

Методичні вказівки для курсового проектування та практичних занять з прикладної механіки для студентів технічних вузів. Розділ «Розрахунок передач в машинобудуванні» (склад. В.О.Петрик. – Київ: КПІ, 2009. 88 ст.

Погоджений режим роботи двигуна з режимом роботи механізму чи машини виконують передачі.

Зубчасті передачі – найбільш поширений тип передач в сучасному машинобудуванні; їх застосовують в широкому діапазоні швидкостей, сил, передаточних відношень. Надійність і довговічність зубчастої передачі залежить від вірності проведеного розрахунку.

Правильно спроектована і виготовлена передача при виконанні всіх правил експлуатації не повинна перегріватися і створювати сильний шум при роботі. Поява значного нагрівання, сильного шуму свідчить про недостатки в роботі передачі, пов'язаних з її конструкцією, виготовленням, неправильним вибором мастила чи пошкодженням зубців.

В процесі зачеплення на зубець діє навантаження, що передається зачепленням, і сили тертя. Для кожного зубця напруженість змінюється в часі по перервному віднульовому циклу. Повторно змінні напруження являються причиною руйнації зубців, їх поломки і викришуванню на робочих поверхнях. Тертя в зачепленні викликає зношення і заїдання зубців.

Втомне викришування є найбільш частою причиною виходу із ладу коліс закритих зубчастих передач, працюючих в мастилi.

Процес руйнування починається на ніжці зубця, де розвивається найбільша сила тертя, яка допомагає пластичному деформуванню металу і створенню мікро тріщин на поверхні зубців. Розвитку тріщин допомагає розклинюючий ефект мастила, яке впресовується в тріщини зубців в процесі зачеплення. Розвиток тріщин супроводжується викришуванням частинок металу з поверхні зуба і створенням раковин. Поверхня стає рихлою. Цілісність мастильної плівки порушується, поверхні зубців доторкаються чистими, ювенільними поверхнями, що приводить до швидкого зношення і задиранню зубців.

У відкритих передачах викришування не спостерігається, так як процес зносу поверхонь зубців від абразивної пилки випереджає процес утворення втомлюючих тріщин.

Правильно спроектована передача виключає багато можливих причин пошкодження зубців. У зв'язку з цим розрахунковим шляхом перевіряють витривалість працюючих поверхонь зубців. Розрахунок на витривалість циліндричних прямозубих і косозубих передач (для  $m > 1$ ) стандартизований по ГОСТ 21354-87.

Відкриті передачі розраховують на згин, закриті – на контактну витривалість і перевіряють зубці на згин.

## 1. Визначення основних характеристик передачі.

До основних характеристик передачі відносять такі параметри, які при розрахунках передачі являються вихідними даними. Під час виконання курсового проекту з прикладної механіки студент у завданні отримує загальну схему механізму, який потрібен для подолання сили опору із заданою частотою обертання « $n$ » вхідної ланки – кривошипа ОА.

Режим роботи кривошипа підібраний таким чином, що він не співпадає з режимом роботи електродвигуна. Для узгодження режимів роботи виникає необхідність застосування різних передач, пропонуючи для студента у вигляді кінематичної схеми (мал.1).

Сучасні двигуни для зменшення габаритних розмірів і вартості виконують швидкохідними. Безпосередньо швидкохідний вал двигуна з'єднати з кривошипом ОА, частота обертання якого мала, не можливо. Необхідний привід, головним призначенням якого є зниження обертів до  $n_{OA}$  і підвищення моменту до значення здатного подолати силу корисного опору механізму. Привід складається, по схемі, з клинопасової передачі I, закритого циліндричного прямозубого редуктора II і відкритої циліндричної прямозубої передачі III.

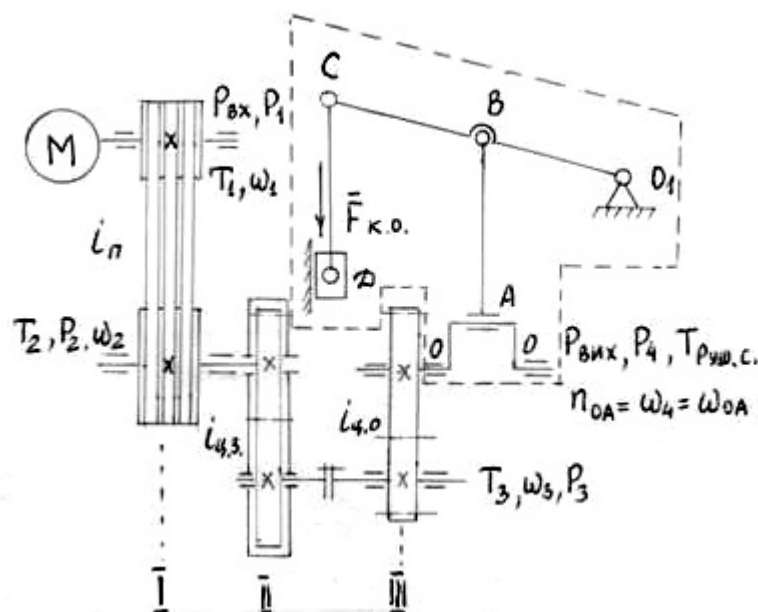
На основі кінематичного і динамічного дослідження механізму визначається момент рушійних сил.

$$T_{рух.сил} = y \mu_T \quad (1)$$

За допомогою  $T_{рух.сил}$  визначається потужність на осі ОА

$$P_{OA} = P_{вих} = P_4 = T_{рух.сил} \cdot \omega_{OA} \quad (2)$$

Приблизна схема завдання .



мал.1

Потужність на вході привода визначається формулою:

$$P_{вх} = P_1 = \frac{P_{OA}}{\eta_{пр}} \quad (3)$$

де  $\eta_{пр}$  - коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу;

$$\eta_{пр} = \eta_p \eta_{ц.з} \eta_{ц.в} \quad (4)$$

$\eta_p$  - ККД пасової передачі:

Для плоско пасових передач  $\eta = 0,94...0,97$ ;

Для клино пасових передач  $\eta_p = 0,94...0,96$ ;

$\eta_{ц.з}$  - ККД циліндричної закритої передачі  $\eta_{ц.з} = 0,96...0,98$ ;

$\eta_{ц.в}$  - ККД циліндричної відкритої передачі  $\eta_{ц.в} = 0,92...0,94$ ;

Для інших передач:

$\eta_k$  - ККД конічної передачі  $\eta_k = 0,91...0,93$ ;

$\eta_ч$  - ККД черв'ячної передачі  $\eta_ч = 0,70...0,92$ .

Зауваження. З'єднуюча муфта у приводі має ККД  $\eta_m = 1$ .

З умови  $P_{дв} \geq P_{вх}$  за табл. 1 вибирають асинхронний трифазний двигун з коротко замкнутим ротором серії 4А (виконання М 100).

Можливості реалізації любым приводом необхідного передаточного відношення враховується частотою обертання двигуна при його виборі.

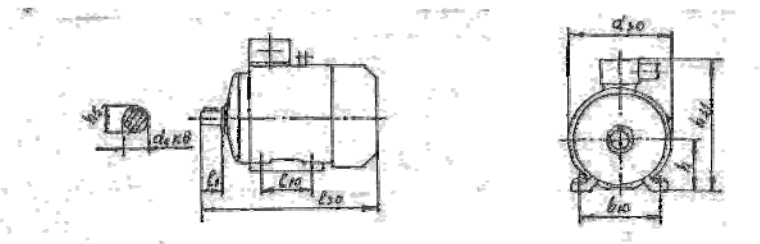
Таблиця 1

Технічні дані асинхронних трифазних коротко замкнутих закритих обдуваючих двигунів з нормальним і підвищеним запускаючим моментом

| Тип<br>двигуна                                                               | Номінальна<br>потужність<br>Р, кВт | Асинхронна частота<br>обертання $\eta_{ном}$ , хв <sup>-1</sup> |
|------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| 1                                                                            | 2                                  | 3                                                               |
| Закриті обдуваючі двигуни з нормальним запускаючим моментом<br>ГОСТ 19483-74 |                                    |                                                                 |
| Синхронна частота обертання $\eta_c = 3000 \text{ хв}^{-1}$                  |                                    |                                                                 |
| 4AA63B2Y<br>3                                                                | 0,55                               | 2840                                                            |
| 4A71AY3                                                                      | 0,75                               | 2840                                                            |
| 4A71B2Y3                                                                     | 1,10                               | 2810                                                            |
| 4A80A2Y3                                                                     | 1,50                               | 2850                                                            |
| 4A80B2Y3                                                                     | 2,20                               | 2850                                                            |
| 4A9012Y3                                                                     | 3,00                               | 2840                                                            |
| 4A1002Y3                                                                     | 4,00                               | 2880                                                            |
| 4A1002Y3                                                                     | 5,50                               | 2880                                                            |
| 4A112M2Y<br>3                                                                | 7,50                               | 2900                                                            |
| 4A132M2Y<br>3                                                                | 11,0                               | 2900                                                            |
| 4A1602Y3                                                                     | 15,0                               | 2940                                                            |
| Синхронна частота обертання $\eta_c = 1500 \text{ хв}^{-1}$                  |                                    |                                                                 |
| 4A71A4Y3                                                                     | 0,55                               | 1390                                                            |
| 4A71B4Y3                                                                     | 0,75                               | 1390                                                            |
| 4A80A4Y3                                                                     | 1,10                               | 1420                                                            |
| 4A80B4Y3                                                                     | 1,50                               | 1415                                                            |
| 4A904Y3                                                                      | 2,20                               | 1425                                                            |
| 4A1004Y3                                                                     | 3,00                               | 1435                                                            |
| 4A1004Y3                                                                     | 4,00                               | 1430                                                            |
| 4A112M4Y<br>3                                                                | 5,50                               | 1455                                                            |
| 4A1324Y3                                                                     | 7,50                               | 1455                                                            |
| 4A132M4Y<br>3                                                                | 11,0                               | 1460                                                            |
| 4A1604Y3                                                                     | 15,0                               | 1465                                                            |

