	h, мм	t ₁ , мм	t ₂ , мм	min	max
Від 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10	56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14	70
« 22 » 30	8	7	4,0	3,3	18	90
« 30 » 38	10	8	5,0	3,3	22	110
« 38 » 44	12	8	5,0	3,3	28	140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36	160
« 50 » 58	16	10	6,0	4,3	45	180
« 58 » 65	18	11	7,0	4,4	50	200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56	220
« 75 » 85	22	14	9,0	5,4	63	250
« 85 » 95	25	14	9,0	5,4	70	280
« 95 » 110	28	16	10,0	6,4	80	320
« 110 » 130	32	18	11,0	7,4	90	360

Примітка. Ряд довжин шпонок, мм:

10;12;14;16;18;20;22;25;28;32;36;40;45;50;56;63;70;80;90;100;110;125;140;160;180;200;220;250;280;320;360...

Таблиця 35.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_{σ} і K_{τ} при згині та крученні валів для деяких концентраторів

σ_b , МПа, для матеріалу вала	Шліц		Шпонковий паз		Поперечний отвір	
	K_{σ}	K_{τ}^*	K_{σ}^{**}	K_{τ}	K_{σ}^{***}	K_{τ}
500	1,45	2,25/1,37	1,64/1,38	1,37	2,00/1,65	1,70
600	1,55	2,36/1,46	1,76/1,46	1,54	2,05/1,85	1,80
800	1,65	2,55/1,58	2,01/1,62	1,88	2,10/1,90	1,95
1000	1,72	2,70/1,58	2,26/1,77	2,22	2,20/2,00	1,90

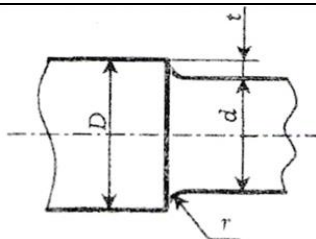
*У чисельнику – для валів із прямокутними шліцами, в знаменнику – для валів із евольвентними шліцами.
**У чисельнику – для пазів, виконаних пальцевою фрезою, у знаменнику – для пазів, виконаних дисковою фрезою.
***У чисельнику при відношенні діаметра отвору до діаметра вала 0,05...0,15, у знаменнику – при 0,15...0,25.

Таблиця 36.Коефіцієнти K_d впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала

Матеріал вала	K_d при діаметрі перерізу d , мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева сталь $\sigma_B = (400 \dots 500)$ МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Вуглецева або легована сталь $\sigma_B = (500 \dots 800)$ МПа	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легована сталь $\sigma_B = (800 \dots 1200)$ МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59

Таблиця 37.

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ для валів із галтелями



D/d	r/d	K _σ для валів із сталі, що має σ _в , МПа			K _τ для валів із сталі, що має σ _в , МПа		
		500	800	1000	500	800	1000
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,10	0,02	2,0	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,80
	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16

Таблиця 38.

Коефіцієнти радіальних (X і X_0) і осьових (Y і Y_0) навантажень

Типи підшипників	R_a / C_0	e	$R_a / (V R_r) \leq e$		$R_a / (V R_r) > e$		X_0	Y_0
			X	Y	X	Y		
Радіальні кулькові однорядні, тип 0000	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5
	0,028	0,22				1,99		
	0,056	0,26				1,71		
	0,084	0,28				1,55		
	0,110	0,30				1,45		
	0,170	0,34				1,31		
	0,280	0,38				1,15		
	0,420	0,42				1,04		
	0,560	0,44				1,00		
Радіально-упорні кулькові однорядні: тип 36000, $\alpha=12^\circ$	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81	0,5	0,46
	0,029	0,34				1,62		
	0,059	0,37				1,46		
	0,086	0,41				1,34		
	0,110	0,45				1,22		
	0,170	0,48				1,13		
	0,290	0,52				1,04		
	0,430	0,54				1,01		
	0,570	0,54				1,00		
тип 46000, $\alpha=26^\circ$	-	0,68	1	0	0,41	0,87	0,5	0,37
тип 66000, $\alpha=36^\circ$	-	0,95	1	0	0,37	0,66	0,5	0,28

Продовження таблиці 38.