Таблиця 2

Основні розміри асинхронних трифазних коротко замкнутих двигунів серії А4 (виконання М100) по ГОСТ 19483-74



| Тип<br>двигуна | К-ть<br>полюсів | Габаритні<br>розміри,<br>мм |          | Встановлювальні і приєднувальні розміри,<br>мм |          |             |       |          |     |       | Маса,<br>кг |
|----------------|-----------------|-----------------------------|----------|------------------------------------------------|----------|-------------|-------|----------|-----|-------|-------------|
|                |                 | $\ell_{30}$                 | $h_{31}$ | $d_{30}$                                       | $\ell_1$ | $\ell_{10}$ | $d_1$ | $e_{10}$ | $h$ | $h_5$ |             |
| 1              | 2               | 3                           | 4        | 5                                              | 6        | 7           | 8     | 9        | 10  | 11    | 12          |
| 4A71           | 2,4             | 285                         | 201      | 170                                            | 40       | 90          | 19    | 112      | 71  | 21,5  | 15          |
| 4A80A          |                 | 300                         | 218      | 186                                            | 50       | 100         | 22    | 125      | 80  | 24,5  | 17,4        |
| 4A80B          |                 | 320                         | 218      |                                                |          |             |       |          |     |       | 20,4        |
| 4A90           |                 | 350                         | 243      | 208                                            | 50       | 125         | 24    | 140      | 90  | 27    | 28,7        |
| 4A100          | 6,8             | 362                         | 263      | 235                                            | 60       | 112         | 28    | 160      | 100 | 31    | 36,0        |
| 4A100          |                 | 392                         | 263      | 235                                            | 60       | 140         | 28    | 160      | 100 | 31    | 42,0        |
| 4A112          |                 | 452                         | 310      | 260                                            | 80       | 140         | 32    | 190      | 112 | 35    | 56,0        |
| 4A132          |                 | 480                         | 350      | 302                                            | 80       | 140         | 38    | 216      | 132 | 41    | 77          |
| 4A132M         |                 | 530                         | 350      |                                                |          | 178         |       |          |     |       | 93          |
| 4A160          | 2               |                             |          |                                                |          |             |       |          |     |       |             |
|                | 4,6,8           | 624                         | 430      | 358                                            | 110      | 178         | 42    | 254      | 160 | 45    | 130         |
|                | 2               |                             |          |                                                |          |             |       |          |     | 51,5  | 135         |
| 4A160M         | 4,6,8           | 667                         | 430      | 358                                            | 110      | 178         | 42    | 254      | 160 | 45    | 145         |
|                |                 |                             |          |                                                |          |             | 48    |          |     | 51,5  | 160         |

Загальне передаточне відношення привода

$$i_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{oa}} \quad (5)$$

Згідно схеми приводу

$$i_{заг} = i_p i_{ц.з} i_{ц.в} = i_1 i_2 i_3 ,$$

де  $i_p$  - передаточне відношення пасової передачі;

для плоско пасової передачі рекомендується  $i \leq 5$ ,

для клино пасової передачі  $i \leq 7$ ;

$i_{ц.з}$  - передаточне відношення циліндричної закритої передачі,  
рекомендується  $i_{ц.з} = 2 \dots 6$ .

Зауваження. Для стандартних редукторів по ГОСТ 2185-66 рекомендується конкретні передаточні відношення:

$i_k$  - передаточне відношення конічної передачі,  $i_k = 3 \dots 6,3$  (ГОСТ 12289-76) (оптимальні);

$i_q$  - передаточне відношення черв'ячної передачі,  $i_q = 7 \dots 50$ .

При розміщенні загального передаточного відношення бажано виконати нерівність

$$i_1 < i_2 < i_3 \quad (6)$$

Фактичні значення передаточних відношень не повинні відрізнятися від номінальних більш ніж на 2,5 % при  $i \leq 4,5$  і більше ніж на 4% при  $i > 4,5$ ;  $i_1$  рекомендується вибирати у межах  $i_1 = 1,25 \dots 2,0$ .

Допустима похибка передаточного відношення

$$\Delta i = \frac{i_{\text{заг}} - i'_{\text{заг}}}{i'_{\text{заг}}} 100\% \leq |2,5\%|, \quad (7)$$

де  $i'_{\text{заг}}$  - фактичне значення передаточного відношення привода.  
Кутові швидкості кожного вала привода

$$i_p = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad \omega_1 = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30},$$

Звідки

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p}$$

$$i_{\text{ц.з}} = \frac{\omega_2}{\omega_3}, \text{ звідки } \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{\text{ц.з}}};$$

$$i_{\text{ц.в}} = \frac{\omega_3}{\omega_4}, \text{ звідки } \omega_4 = \frac{\omega_3}{i_{\text{ц.в}}}.$$

Потужність на кожному валі

$$\eta_p = \frac{P_2}{P_1} \text{ звідки } P_2 = P_1 \eta_p$$

Зауваження.  $P_1$  в розрахунках необхідно брати не потужність двигуна, а приведену до вала двигуна потужність,  $P_{\text{вх}}$ .

$$\eta_{\text{ц.з}} = \frac{P_3}{P_2}, \text{ звідки } P_3 = P_2 \eta_{\text{ц.з}};$$

$$\eta_{\text{ц.в}} = \frac{P_4}{P_3}, \text{ звідки } P_4 = P_3 \eta_{\text{ц.в}}.$$

Аналогічно кутові швидкості і потужність на валах визначають для інших передач.

## 2. Пасові передачі

Пасова передача відноситься до фрикційних передач, до передач з тертям. У машинобудуванні найбільше застосування отримали плоско та клино пасові передачі.

Плоско пасова передача володіє підвищеною довго тривалістю і рекомендується при більших міжосьових відстанях (до 15 м) і досить високих швидкостях (до 100 м/с). Кліно пасова передача передає більшу, в порівнянні з попередньою передачею, потужність, допускає меншу міжосьову відстань. Швидкість цієї передачі не повинна перебільшувати 30 м/с.

Розрахунок плоско пасових передач

Вихідні дані:

Потужність на валу провідного (малого) шківів  $P_1$ ;

Кутові швидкості шківів  $\omega_1$  і  $\omega_2$ ;

Умови роботи.

Порядок розрахунку

1. В залежності від умов роботи обирають тип паса.

Рекомендація.

гумо тканинні паси по(ГОСТ23831-79, ОСТ 38.0598-76). Витривалі, еластичні, мало реагуючі на вологу. Застосовуються у широкому діапазоні потужностей з підвищеним вмістом парів нафтопродуктів.

Бавовняні суцільно ткані паси по ГОСТ 6982-75\*.

Легкі, гнучкі, добре працюючі на шківів малих діаметрів, але володіють меншою тяговою властивістю і довговічністю, бояться вологості. Рекомендуються для невеликих змінних навантажень і  $V \leq 20$  м/с.

Шкіряні паси по (ГОСТ 18679-73). Володіють високою тяговою властивістю і довговічністю. Рекомендуються для передачі змінних і ударних навантажень.

Спец. паси із синтетичних волокон (МРТУ 17-645-68). Досить витривалі, легкі, еластичні. Можлива робота зі швидкостями до 100 м/с.

2. За допомогою формули М.А.Саверіна визначають діаметр меншого шківів, мм:

$$d_1 = (110 \dots 130) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (8)$$

де  $P_1$  – потужність на валі малого шківів, Вт;  $n_1$  – частота обертання меншого шківів,  $\text{хв}^{-1}$ .

Отримане значення діаметра заокруглюють до стандартного по ГОСТ 17383-73 (табл. 3).

Таблиця 3

Розміри шківів плоско пасових передач по ГОСТ 17383-73\*, мм

| Діаметри шківів                                                                                                                                         |    |                                      |          |     |                                      |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|--------------------------------------|----------|-----|--------------------------------------|
| 50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 |    |                                      |          |     |                                      |
| Ширина                                                                                                                                                  |    | Стрілка<br>випуклості<br>обода шківа | Ширина   |     | Стрілка<br>випуклості<br>обода шківа |
| <i>в</i>                                                                                                                                                | В  |                                      | <i>в</i> | В   |                                      |
| 32                                                                                                                                                      | 40 | 0,3                                  | 90       | 100 | 0,5                                  |
| 40                                                                                                                                                      | 50 |                                      | 100      | 112 |                                      |
| 50                                                                                                                                                      | 63 |                                      | 112      | 125 |                                      |
| 63                                                                                                                                                      | 71 |                                      | 125      | 140 |                                      |
| 71                                                                                                                                                      | 80 | 0,4                                  | 140      | 160 | 0,6                                  |
| 80                                                                                                                                                      | 90 |                                      | 160      | 180 |                                      |

3. Визначають швидкість паса  $V$  і порівнюють її з допустимою для обраного типу паса. Зміною  $d_1$  досягається допустима швидкість

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} \quad (8a)$$

4. Визначають діаметр великого шківа

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \varepsilon) \quad (9)$$

де  $i_p$  - передаточне відношення;  $\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$  - коефіцієнт ковзання,  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ .

Отримане значення  $d_2$  заокруглюють по ГОСТ 17383-73\* (табл.3).

5. Уточнюють передаточне відношення

$$i'_p = d_2 / d_1 (1 - \varepsilon) \quad (10)$$

і визначають похибку

$$\Delta i_p = \frac{i'_p - i_p}{i'_p} \bullet 100\% \leq 5\%$$

6. Визначають, орієнтовно, міжосьову відстань,  $a$

$$2(d_1 + d_2) \leq a \leq 15_m \quad (11)$$

7. Розрахункове значення довжини паса визначають по формулі

$$\ell = 2a + \pi(d_2 + d_1) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a \quad (12)$$

При наявності зшивки довжину паса збільшують до  $\Delta \ell = 100 \dots 400$  мм, тоді повна довжина паса

$$\ell_o = \ell + \Delta \ell$$

Для замкнутої форми паса  $\ell$  заокруглюють до стандартного значення (табл.4).



Таблиця 4

Розміри пасів, мм

| Товщина паса<br>$\delta$ (однієї<br>прокладки) | Ширина<br>$b$ | Внутрішня довжина                                          |                        |
|------------------------------------------------|---------------|------------------------------------------------------------|------------------------|
|                                                |               | Номинальна $\ell$ (ГОСТ<br>1284-68)                        | Граничне<br>відхилення |
| 0,4...0,6                                      | 10            | 250, 260, 280, 300,<br>320,340,                            | $\pm 20$               |
|                                                | 15            | 350, 380, 400, 420,<br>450,480,                            | $\pm 25$               |
|                                                | 20            | 500, 530, 560, 600,<br>630,670,                            |                        |
|                                                | 25            | 710, 750, 800, 850,<br>900,950,                            |                        |
|                                                | 30            | 1000,1060,1120,1180,12<br>50,1320,1400                     |                        |
| 1,0...1,2                                      | 40            | 1500, 1600, 1700, 1800,<br>1900, 2000,                     | $\pm 40$               |
|                                                | 50,           | 2120, 2240, 2360, 2500,<br>2650, 2800,<br>3000, 3150, 3350 | $\pm 45$               |
|                                                | 80,<br>100    | 3550, 3750, 4000                                           | $\pm 50$               |

8. Перевіряють передачу на довговічність за числом перебігів паса

$$U = \frac{V}{\ell} \leq [U], \quad (13)$$

де  $V$  – швидкість паса, м/с;  $\ell$  - довжина паса, м;  $[U]$  - допустиме число перебігів в секунду,  $c^{-1}$

Якщо нерівність не виконується, збільшують довжину паса, тобто збільшують «а».

Рекомендація. Для плоско пасової передачі  $[U] \leq 5c^{-1}$ , для клино пасової  $[U] \leq 10c^{-1}$ .

9. Уточнюють для замкнутої форми паса міжосьову відстань

$$a' = \frac{2\ell - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2\ell - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (14)$$

10. Перевіряють кут обхвату  $\alpha_1$  пасом малого шківа. Для плоско пасової передачі  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , для клино пасової,  $[\alpha_1] \geq 120^\circ$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a'} > [\alpha_1] \quad (15)$$

При невиконанні нерівності збільшують  $a$  чи застосовують натяжний ролик.

11. Згідно рекомендаціям (табл.6) задаються відношення  $d_1/\delta$  і визначають товщину паса  $\delta$ , заокруглюючи її до найближчого меншого стандартного значення (табл. 5).

Таблиця 5

## Розміри пасів

| Товщина паса     |                             |                            |                |              |               |
|------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------|--------------|---------------|
| Гумо тканні паси |                             |                            |                |              |               |
| Число прокладок  | Ширина паса $\text{B}$ , мм | Б-800                      | Б-820          | БКНЛ-65      |               |
|                  |                             | Товщина паса $\delta$ , мм |                |              |               |
|                  |                             | З прошаркам и              | Без про слойок | З прошарками | Без прошарків |
| 3                | 20...112                    | 4,5                        | 3,75           | 3,6          | 3,0           |
| 4                | 20...250                    | 6,0                        | 5,0            | 4,8          | 4,0           |
| 5                | 20...250                    | 7,5                        | 6,25           | 6,0          | 5,0           |
| 6                | 80...260                    | 9,0                        | 7,5            | 7,2          | 6,0           |

Таблиця 6

Відношення діаметра меншого шківa до товщини паса,  $d_1/\delta$

| $d_1/\delta$ | Гумо тканні паси кінцевої довжини по ОСТ 38.0598-76 | Синтетичні по МРТУ 17-645-68 |
|--------------|-----------------------------------------------------|------------------------------|
| Допустимі    | 30                                                  | 50...70                      |
| Рекомендов.  | 40                                                  | 100...150                    |

Визначають допустиму приведену питому колову силу  $[k_0]$  (табл. 7).

Таблиця 7

Значення  $[k_0]$  для плоских пасів

$$\sigma_0 = 1,76 \text{ МПа}, \alpha_1 = 180^\circ, V = 10 \text{ м / с}$$

| Тип паса      | $[k_0]$ , МПа                  | $d_1/\delta$ |
|---------------|--------------------------------|--------------|
| Гумо тканинні | $(2,45 \dots 9,81) \delta/d_1$ | 40           |
| Бавовняні     | $(2,06 \dots 14,7) \delta/d_1$ | 30           |

12. Визначають допустиму питому колову силу  $[k_0]$ , МПа:

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_v C_p C_\theta, \quad (16)$$

де  $C_\alpha$  - коефіцієнт кута обхвату (табл.8);  $C_v$  - швидкісний коефіцієнт;

$$C_v = 1,04 - 0,0004 V^2; \quad (17)$$

$C_p$  - коефіцієнт навантаження і режиму роботи (табл.9);  $C_\theta$  - коефіцієнт, враховуючий вид передачі і її розташування (табл. 10).

Таблиця 8

Значення коефіцієнта  $C_\alpha$

| Кут обхвату, $\alpha_1^0$   | 180 | 170  | 160  | 150  | 140  | 130  | 120  |
|-----------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|
| $C_\alpha$<br>плоских пасів | 1,0 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | -    | -    | -    |
| клинових пасів              | 1,0 | 0,98 | 0,95 | 0,92 | 0,89 | 0,86 | 0,83 |

Таблиця 9

Значення коефіцієнта  $C_p$   
Характер навантаження

| Спокійна<br>Запускаюче<br>навантаження до<br>120% номінального | З врівноваженими<br>коливаннями.<br>Запускаюче<br>навантаження до<br>150% номінального | Зі значними<br>коливаннями.<br>Запускаюче<br>навантаження до<br>200% номінального | Ударне і різко<br>нерівномірне.<br>Запускаюче<br>навантаження до<br>300% номінального |
|----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 1,0                                                            | 0,9                                                                                    | 0,8                                                                               | 0,7                                                                                   |

Таблиця 10

Значення коефіцієнта  $C_\theta$ 

| Передача | Кут нахилу лінії центрів шківів передачі до горизонту |         |       |
|----------|-------------------------------------------------------|---------|-------|
|          | 0...60                                                | 60...80 | 80... |
| Відкрита | 1,0                                                   | 0,9     | 0,8   |

13. Визначають колову силу

$$F_t = P_1 / V ,$$

де  $P_1$  - потужність на валу малого шківа, Вт;  $V$  - швидкість паса, м/с.14. Із умови тягової здатності визначають потрібну площу поперечного перерізу паса  $S$  і його ширину  $B$ .Значення  $B$  заокруглюють до найближчого стандартного значення

$$S = \delta B = \frac{F_t}{[k_n]} \quad (18)$$

де  $S$  вимірюється в квадратних метрах,  $[k_n]$  в ньютонах на

квадратний метр;

$$B = \frac{S}{\delta}$$

Ширина паса в ОСТ 38.0598-76, мм:

20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200.

15. Визначають силу попереднього натягу паса, Н:

$$F_o = S\sigma_0 = \delta B\sigma_0, \quad (19)$$

де  $\delta$  - товщина паса, м;  $B$  - ширина паса, м;  $\sigma_0$  - попередній натяг,

МПа:

$$\sigma_0 = 1,76$$

 $S$  - площа поперечного перерізу (формула (18)).

Розрахунок клино пасових передач.

Вихідні дані ті самі, що і при розрахунку плоско пасової передачі.

Порядок розрахунку.

Розрахунок проводиться аналогічно плоско пасовим передачам з наступними змінами.

В п.1. Користуючись табл.11, за потужністю і передбачуваною швидкістю паса вибирають тип паса.

Таблиця 11

Вибір типу клинового паса

| Передана потужність, кВт | Тип паса при швидкості, м/с |         |      |
|--------------------------|-----------------------------|---------|------|
|                          | ≤ 5                         | 5...10  | >10  |
| ≤ 1                      | О, А                        | О, А    | О    |
| 1...2                    | О, А, Б                     | О, А    | О, А |
| 2...4                    | А, Б                        | О, А, Б | О, А |
| 4...7,5                  | Б, В                        | А, Б    | А, Б |
| 7,5...15                 | В                           | Б, В    | Б, В |
| 15...30                  | -                           | В       | В, Г |
| 30...60                  | -                           | Г, Д    | В, Г |
| 60...120                 | -                           | Д       | Г, Д |
| 120...200                | -                           | Д, Е    | Г, Д |
| 200                      | -                           | -       | Д, Е |

Довідка. Для приводів загального призначення по ГОСТ 1284.3-80 клинові паси випускають семи розмірів (О, А, Б, В, Г, Д, Е) замкнутої форми .

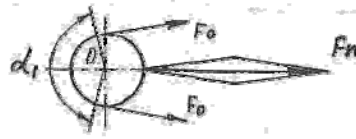
Для автомобілів и т.п. по ГОСТ 15816-76 випускають вентиляторні клинові паси п'яти видів (1, 2, 3, 4, 5).

За табл. 12 визначають розміри перерізу паса(мал.2).

Згідно табл. 11 для однієї потужності рекомендується по два – три типа паса. Розрахунок необхідно вести для всіх рекомендованих пасів, а в кінці вибрати один – той, для якого мінімальні габарити передачі і максимальна довговічність.

В п.2. Користуючись табл. 13 для обраного типу (типів) паса визначають діаметр малого шківa  $d_1$ , мм.

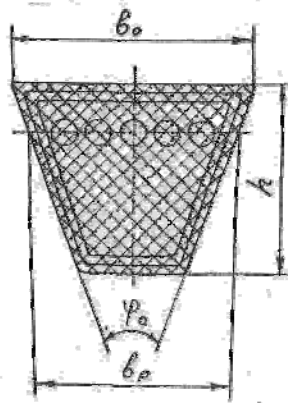
Розподіл сил в пасовій передачі.