Коефіцієнти радіальних (X і X_0) і осьових (Y і Y_0)

Типи підшипників	R_a / C_0	e	$R_a / (V R_r) \leq e$		$R_a / (V R_r) > e$		X_0	Y_0
			X	Y	X	Y		
Радіально-упорні роликові конічні однорядні, тип 7000	-	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$ (див. каталог)	1	0	0,40	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$ (див. каталог)	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ (див. каталог)
Радіальні з циліндричними роликами однорядні, тип 2000; 12000; 32000; 42000	-	-	1	0	1	0	1	0

Таблиця 39.Допустимі значення $[p]$, $[v_s]$ та $[pv_s]$ для підшипників ковзання

Матеріал вкладиша підшипника	$[p]$, МПа	v_s , м/с	та $[pv_s]$, МПа · м/с
Чавун:			
АЧС-1	2,5	5	10
АЧС-5	20	1	20
Латунь:			
ЛКС80-3-3	12	2	10
ЛМцЖ52-4-1	4	2	6
Бронза:			
БрС30	25	12	30
БрО10Ф1	15	10	15
БрА9Ж4Л	15	4	12
Бабіт:			
Б83	10-15	50	50-75
Б16	10	30	3
Фторопласт-4	1,5	5	-
Поліамід АК-7	15-20	4	20
Капрон Б	2-2,5	5	20
Текстоліт	5	5-10	25
Гума (при змащуванні водою)	4-10	10-20	-

Таблиця 40.

Шпонки сегментні за ГОСТ24071-80,мм

Діаметр вала d, мм	Розміри шпонки b x h x R x l, мм	Глибина пазів, мм	
		t ₁	t ₂
Від 8 до 10	3 x 5 x 6,5 x 12,6	3,8	1,4
« 10 » 12	3 x 6,5 x 8 x 15,7	5,3	1,4
« 12 » 14	4 x 6,5 x 8 x 15,7	5,0	1,8
« 14 » 16	4 x 7,5 x 9,5 x 18,6	6,0	1,8
« 16 » 18	5 x 6,5 x 8 x 15,7	4,5	2,3
« 18 » 20	5 x 7,5 x 9,5 x 18,6	5,5	2,3
« 20 » 22	5 x 9 x 11 x 21,6	7,0	2,3
« 22 » 25	6 x 9 x 11 x 21,6	6,5	2,8
« 25 » 28	6 x 10 x 12,5 x 24,5	7,5	2,8

Таблиця 41.Середні допустимі напруження $[\sigma]_{\text{сн}}$, МПа, для нерухомих зубчастих з'єднань

Параметри		Термообробка та середня твердість з'єднання				
ψ	ε	Без термообробки HB 220	Поліпшення HB 270	Гартування та відпуски		
				HRC 40	HRC 45	HRC 52
0,35	0	73	85	105	130	142
0,35	0,25	52	60	77	97	105
0,35	0,50	38	45	60	75	80
0,50	0	47	55	67	85	92
0,50	0,25	32	37	47	60	66
0,50	0,50	22	26	34	42	45

Таблиця 42.Динамічна в'язкість μ деяких мастил при різних температурах

Марка мастила	$\mu \cdot 10^{-6}$, Н · с/мм ² , при температурі t° С						
	30	40	50	60	70	80	90
Індустріальне							
И-40	-	0,060	0,038	0,023	0,017	0,010	0,008
И-30А	0,080	0,038	0,022	0,015	0,010	0,006	0,005
И-20А	0,060	0,030	0,018	0,010	0,008	0,005	0,003
Турбінне Т-22	0,040	0,026	0,018	0,012	0,009	0,006	0,005

Таблиця 43.

Деякі параметри зубчастих з'єднань із прямокутним профілем зубців

Легка серія			Середня серія			Важка серія		
z x d x D x b	d _m , мм	S _F , мм ²	z x d x D x b	d _m , мм	S _F , мм ²	z x d x D x b	d _m , мм	S _F , мм ²
6 x 23 x 26 x 6	24,5	66	6 x 11 x 14 x 3	12,5	34	10 x 16 x 20 x 2,5	18,0	126
6 x 26 x 30 x 6	28,0	118	6 x 13 x 16 x 3,5	14,5	39	10 x 18 x 23 x 3	20,5	195
6 x 28 x 32 x 7	30,0	126	6 x 16 x 20 x 4	18,0	76	10 x 21 x 26 x 3	23,5	223
8 x 32 x 36 x 6	34,0	163	6 x 18 x 22 x 5	20,0	84	10 x 23 x 29 x 4	26,0	312
8 x 36 x 40 x 7	38,0	182	6 x 21 x 25 x 5	23,0	97	10 x 26 x 32 x 4	29,0	319
8 x 42 x 46 x 8	44,0	211	6 x 23 x 28 x 6	25,0	145	10 x 28 x 35 x 4	31,5	426
8 x 46 x 50 x 9	48,0	230	6 x 26 x 32 x 6	29,0	191	10 x 32 x 40 x 5	36,0	576
8 x 52 x 58 x 10	55,0	440	6 x 28 x 34 x 7	31,0	205	10 x 36 x 45 x 5	40,5	749
8 x 56 x 62 x 10	59,0	472	8 x 32 x 38 x 6	35,0	308	10 x 42 x 52 x 6	47,5	978
8 x 62 x 68 x 12	65,0	520	8 x 36 x 42 x 7	39,0	343	10 x 46 x 56 x 7	51,0	1020
10 x 72 x 78 x 12	75,0	750	8 x 42 x 48 x 8	45,0	396	16 x 52 x 60 x 5	56,0	1340
10 x 82 x 88 x 12	85,0	850	8 x 46 x 54 x 9	50,0	600	16 x 56 x 65 x 5	60,5	1690
10 x 92 x 98 x 14	95,0	950	8 x 52 x 60 x 10	56,0	672	16 x 62 x 72 x 6	67,0	2140
10 x 112 x 108 x 16	105,0	1050	8 x 56 x 65 x 10	61,0	854	16 x 72 x 82 x 7	77,0	2460
10 x 112 x 120 x 18	116,0	1740	8 x 62 x 72 x 12	67,0	1072			