Таблиця 12

Клинові паси по ГОСТ 1284.3-80 (мал.2)

| Тип<br>паса | Розміри перерізу, мм |       |      | $S, \text{мм}^2$<br>при<br>$\varphi_0 = 40$ | Розрахунок<br>ова<br>довжина<br>паса $\ell$ ,<br>мм | Стандартний ряд<br>розрахункових<br>довжин $\ell$ , мм |
|-------------|----------------------|-------|------|---------------------------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
|             | $b_0$                | $b_p$ | h    |                                             |                                                     |                                                        |
| О           | 10                   | 8,5   | 6    | 47                                          | 400...2500                                          | 400,450,500,560,630                                    |
| А           | 13                   | 11    | 8    | 81                                          | 560...4000                                          | 710,800,900,1000,1120                                  |
| Б           | 17                   | 14    | 10,5 | 13                                          | 800...6300                                          | 1250,1400,1600,1800,2000                               |
| В           | 22                   | 19    | 13,5 | 23                                          | 1800...10600                                        | 2240,2500,2800,3150,3550                               |
| Г           | 32                   | 27    | 19   | 47                                          | 3150...15000                                        | 4000,4500,5000,5600,6300                               |
| Д           | 38                   | 32    | 23,5 | 69                                          | 4500...18000                                        | 7100,8000,9000,10000,11200,125000                      |



$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$$

В п. 11. згідно рекомендаціям ( $\sigma_0=1,18...1,48$  МПа) задаються напруженістю попереднього натягу і для вибраного типу паса за табл.13 визначають допустиму і приведену питому колову силу  $[k_0]$ .

У п. 14. З розрахунку тягової здатності

$$S = ZS_0 = F_t / [k_n] \quad (20)$$

де  $S_0$  - площа поперечного перерізу одного паса(табл.12);  $S$  - площа загального перерізу;  $Z$  - число пасів; рекомендують число пасів, ( $Z \leq 8$ ).

Таблиця 13

Значення  $[k_0]$  для  $\alpha_1 = 180^\circ$ ;  $V = 10 \text{ м/с}$  і спокійному навантаженні

| Діаметр малого шківa $d_1$ , мм | Тип паса | $[k_0]$ , МПа                            |                                     |
|---------------------------------|----------|------------------------------------------|-------------------------------------|
|                                 |          | При $\sigma_0 = 1,18$ МПа                | При $\sigma_0 = 1,47$ МПа           |
|                                 |          | Кількість пробігів<br>$U = 5...10c^{-1}$ | Кількість пробігів<br>$U < 5c^{-1}$ |
| 71                              | О        | 1,42                                     | 1,59                                |
| 80                              |          | 1,54                                     | 1,71                                |
| 90                              |          | 1,62                                     | 1,82                                |
| 100                             | А        | 1,48                                     | 1,64                                |
| 112                             |          | 1,58                                     | 1,76                                |
| 125                             |          | 1,67                                     | 1,87                                |
| 140                             | Б        | 1,48                                     | 1,64                                |
| 160                             |          | 1,64                                     | 1,84                                |
| 180                             |          | 1,71                                     | 2,01                                |
| 200                             | В        | 1,48                                     | 1,64                                |
| 224                             |          | 1,66                                     | 1,85                                |
| 250                             |          | 1,80                                     | 2,03                                |
| 280                             |          | 1,87                                     | 2,20                                |
| 320                             |          | 1,48                                     | 1,64                                |
| 360                             | Г        | 1,69                                     | 1,89                                |
| 400                             |          | 1,84                                     | 2,12                                |
| 450                             |          | 1,88                                     | 2,20                                |
| 500                             |          | 1,48                                     | 1,64                                |
| 560                             | Д        | 1,69                                     | 1,89                                |
| 630                             |          | 1,88                                     | 2,20                                |
| 800                             |          | 1,48                                     | 1,64                                |

|             |   |              |              |
|-------------|---|--------------|--------------|
| 900<br>1000 | Е | 1,70<br>1,88 | 1,91<br>2,20 |
|-------------|---|--------------|--------------|

### Приклад 1.

Розрахувати відкриту горизонтальну плоско пасову передачу. Вихідні дані: потужність передачі  $P_1=8\text{кВт}$ ; кутова швидкість ведучого шківa  $\omega_1=150\text{ рад/с}$ ; кутова швидкість веденого шківa  $\omega_2=37.5\text{ рад/с}$ ; Умови праці нормальні, навантаження спокійне. Передачу виконати мінімальних розмірів.

### Розв'язання.

#### 1. Передаточне відношення передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{105}{37.5} = 4.0$$

Враховуючи умови праці передачі беремо плоский гумо тканий пас із бельтінга Б-820 або БКНЛ-65 за ГОСТ 23831-79 з числом прокладок  $i_n = 3$  (таб. 5)

#### 2. Визначаємо діаметр меншого ведучого шківa, мм

$$d_1 = (110 \dots 130) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (110 \dots 130)$$

$$\sqrt[3]{\frac{8000}{1432.5}} = (110 \dots 130) 1.774 = (195.2 \dots 230.6) \text{ мм}$$

$$n_1 = \omega_1 \cdot 9.55 = 150 \cdot 9.55 = 1432.5 \text{ хв.}^{-1}$$

Приймаємо по ГОСТ 17383-73\*  $d_1 = 200 \text{ мм}$

#### 3. Швидкість паса

$$v = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 150 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}} < v > = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

#### 4. Діаметр більшого шківa, при $\epsilon = 0.01 \text{ мм}$

$$d_2 = i \cdot d_1 (1 - \epsilon) = 4 \cdot 200 \cdot 0.99 = 792 \text{ мм}$$

За стандартом  $d_2 = 800 \text{ мм}$



## 5. Фактичне передаточне відношення

$$i^f = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{800}{200 \cdot 0.44} = 4.04$$

Похибка  $\Delta i = \frac{i^f - i}{i^f} \cdot 100\% = \frac{4.04 - 4}{4.04} \cdot 100\% = 0.99\% \approx 1\%$ , що допустимо.

## 6. Визначаємо орієнтовно міжосьову відстань передачі.

$$a \geq 2(d_1 + d_2) \geq 2(200 + 800) \geq 2000 \text{ мм}$$

## 7. Довжина паса

$$l = 2a + \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4a} =$$

$$2 \cdot 2000 + \pi \cdot \frac{(200 + 800)}{2} + \frac{(200 + 800)^2}{4 \cdot 2000} = 5695 \text{ мм}$$

Прийmemo добавку паса для зшивки

$$\Delta l = 185 \text{ мм}$$

8. Загальна довжина паса  $l_1 = \Delta l + l = 5880 \text{ мм}$ 9. Оцінка довговічності паса за частотою пробігів  $u = \frac{a}{l_1}$ ,

$$u = \frac{15}{5.88} = 2.55 \text{ с}^{-1} < [u] = 5 \text{ с}^{-1}$$

## 10. Кут обхвату меншого шківa

## 11.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{600}{5880} \approx 174^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ$$

12. По табл. 6 задаємоь відношенням  $d_1 / \delta = 40$  і визначимо товщину паса

$$\delta = \frac{200}{40} = 5 \text{ мм}$$

По табл. 5 приймаємо товщину паса  $\delta = 4.8 \text{ мм}$  з числом прокладок – 4.

## 13. По табл. 7 визначаємо допустиму приведену питому колову силу, МПа

$$[k_0] = 2.45 - 9.81 \frac{\delta}{d_1} = 2.45 - 9.81 \cdot \frac{4.8}{200} = 2.215$$

14. Визначаємо питому колову силу

$$[k_H] = [k_0] \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_\theta$$

$C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату (табл. 8)

$$C_\alpha = 0.97$$

$C_\beta$  - швидкісний коефіцієнт;

Для плоских пасів  $C_\beta = 1.04 - 0.0004 v^2 = 1.04 - 0.0004 \cdot 15 = 1.034$ ;

$C_\gamma$  – коефіцієнт, який характеризує характер навантаження (табл. 9)

$$C_\gamma = 1.0$$

$C_\theta$  – коефіцієнт який характеризує вид передачі і розташування її по відношенню до горизонту (табл. 9)

$$C_\theta = 1.0$$

$$[k_H] = 2.215 \cdot 0.97 \cdot 1.034 \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 2.22 \text{ МПа}$$

15. Значення колової сили  $F_t = \frac{F_1}{v} = \frac{8000}{15} = 533.3 \text{ Н}$

16. Необхідна площа поперечного перерізу  $S$  та ширина “ $b$ ” пасу

$$S = \delta \cdot b = \frac{F_t}{[k_H]} = \frac{533.3}{2.22} = 240.2 \text{ мм}^2$$

$$b = \frac{S}{\delta} = \frac{240.2}{4.8} = 50 \text{ мм}$$

Порівнюючи з таблицею 3 отримали “ $b$ ” стандартним значенням.

17. Визначаємо силу попереднього натягнення пасу  $F_0$ .

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{S}, \text{ звідки } F_0 = \sigma_0 \cdot S = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta$$

де  $\sigma_0$  – попереднє напруження, для плоских пасів  $\sigma_0 = 1.76 \text{ МПа}$

$$F_0 = (4.8 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 1.76 \cdot 10^6) \text{ Н} = 422.4 \text{ Н}.$$

### Приклад 2.

Розрахувати відкриту клинопасову передачу від електродвигуна до редуктора за такими даними: потужність, яку передає передача,  $P_1=8$  кВт, кутова швидкість ведучого шківів  $\omega_1=120$  рад/с, передаточне відношення  $i=4$ . Умови праці нормальні, навантаження спокійне. Передача працює в одну зміну.

### Розв'язання

1. Визначаємо куто швидкість більшого шківів

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{120}{4} = 30 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

2. Користуючись табл.11 по потужності  $P_1=8$ кВт і передбаченій швидкості  $v = 5 \dots 10$  м/с вибираємо тип пасу Б і В. По табл.12 визначаємо розміри вибраних пасів.

Тип Б:  $b_0=17$  мм,  $b_p=14$  мм,  $h=10.5$  мм,  $S_0=138$  мм<sup>2</sup>,

розрахункова довжина  $l=800 \dots 6300$  мм

Тип В:  $b_0=22$  мм,  $b_p=19$  мм,  $h=13.5$  мм,  $S_0=230$  мм<sup>2</sup>,

розрахункова довжина  $l=1800 \dots 10600$  мм

3. Для вибраних типів пасів по табл. 13 визначаємо діаметр малого шківів  $d_1$ , мм.

Тип Б:  $d_1=140$  мм (найменше значення із ряду)

Тип В:  $d_1=200$  мм

4. Швидкість пасу:

$$\text{Тип Б: } v_B = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 120 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 8,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\text{Тип В: } v_B = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 120 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Якщо вибрати резинотканні паси по ГОСТ 23831-79 де допустима швидкість  $<v>=30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , то отримані значення  $v_B$  і  $v_B$  не перевищуватимуть цього значення.

5. Діаметр більшого колеса, мм

$$d_{2B} = i \cdot d_{1B}(1 - \varepsilon) = 4 \cdot 140 \cdot 0,99 = 554,4$$

$$d_{2B} = i \cdot d_{1B}(1 - \varepsilon) = 4 \cdot 200 \cdot 0,99 = 792$$

Приймаємо при  $\varepsilon = 0,01$ ,  $d_{2B} = 560$ ,  $d_{2B} = 790$

6. Уточнюємо передаточне відношення:

$$i_B = \frac{d_{2B}}{d_{1B}(1 - \varepsilon)} = 4,04 \quad \Delta i = \frac{4,04 - 4}{4,04} \cdot 100\% = 0,1\%$$

$$i_B = \frac{d_{2B}}{d_{1B}(1 - \varepsilon)} \quad \Delta i = \left| \frac{3,99 - 4}{3,99} \right| \cdot 100\% = 0,25\%$$

Враховуючи менші габарити паса Б і точність реалізації передаточного відношення вибираємо тип пасу «Б». Доцільно зауважити, що ця величина залежить від конструкції машини і визначається за формулою для плоскопасової передачі –  $\alpha = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$ ; для клинопасової

$\alpha = (1 \dots 2)(d_1 + d_2)$ ; необхідно враховувати, що при зменшенні « $\alpha$ » збільшується частота пробігів паса, при цьому довговічність зменшується; при збільшенні « $\alpha$ » виникають недопустимі поперечні коливання паса.

7. Міжосьова відстань  $\alpha \geq 1,2)(d_1 + d_2) \geq 1,2(140 + 560) \geq 840$   
мм

8. Довжина паса

$$\begin{aligned} l - 2\alpha + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{d_2 - d_1}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4\alpha} \\ = 2 \cdot 840 + \frac{\pi(140 + 560)}{2} + \frac{560 - 140}{2} + \frac{(560 - 140)^2}{4 \cdot 840} \\ = 2831,5 \end{aligned}$$

По ГОСТ 1284.3-80 приймаємо довжину паса  $l' = 2800$  мм

9. Оцінюємо довговічність паса за числом його пробігів

$$U = \frac{\vartheta}{l'} = \frac{8,4 \cdot 10^3}{2800} = 3,0 \text{ с}^{-1} < [U] = 12 \text{ с}^{-1}$$

Допустиме число пробігів паса рекомендують брати  $[U] = (5 \dots 6) \text{ с}^{-1}$  для плоских гумотканевих пасів,  $[U] = (12 \dots 15) \text{ с}^{-1}$  для клинових пасів

10. Уточнена міжосьова відстань

$$\alpha' = \frac{2l' - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l' - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2800 - \pi(560 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 2800 - \pi(560 + 140)]^2 - 8(560 - 140)^2}}{8} =$$

$$= 824 \text{ мм}$$

11. Кут обхвату меншого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{824} = 180^\circ - 29^\circ = 151^\circ > [\alpha] = 120^\circ$$

12. По табл.13 по величині числа пробігів  $\nu = 3,0$  для паса «Б» та діаметрі шківа  $d_1 = 140 \text{ мм}$  –  $\sigma = 1.47 \text{ МПа}$ , а приведена питома колова сила  $[k_0] = 1,64 \text{ МПа}$

13. Визначаємо допустиму питому окружну силу  $[k_H]$

$$[k_H] = [k_0] \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_p \cdot C_\theta = 1.64 \cdot 0.92 \cdot 1.01 \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 1.524$$

Коефіцієнт кута обхвату (табл.8)

$$C_\alpha = 0.92$$

Швидкісний коефіцієнт

$$C_\beta = 1.04 - 0.0004 \cdot v^2 = 1.04 - 0.0004 \cdot 8.4^2 = 1.04 - 0.03 = 1.01$$

Коефіцієнт навантаження та режиму роботи (табл.9)

$$C_p = 1.0$$

Коефіцієнт нахилу передачі до горизонту

$$C_\theta = 1.0$$

14. Колова сила

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{8 \cdot 10^3}{8.4} = 952.4 \text{ Н}$$

15. Площа поперечного перерізу  $S$  та число пасів  $z$ :

$$S = z \cdot S_0 = \frac{F_t}{[k_H]} = \frac{952.4}{1.524 \cdot 10^6} = 624.9 \text{ мм}^2$$

Де  $S_0$  - площа поперечного перерізу одного паса. По табл.12  $S_0 = 138 \text{ мм}^2$

Тоді

$$z = \frac{S}{S_0} = \frac{624.9}{138} = 4.53. \text{ Приймаємо } z = 5$$

16. Сила поперечного натягу віток комплекту клинових пасів обраховується за формулою

$$F_0 = S \cdot \sigma_0 = z \cdot S_0 \cdot \sigma_0 = 5 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 1.47 \cdot 10^6 = 1014.3 \text{ Н}$$

де  $\sigma_0$  - напруження попереднього натягу (п.12)

$$\sigma_0 = 1.47 \text{ МПа}$$

17. Навантаження на вали пасової передачі

$$F_n = F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 1014.3 \cdot \sin\left(\frac{151}{2}\right) = 1880 \text{ Н}$$

### 3. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані:

потужність на валу колеса  $P_3$ , Вт;

кутова швидкість шестерні  $\omega_2$  і колеса  $\omega_3$ ,  $c^{-1}$ ;

умови праці, наприклад, реверсивне навантаження, нереверсивне, термін праці  $t$  (в годинах) і т.д.,

задана кінематична схема передачі (мал. 3).

Порядок розрахунку

1. В залежності  $i_{u3} = i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = u_2$ , задавшись числом зубців шестерні

$Z_1 \geq 17 \dots 20$ , визначають число зубців колеса. Наприклад, якщо

$$Z_1 = 16, \text{ то } Z_2 = u_2 \cdot 17.$$

Примітка. Розрахунок передачі ведуть за більш навантаженим колесом, тобто колесом  $Z_2$ .

2. Визначають обертальні моменти на валах  $T$ , Н·м

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{u3} \cdot i_{u3} \quad (21)$$

Примітка.  $T_2$  визначають за ремінною передачею:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_p \cdot i_p.$$

3. По табл. 14, 16 вибирається матеріал коліс та вид термообробки. Для косо зубих передач твердість матеріалу шестерні необхідно вибрати

вище, для чого необхідно піддавати шестерню азотуванню, цементуванню, або ж поверхневій закальці, що значно підвищує її контактну міцність.

4. За табл. 15 приймають базове число циклів  $N_{HO}$  для шестерні та колеса. Базове число циклів  $N_{FO}$  для всіх сталей рекомендують

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6.$$

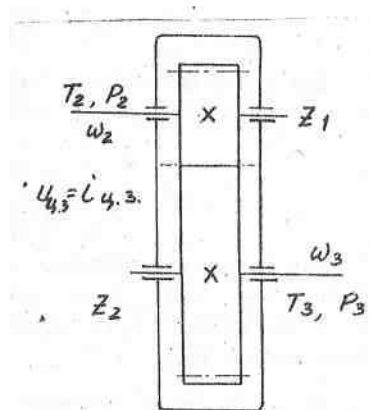


Рис. 3

(22)

5. Визначають число циклів навантажених коліс  $N_{\Sigma}$  за весь час праці (для шестерні та колеса)

$$N_{\Sigma} = 572,4 \cdot \omega \cdot t,$$

Де  $\omega$  - кутова швидкість вала,  $c^{-1}$ ;  $t$  - термін праці передачі,  $Z$ .

Таблиця 14

Рекомендовані поєднання марок матеріалів шестерні і колеса

| Шестерня     | Колесо    | Шестерня  | Колесо      |
|--------------|-----------|-----------|-------------|
| Сталь-45     | Сталь 35  | Сталь 40Х | Сталь 45    |
|              | Сталь 40Л |           | Сталь 50    |
|              | Сталь 45  |           | Сталь 55    |
| Сталь 50     | Сталь 35  | Сталь 35  | Латунь      |
| Сталь 55     | Сталь 45  | Сталь 45  | Бронза      |
| Сталь 40ХНМА | Сталь 40Х | Сталь 15  | Д16Т, В95Т1 |

Таблиця 15

Базове число циклів навантаження  $N_{FO}$

| Твердість<br>зубців НВ | Поверхні | До 200 | 250  | 300 | 350  | 400 |
|------------------------|----------|--------|------|-----|------|-----|
| $N_{HO}$ млн.          | циклів   | 10     | 16,5 | 25  | 36,4 | 50  |

6. Розраховуються коефіцієнти довговічності  $K_{HL}, K_{FL}$ :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{\Sigma}} \geq 1 \leq K_{HL\max}. \quad (23)$$

Для нормалізованих або покращених коліс  $K_{HL\max} = 2,6$ , для коліс з поверхневою закалкою, азотуванням, цементуванням  $K_{HL\max} = 1,8$ ;

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{\Sigma}} \geq 1 \leq 2 \text{ при } HB \leq 350; \quad (24)$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{\Sigma}} \geq 1 \leq 1,6 \text{ при } HB > 350. \quad (25)$$

Для довгочасно працюючих передач ( $t > 10 \cdot 10^3 \text{ з}$ ) [1,6] коефіцієнти  $K_{FL}$  і  $K_{HL}$  можна прийняти рівними 1.