Таблиця 44.Значення коефіцієнта $K_{кр}$

Серія	Зовнішній діаметр з'єднання D, мм	Коефіцієнт $K_{кр}$	
		l/D=1,0	l/D=1,5
Легка	До 26	1,3	1,7
	30-50	1,5	2,0
	58-120	1,8	2,6
Середня	До 19	1,6	2,1
	20-30	1,7	2,3
	32-50	1,9	2,8
	54-112	2,4	3,5
Важка	До 23	2,0	3,0
	23-32	2,4	3,5
	35-65	2,7	4,1
	72-102	2,9	4,3

Таблиця 45.

Рекомендації для вибору матеріалу болтів та гайок

Клас міцності болтів	σ_B , МПа		σ_T , МПа	Марка сталі	
	min	max		Болт	Гайка
3.6	300	490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	30; 35	10
6.6	600	800	360	35; 45; 40Г	15
8.8	800	1000	640	30Х; 38ХА	20; 35; 45
10.9	1000	1200	900	40Г2; 40Х	35Х; 38ХА

Таблиця 46.

Рекомендації для вибору матеріалу гайок

Клас міцності гайок	Напруження від навантаження випробування σ_F , МПа	Марка сталі
4	400	Ст3
5	500	10
8	800	20; 35; 45;
10	1000	35Х; 38 ХА

Таблиця 47.

Різьба метрична для кріпильних різьбових деталей

Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормальний P, мм	Діаметр різьби, мм			Крок різьби нормальний P, мм
зовнішній, d	середній, d ₂	внутрішній, d ₁		зовнішній, d	середній, d ₂	внутрішній, d ₁	
5	4,480	4,134	0,80	20	18,376	17,294	2,50
6	5,350	4,918	1,00	22	20,376	19,924	2,50
8	7,188	6,647	1,25	24	22,051	20,752	3,00
10	9,026	8,376	1,50	27	25,051	23,752	3,00
12	10,863	10,106	1,75	30	27,727	26,211	3,50
14	12,701	11,835	2,00	36	33,402	31,670	4,00
16	14,701	13,835	2,00	42	39,077	37,129	4,50
18	16,376	15,294	2,50	48	44,752	42,587	5,00

Таблиця 48.

Коефіцієнти запасу міцності для болтів та гвинтів.

Матеріал болта або гвинта	Значення s для діаметрів болтів d, мм		
	6 – 16	16 – 30	30 – 60
Сталь:			
вуглецева	4 – 3	3 – 2	2 – 1,3
легована	5 – 4	4 – 2,5	2,5 – 2

Таблиця 49.

Границі відхилення діаметрів отворів для найбільш застосовуваних квалітетів у системі отвору

Номинальний розмір, мм	Відхилення, мкм для поля допуску		
	H6	H7	H8
Понад 30 до 50	+16 0	+25 0	+39 0
Понад 50 до 80	+19 0	+30 0	+46 0
Понад 80 до 120	+22 0	+35 0	+54 0
Понад 120 до 180	+25 0	+40 0	+63 0
Понад 180 до 250	+29 0	+46 0	+72 0

Таблиця 50.

Граничні відхилення діаметрів валів при посадках з натягом для найбільш застосовуваних квалітетів (система опору)

Поле допуску	Відхилення, мкм при номінальному розмірі, мм									
	Вище 30 до 40	Вище 40 до 50	Вище 50 до 65	Вище 65 до 80	Вище 80 до 100	Вище 100 до 120	Вище 120 до 140	Вище 140 до 160	Вище 160 до 180	Вище 180 до 200
p6	+42 +26	+42 +26	+51 +32	+51 +32	+59 +37	+59 +37	+68 +43	+68 +43	+68 +43	-
r6	+50 +34	+50 +34	+60 +41	+62 +43	+73 +51	+76 +54	+88 +63	+90 +65	+93 +68	+106 +77
s6	+59 +43	+59 +43	+72 +53	+78 +59	+93+ 71	+101 +79	+117 +92	+125 +100	+133 +108	+151 +122
u7	+85 +60	+95 +70	+117 +87	+132 +102	+159 +124	+179 +144	+210 +170	+230 +190	+250 +210	+282 +236

Таблиця 51.