7. По табл. 17 і 18 визначають значення границь витривалості для зубців колеса  $\sigma_{HO2}$ ,  $\sigma_{FO2}$  і для зубців шестерні  $\sigma_{FO1}$

8. Визначають допустимі значення:

а) контактна напруга  $\sigma_H$  для менш міцного матеріалу колеса

$$[\sigma_H] = \left( \frac{\sigma_{HO}}{S_H} \right) K_{HL}, \quad (26)$$

де  $\sigma_{HO}$  - границя контактної витривалості зубців (табл. 17);  $S_H$  - потрібний коефіцієнт безпеки, знаходиться в границях 1,1...1,2 (нижнє значення при нормалізації, покращенні або об'ємній закальці);

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності (формула (23));

б) напруга вигину  $\sigma_F$  для матеріалів шестерні і колеса

$$[\sigma_F] = \left( \frac{\sigma_{FO}}{S_F} \right) K_{FL}, \quad (27)$$

Де  $\sigma_F$  для реверсивних передач напруги вигину необхідно зменшити на 25%,  $\sigma_{FO}$  границя витривалості зубців по злому від напруги вигину (табл. 18), визначається за середньою твердістю; потрібний коефіцієнт безпеки, рекомендується 1,8...2,3;  $K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності (формула (24), (25)).



Таблиця 16

## Механічні характеристики матеріалів зубчатих коліс

| Матеріал  | Вид заготовок | Термо обробка | $\sigma_B$ | $\sigma_T$ | $[\sigma_H]$ | Реверсивна передача | Нереверсив на передача | Твердість    | Примітка                                                        |
|-----------|---------------|---------------|------------|------------|--------------|---------------------|------------------------|--------------|-----------------------------------------------------------------|
| Сталь 35  | Підковка      | Нормалізація  | 520        | 270        | 390          | 110                 | 120                    | HB 140...187 |                                                                 |
| Сталь 15  | -             | -             | 370        | 225        | -            | 80                  | 120                    | -            |                                                                 |
| Сталь 45  |               | Покращення    | 730        | 390        | 490          | 115                 | 180                    | HB 194...222 | Колеса загального призначення<br>$v \leq 8 \text{ м/с}$         |
| “         |               | “             | 690        | 340        | 460          | 150                 | 230                    | HB 180...207 |                                                                 |
| “         |               | “             | 660        | 330        | 440          | 140                 | 220                    | HB 180...192 | Для середньо навантажених коліс                                 |
| Сталь 50  |               | Нормалізація  | 630        | 320        | 495          | 120                 | 190                    | HB 180...229 |                                                                 |
| Сталь 55  |               | “             | 650        | 330        | 510          | 125                 | 195                    | HB 185...241 |                                                                 |
| Сталь 40X |               | покращення    | 780        | 490        | 550          | 190                 | 300                    | HB 215...243 | Для коліс, працюючих з ударними та знакозмінними навантаженнями |
| Сталь 40Л | Лиття         | нормалізація  | 520        | 295        | 350          | 110                 | 170                    | HB 147       |                                                                 |

Таблиця 17

Значення границь контактної витривалості  $\sigma_{HO}$ 

| Термічна обробка зубців  | Твердість поверхні зубців | Група сталі            | $\sigma_{HO}$ , МПа |
|--------------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|
| Нормалізація, покращення | HB $\leq 350$             | Вуглецева або легована | 2 HB + 70           |
| Об'ємна закалка          | HRC 38...50               | Те саме                | 18HR + 150          |
| Поверхнева закалка       | HRC 40...50               | “                      | 17HRC + 200         |
| Цементування             | >HRC 56                   | Легована               | 23HRC               |
| Азотування               | HV 550...750              |                        | 1,5H                |

Примітка.  $\sigma_{HO}$  визначається за середньою твердістю.

Таблиця 18.

Значення границь вигинної витривалості зубців  $\sigma_{FO}$ 

| Термообробка             | Твердість зубців<br>Поверня, серцевина | Група сталі            | $\sigma_{FO}$ , МПа |
|--------------------------|----------------------------------------|------------------------|---------------------|
| Нормалізація, покращення | HB 180...350                           | Вуглецева або легована | 1,8 HB              |
| Об'ємна закалка          | HRC 45...55                            | Легована               | 500...600           |
| Поверхнева               | HRC 48...58; HRC 25...35               | “                      | 600                 |
| Цементування             | HRC 56...63; HRC 32...45               | “                      | 800                 |
| Азотування               | HV 550...750; HRC 24...40              | “                      | 18HRC + 43          |

Косо зубі передачі

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (28)$$

Де  $[\sigma_{H1}]$ ,  $[\sigma_{H2}]$  - допустима контактна напруга відповідна для шестерні і колеса.

При цьому необхідно, щоб виконувалась нерівність

$$[\sigma_H] < 1,23[\sigma_H]_{\min}$$

9. Задаються розрахунковими коефіцієнтами ширини вінця  $\psi_{ed}$  (табл.19).

Таблиця 19.

Рекомендовані значення  $\psi_{ed}$ 

| Розміщення шестерні відносно опори | Твердість робочих поверхонь зубців коліс |            |
|------------------------------------|------------------------------------------|------------|
|                                    | HB ≤ 350                                 | HB > 350   |
| Консольне                          | 0,3...0,4                                | 0,2...0,25 |
| Симетричне                         | 0,8...1,4                                | 0,4...0,9  |
| Несиметричне                       | 0,6...1,2                                | 0,3...0,6  |

Коефіцієнт навантаження  $K_{H\beta}$  (табл.20) і  $K_{F\beta}$  (табл.21)

Таблиця 20.

Орієнтовні значення коефіцієнту  $K_{H\beta}$ 

| Розміщення шестерні відносно опори | Твердість поверхні зубців колеса HB | $\psi_{ed} = \frac{B_2}{d_1}$ |      |      |      |      |      |
|------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------|------|------|------|------|------|
|                                    |                                     | 0,2                           | 0,4  | 0,6  | 0,8  | 1,2  | 1,6  |
| Консольне                          | ≤ 350                               | 1,08                          | 1,17 | 1,28 | -    | -    | -    |
| опори-шарикопідшипники,            | >350                                | 1,22                          | 1,44 | -    | -    | -    | -    |
| Консольне                          | ≤ 350                               | 1,06                          | 1,12 | 1,19 | 1,27 | -    | -    |
| опори-роликотпідшипники            | >350                                | 1,11                          | 1,25 | 1,45 | -    | -    | -    |
| Симетричне                         | ≤ 350                               | 1,01                          | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,07 | 1,11 |
|                                    | >350                                | 1,01                          | 1,02 | 1,04 | 1,07 | 1,16 | 1,26 |
| Несиметричне                       | ≤ 350                               | 1,03                          | 1,05 | 1,07 | 1,12 | 1,19 | 1,28 |
|                                    | >350                                | 1,06                          | 1,12 | 1,20 | 1,29 | 1,48 | -    |

10. Для редукторів загального призначення визначають міжосьову відстань, мм:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{T_2 \cdot K_{H\beta} / (u \cdot \psi_{ed} [\sigma_H]^2)} \quad (29)$$

Знак «+» відповідає зовнішньому зачепленню.

Значення коефіцієнту  $K_a$  приведені в табл. 22.

Для коробок передач і спеціальних редукторів визначають діаметр більш навантаженої шестерні, мм:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1) / (u \cdot \psi_{ed} \cdot [\sigma_H]^2)} \quad (30)$$

Таблиця 21

Орієнтовні значення коефіцієнта  $K_{F\beta}$ 

| Розміщення шестерні відносно опор | Твердість поверхні зубців НВ | $\psi_{ed} = \frac{B_2}{d_1}$ |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------------------------------|-------------------------------|------|------|------|------|------|
|                                   |                              | 0,2                           | 0,4  | 0,6  | 0,8  | 1,2  | 1,6  |
| Консольне,                        | $\leq 350$                   | 1,16                          | 1,37 | 1,64 | -    | -    | -    |
| Опори - шари́копідшипники         | $>350$                       | 1,33                          | 1,70 | -    | -    | -    | -    |
| Консольне                         | $\leq 350$                   | 1,10                          | 1,22 | 1,38 | 1,57 | -    | -    |
| Опори-ро́ликопідшипники           | $>350$                       | 1,20                          | 1,44 | 1,71 | -    | -    | -    |
| Симетричне                        | $\leq 350$                   | 1,01                          | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,14 | 1,26 |
|                                   | $>350$                       | 1,02                          | 1,04 | 1,08 | 1,14 | 1,30 | -    |
| Несиметричне                      | $\leq 350$                   | 1,05                          | 1,10 | 1,17 | 1,25 | 1,42 | 1,61 |
|                                   | $>350$                       | 0,09                          | 1,18 | 1,30 | 1,43 | 1,73 | -    |

В формулах (29) і (30)  $T_2$  - обертовий момент на шестерні,  $H \cdot м$ , (див. рис. 1);  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця (табл. 20),  $\psi_{Bd}$  - відношення ширини вінця до початкового діаметру шестерні;

$$\psi_{Bd} = \frac{B_2}{d_1} = 0,20 \dots 1,60 \quad (31)$$

$\psi_{Bd}$  - відношення ширини вінця до міжосьової відстані

$$\psi_{Bd} = \frac{B_2}{a_w} = \frac{2\psi_{Bd}}{U + I} = 0,20 \dots 1,60 \quad (32)$$

Значення коефіцієнтів  $K_a$  і  $K_\alpha$  - в табл.22.

$[\sigma_H]$  - допустима контактна напруга, МПа.

Таблиця 22

Значення коефіцієнтів  $K_a, K_d, Z_M$ 

| Коефіцієнт                         | Вид коліс            | Матеріали шестерні і колеса |                |                 |                |                    |              |                                 |
|------------------------------------|----------------------|-----------------------------|----------------|-----------------|----------------|--------------------|--------------|---------------------------------|
|                                    |                      | Сталь<br>Сталь              | Сталь<br>Чугун | Сталь<br>Бронза | Чугун<br>Чугун | Текстоліт<br>Сталь | ДСП<br>Сталь | Поліамід<br>(капролон)<br>Сталь |
| 1                                  | 2                    | 3                           | 4              | 5               | 6              | 7                  | 8            | 9                               |
| $K_a, \text{МПа}$<br>$\frac{1}{3}$ | Прямозубі            | 495                         | 445            | 430             | 415            | 200                | 225          | 155                             |
|                                    | Косозубі та шевронні | 430                         | 390            | 375             | 360            | 170                | 195          | 135                             |
| $K_d, \text{МПа}$<br>$\frac{1}{3}$ | Прямозубі            | 770                         | 700            | 680             | 645            | 310                | 360          | 240                             |
|                                    | Косозубі та шевронні | 675                         | 610            | 600             | 565            | 270                | 310          | 210                             |
| $Z_M, \text{МПа}$<br>$\frac{1}{3}$ | -                    | 274                         | 234            | 225             | 209            | 69,5               | 35           | 47,5                            |

Міжосьова відстань  $a_w$  округлити в більшу сторону по (СТ СЭВ 229-75)

ГОСТ 2185-66.

1-й ряд- 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400;

2-й ряд- 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560.

Примітка. Рекомендується  $\psi_{Ba} = \frac{B_2}{a_w}$  :

0,1; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

11. Орієнтовно визначаємо значення модуля передачі:

$m = m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$  - для покращених сталей;

$m = (0,016 \dots 0,031) \cdot a_w$  - для закалених,

$$m = \frac{d_{w1}}{Z_1}$$

( $m_n$  - для косозубих передач).

Значення модуля заокруглити до найближчого більшого стандартного значення з ряду (ГОСТ 9563-60)

$m = 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12$ .

Для косозубих передач задаються модулем  $m_n$  і заокруглюють його по ГОСТ 9563-60. Попередньо приймають кут нахилу зуба на розподільному циліндрі  $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$ .

12. Визначають сумарне число зубців  $Z_\Sigma$  з виразу

$$d_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m_n Z_\Sigma}{2 \cos \beta} \quad (33)$$

Знаючи  $Z_\Sigma$ , визначають число зубців шестерні  $Z_1 = Z_\Sigma / (U + 1)$ , колеса  $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$ , дробові числа заокруглюють до цілих.  
Уточнюють значення кута  $\beta$ :

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot Z_\Sigma}{2a_w}$$

13. Визначають геометричні розміри передачі:

а) розділяючий діаметр  
прямозубих коліс:

$$\text{шестерні} \quad d_1 = m \cdot z_1, \quad (34)$$

$$\text{колеса} \quad d_2 = m \cdot z_2,$$

косозубих коліс:

$$\text{шестерні} \quad d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta},$$

$$\text{колеса} \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta};$$

б) діаметр вершин зубців:

$$\text{прямозубих} \quad d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (35)$$

$$\text{косозубих} \quad d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n;$$

$$\text{в) діаметр ступиці} \quad d_c = (2,0 \dots 1,6) \cdot d_B, \quad (36)$$

де  $d_B$  - діаметр валу;

$$\text{г) довжина ступиці} \quad L_c = (2 \dots 3) \cdot B, \quad (37)$$

де  $B$  - ширина колеса (31, 32). Внутрішній діаметр колеса визначається діаметром валу.

Діаметр валу визначається за формулою:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_k]}},$$

де  $T$  - момент на валу;  $[\tau_k]$  - допустима напружка на обертання.

14. Визначають кругову швидкість коліс і призначають степінь точності по табл.23,  $v = \omega \cdot d/2$ .

Таблиця 23

| Вид передачі | Вид зубців | Степінь точності ( по нормам плавності) |    |    |   |
|--------------|------------|-----------------------------------------|----|----|---|
|              |            | 6                                       | 7  | 8  | 9 |
|              |            | Гранична кругова швидкість $v$ , м/с    |    |    |   |
| Циліндрична  | Прямі      | 15                                      | 10 | 6  | 3 |
|              | Косі       | 30                                      | 15 | 10 | 6 |

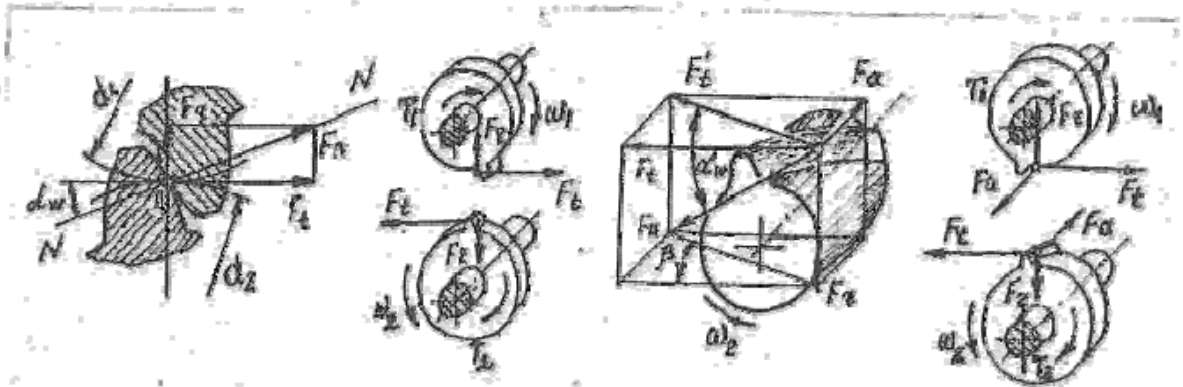
15. Визначають кругове зусилля (рис.4)

Згідно рис.4

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (38)$$

$$F_t = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta; \quad F_a = F_t' \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Рис.4: а- прямозубі передачі; б- косо зубі передачі



Приймають коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}, K_{FV}$ .

Рис.4: а- прямозубі передачі; б- косо зубі передачі

Для прямозубої передачі при  $v \leq 5$  м/с рекомендується:

$$\begin{aligned} K_{HV} &= 1,2 & HB \leq 350 \\ K_{HV} &= 1,1 & HB > 350 \\ K_{FV} &= 1,4 & HB \leq 350 \\ K_{FV} &= 1,2 & HB > 350 \end{aligned} \quad \text{при}$$

Для косозубих передач приймають коефіцієнти  $K_{H\alpha}, K_{HV}, K_{F\beta}, K_{FV}$ ,

$K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує розподілення загрузки між зубцями при  $v \leq 15$  м/с для 6-8 степені точності

$$K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,12$$

$K_{HV}, K_{FV}$  - коефіцієнти динамічного навантаження;

$K_{HV} = 1$  - при будь-якій твердості зубців та  $v \leq 10$  м/с;

$K_{HV} = 1,2$  - при твердості зубців  $\leq 350$  HB та  $v = 10 \dots 20$  м/с;

$K_{HV} = 1,1$  - при твердості зубців  $> 350$  HB та  $v = 10 \dots 20$  м/с;

$K_{F\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (табл.21);

$K_{FV} = 1,2$  - при твердості зубців  $\leq 350$  HB;

$K_{FV} = 1,1$  - теж  $> 350$  HB.

Визначають розрахункову контактну напругу  $\sigma_H$  і порівнюють з допустимою  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . Допускається недовантаження на 10%:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{B_2 \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H]; \quad (39)$$

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{B_2 \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H]; \quad (40)$$

$\sigma_H$  - розрахункова контактна напруга, Па;

$F_t$  - кругове зусилля, Н;

$B_2$  - широта колеса, м;

$d_1$  - діаметр розділяючої окружності шестерні, м;

$U$  - додатне число розглядаємої пари;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (табл. 20);

$K_{HV}$  - коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями.

При невиконанні нерівності збільшити широту вінця колеса  $B_2$ ;

не перевищуючи  $\psi_{Bd}$ , міжосьову відстань  $a_w$  або назначити більш міцні матеріали.

При цьому повторити розрахунки.

Користуючись табл.24, визначають інтерполюванням коефіцієнт форми зуба  $Y_{F1}$  та  $Y_{F2}$  і визначають порівняльні характеристики міцності зубців шестерні та колеса на згин  $\frac{[\sigma_F]}{\gamma_F}$ .

Подальші розрахунки передачі ведуть по найменш міцному зубцю.

$[\sigma_F]$  визначається по формулі (27).

Для косозубих передач визначають еквівалентне число зубців  $Z_{V1}$  та  $Z_{V2}$  по формулі

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta},$$

де  $Z$  - дійсне число зубців косо зубого колеса, потім використовуючи табл. 24, приймають коефіцієнти  $Y_{F1}$  та  $Y_{F2}$

Таблиця 24

Значення коефіцієнта форми зуба для зовнішнього зачеплення

|               |      |      |      |      |      |      |      |       |      |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|-------|------|
| $Z$ або $Z_V$ | 17   | 20   | 22   | 24   | 26   | 28   | 30   | 35    | 40   |
| $Y_F$         | 4,26 | 4,07 | 3,98 | 3,92 | 3,88 | 3,81 | 3,79 | 3,75  | 3,70 |
| $Z$ або $Z_V$ | 45   | 50   | 65   | 80   | 100  | 150  | 300  | рейка |      |
| $Y_F$         | 3,66 | 3,65 | 3,62 | 3,60 | 3,60 | 3,60 | 3,60 |       | 3,63 |

Визначають розрахункову напругу згину  $\sigma_F$  в основі зуба

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t}{B_2 \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_F] \quad (42)$$

Для косозубих передач визначають розрахункову напругу згину в основі ніжки найменш міцного зуба, для якого менше відношення  $\frac{[\sigma_F]}{\gamma_F}$  (для шестерні чи колеса).

$$\sigma_F = 0.9 Y_F \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F]$$



Якщо  $\sigma_F > [\sigma_F]$ , то задається новим (великим) значенням модуля «m», відповідно зміни  $Z_1$ ,  $Z_2$  і повторюють перевірочні розрахунки по формулі (42) і (43). При цьому відстань між осями  $a_w$  не змінюється.