Допустимі напруги у зварних швах при статичному навантаженні

Вид швів	Характеристика напруженого стану	Зварювання автоматичне, напівавтоматичне, ручне, електродами марок Э42А, Э50А	Зварювання ручне електродами марок Э42, Э50
Стикові	Стиск	$[\sigma_{ст}]' = [\sigma_p]$	$[\sigma_{ст}]' = [\sigma_p]$
	Розтягування	$[\sigma_p]' = [\sigma_p]$	$[\sigma_p]' = 0,9 [\sigma_p]$
	Зріз	$[\tau_3]' = 0,65 [\sigma_p]$	$[\tau_3]' = 0,6 [\sigma_p]$
Кутові	Зріз	$[\tau_3]' = 0,65[\sigma_p]$	$[\tau_3]' = 0,6 [\sigma_p]$
Примітка. Напруги допустимого розтягу для основного металу $[\sigma_p] = \sigma_T / S$ де $S=1,35 \dots 1,6$ для вуглецевих і $S=1,5 \dots 1,7$ для легованих сталей.			

Таблиця 52.Значення коефіцієнта K_e

Вид зварного шва	Сталь	
	вуглецева	низьколегована
Стикові шви з повним проварюванням	1,2	1,3
Кутові лобові шви: при ручному зварюванні при автоматичному зварюванні	2,3	3,2
	1,7	2,4
Кутові флангові шви, що розміщені паралельно лінії дії сили	3,4	4,4

Таблиця 53.

Допустимі напруження для заклепок і деталей заклепкового з'єднання, МПа

Вид деталей	$[\tau]_{зр}$	$[\sigma]_{зм}$	$[\sigma]_p$	$[\tau]_{зр}'$	$[\sigma]_{зм}$
Сталеві заклепки при виконанні отворів:					
свердлінням	140*	280*	-	-	-
	140**	320**	-	-	-
продавлюванням	100*	240*	-	-	-
	100**	280**	-	-	-
Деталі заклепкового з'єднання	-	-	140*	90*	210*
	-	-	160**	100*	240**
* Матеріал Ст2; 10 кп .					
** Те саме, Ст3; 20 кп .					

Таблиця 54.

Границі міцності сталевих пружинних дротів σ_B

Діаметр дроту d, мм	Границя міцності при розтягу σ_B , МПа, для дроту класів		
	III	II	I
Менш ніж 0,3	1750 - 2250	2250 - 2700	2700 - 3100
1	1650 - 2100	2050 - 2500	2500 - 2850
1,5	1450 - 1850	1850 - 2200	2200 - 2500
2	1400 - 1800	1800 - 2100	2000 - 2300
3	1300 - 1650	1650 - 1950	1700 - 1950
4	1150 - 1500	1500 - 1750	1600 - 1850
5	1100 - 1400	1400 - 1650	1500 - 1750
6	1050 - 1350	1350 - 1600	-
7	1000 - 1250	1250 - 1450	-
8	1000 - 1250	1250 - 1450	-

Таблиця 55.Коефіцієнти довговічності пружин K_L

Коефіцієнт асиметрії циклів R	Коефіцієнт K_L при числі циклів навантаження пружин					
	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10^7
0	1	0,85	0,68	0,50	0,42	0,40
0,25	1	0,90	0,74	0,60	0,50	0,50
0,50	1	0,92	0,80	0,68	0,61	0,60
0,75	1	0,96	0,90	0,83	0,80	0,80

Список літератури.

- 1.Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя – М.:Машиностроение,2011. - Т1.- 728 с.,Т2 - 559 с.,Т3 - 557 с.
- 2.Заблонський К.І. Деталі машин: підруч.- Одеса:Астропринт,1999 .- 403.
3. Кравцов Е.Д. Деталі машин і основи конструювання. Збірник задач з розв'язаннями: Навч. посіб. для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів / Одеський національний політехнічний університет.- Одеса: Наука і техніка,2005.-88 с.
- 4.Павлище В.Т. основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч.-2-е вид. перероб.- Львів: Афіша,2003.-560 с.
- 5.17.Подшипники качения: Справ. – каталог/ Под ред. В.Н. Нарішкина , Р.В. Коросташевского - М. : Машиностроение,1984.-280 с.