Приклад 3. Розрахувати прямозубий циліндричний редуктор згідно кінематичної схеми (рис. 5).

Вихідні дані:

Потужність на вході  $P_1 = 7.0$  кВт;

Кутова швидкість на вході  $\omega_1 = 78.5$  с<sup>-1</sup>;

Передаточне відношення редуктора  $i_{ц} = 2.5$  (отримано при розбитті)

$i_{заг.}$ ;

Навантаження нереверсивне, близька до сталої;

Термін дії редуктора  $t = 20$  ч. задано кінематичну схему.

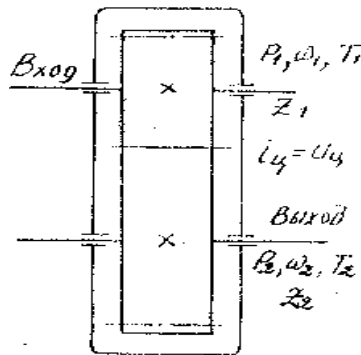


Рис. 5

Порядок розрахунку.

1. Визначається потужність редуктора на виході

$$\eta_{ц} = \frac{P_2}{P_1}$$

За рекомендацією (див. розд. 1) приймаємо

$$P_2 = P_1 \eta_{ц} = 7.0 \cdot 0.98 = 6.86 \text{ кВт}$$

2. Кутова швидкість вихідного валу,  $\omega_2$

$$i_{ц} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{ц}} = \frac{78.5}{2.5} = 31.4 \text{ с}^{-1}$$

звідки

### 3.Обертальні моменти на валах

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1,$$

Звідки

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7000 \text{ Вт}}{78.5 \text{ с}^{-1}} = 89.2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2,$$

Звідки

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6860}{31.4} = 218.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В подальшому розрахунки ведемо за більш навантаженому колесі  $Z_2$ , де  $T_2 > T_1$ .

4. По таб. 14 і 16 вибираємо матеріал зубчатих коліс.

Шестерня – сталь 45 з термообробкою – покращення,  $\sigma_1 = 300 \text{ МПа}$   
середня твердість HB 186.

Колесо – сталь 35 з термообробкою – нормалізація,  $\sigma_1 = 270 \text{ МПа}$   
середня твердість HB 163.

5. По табл. 15 знаходимо базове число циклів зміни напруги:

Для шестерні  $N_{H01} = 10 \cdot 10^6$ ;

Для колеса  $N_{H02} = 10 \cdot 10^6$

Згідно рекомендацій  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

6. За формулою (22) знаходимо число циклів навантаження зубців:

Шестерні  $N_{\Sigma 1} 572.4 \omega_1 t = 572.4 \cdot 78.5 \cdot 20 \cdot 10^3 = 898.7 \cdot 10^6$ ;

Колеса  $N_{\Sigma 2} 572.4 \omega_2 t = 572.4 \cdot 31.4 \cdot 20 \cdot 10^3 = 359.5 \cdot 10^6$ .

7. Коефіцієнти довговічності  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$  визначаються за формулами (23), (24).

Згідно рекомендацій (див. п. 6), приймаємо:

$$K_{HL} = 1, \quad K_{FL} = 1.$$

8. Користуючись табл. 17, 18 визначаємо межі контактної  $\sigma_{HO}$  і  $\sigma_{FO}$  вигинної витривалості:

Для колеса  $\sigma_{H02} = 2HB + 70 = (2 \cdot 163 + 70) = 396 \text{ МПа}$ ;

$$\sigma_{F02} = 1.8HB = 1.8 \cdot 163 = 293 \text{ МПа};$$

Для шестерні  $\sigma_{F01} = 1.8HB = 1.8 \cdot 186 = 334 \text{ МПа}$

9. По виразу (26) визначаємо допустиму контактну напругу для менш міцного матеріалу, тобто для колеса

$$[\sigma_{H2}] = (\sigma_{H02} / S_H) K_{HL} = (396 / 1.1) 1 = 360 \text{ МПа};$$

$$S_H = 1.1 (\text{див. п. 8})$$

10. Допустима напруга згину для шестерні і колеса (формула (27)):

$$[\sigma_{F1}] = (\sigma_{F01} / S_F) K_{FL} = (334 / 2) 1 = 167 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma_{F02} / S_F) K_{FL} = (293 / 2) 1 = 146 \text{ МПа}$$

$$S_F = 2.$$

11. За кінематичною схемою (див. рис. 5) видно, що розміщення шестерні  $Z_1$

на валу відносно опори симетричне, а отже, по табл. 19 значення коефіцієнта ширини зубчатого вінця візьмемо рівним  $\psi_{\alpha d} = 1.1$ .

12. По табл. 20, 21 коефіцієнт навантаження:  $K_{H\beta} = 1.07$ ;

$$K_{F\beta} = 1.14.$$

Значення коефіцієнта  $\psi_{ba} = \frac{2\psi_{ba}}{U+1} = \frac{2 \cdot 1.1}{2.5+1} = 0.6$

13. В нашому випадку – редуктор загального призначення, тому подальшим розрахунком є визначення міжосьових відстаней по формулі (29)

$$\alpha_w = K_{\alpha} (U+1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / U \psi [\sigma_{H2}]}^2 = 495 (2.5+1) \sqrt[3]{\frac{89.2 \cdot 1.07}{2.5 \cdot 0.6 \cdot 360^2}} = 137 \text{ мм.}$$

14. Орієнтовно визначаємо модуль зчеплення (формула (33)):

$$m = (0.01 \dots 0.02) \alpha_w = (0.01 \dots 0.02) \cdot 140 = (1.4 \dots 2.8) \text{ мм.}$$

За ГОСТ 9563-60 (див. п. 11) модулем можна прийняти значення 2; 2.5; 3 мм.

Приймаємо значення модуля  $m=2.5$  мм.

15. Визначаємо число зубців

$$Z_{\Sigma} = \frac{2\alpha_w}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2.5} = 112.$$

Число зубців шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{112}{2.5+1} = 32.$$

Дробове число округлити до цілого.

Число зубців колеса

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 112 - 32 = 80$$

Зауваження

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{80}{32} = 2.5.$$

Допускається:

$$\Delta U = \frac{U' - U}{U'} 100\% = 2.5\%.$$

16. Основні геометричні розміри коліс:

а) діаметри дільчих окружностей

$$d_1 = mZ_1 = 2.5 \cdot 32 = 80 \text{ мм.}$$

$$d_2 = mZ_2 = 2.5 \cdot 80 = 200 \text{ мм.}$$

б) діаметри вершин зубців:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 2.5 = 85 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 2.5 = 205 \text{ мм.}$$

в) діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 80 - 2.5 \cdot 2.5 = 73.75 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 200 - 2.5 \cdot 2.5 = 193.75 \text{ мм;}$$

г) фактична міжосьова відстань

$$\alpha'_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 200}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Фактичне значення  $\alpha'_w$  може відрізнятися від розрахункового.

Розрахункове  $\alpha_w$  є силовою характеристикою передачі, тому подальші розрахунки передачі за участі параметра  $\alpha_w$  потрібно вести за розрахунковою величиною;

д) ширина вінця:

колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot \alpha_w = 0.6 \cdot 140 = 84 \text{ мм.}$$

Округлюємо  $b_2 = 85 \text{ мм.}$

шестерні

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 85 + 5 = 90 \text{ мм.}$$

17. Визначаємо кругову силу на шестерні

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 89.2}{80 \cdot 10^{-3}} = 2230 \text{ Н}.$$

18. Кругова швидкість коліс

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{78.5 \cdot 0.08}{2} = 3.14 \text{ м/с}.$$

По табл.. 23 приймаємо 9-ту степінь виготовлення коліс.

19. за рекомендацією (п. 16) приймаємо коефіцієнт динамічного навантаження:  $K_{HV} = 1.2$ ;  $K_{FV} = 1.4$

20. за формулою (39) визначаємо розрахункове значення контактної напруженості і порівнюємо з допустимою величиною  $[\sigma_H]$ :

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t (U+1)}{(b_2 d_1) U} K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2230}{0.085 \cdot 0.08} \frac{2.5+1}{2.5} 1.07 \cdot 1.2} = 334.7 \text{ МПа},$$

Що менше  $[\sigma_{H2}]$ ,

$$\sigma_H = 334.7 < [\sigma_{H2}] = 360 \text{ МПа}.$$

При цьому контактна міцність зубців гарантована.

Зауваження. Відповідь по формулі для  $\sigma_H$  буде в Па.

21. Користуючись табл.. 24, визначаємо коефіцієнт форми зубу  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  і порівнювальні характеристики міцності зубів шестерні і колеса на згин  $[\sigma_F]/Y_F$ :

Для шестерні  $Z_1=32$ ,  $Y_{F1}=3.77$

Для колеса  $Z_2=80$ ,  $Y_{F2}=3.60$ .

Порівнювальні характеристики:

Шестерні  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1}=167/3.77=44.3 \text{ МПа}$ ;

Колеса  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2}=146/3.60=40.6 \text{ МПа}$ .

Перевірочні розрахунки передачі на міцність необхідно вести за колесом, матеріал якого менш міцний на згин.

22. Визначаємо розрахункове значення напруженості згину в основі ніжки колеса і порівнюємо з допустимою величиною  $[\sigma_{F2}]$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = \left( 3.6 \frac{2230}{0.085 \cdot 0.0025} 1.14 \cdot 1.4 \right) \text{Па} = 60,295 \text{МПа} < [\sigma_{F2}] = 146 \text{МПа},$$

Тобто міцність зубців гарантована.

Приклад 4. Розрахувати закритий косо зубий циліндричний редуктор згідно тієї ж кінематичної схеми (рис. 5). Вихідні дані ті ж.

Порядок розрахунку.

Для вибору матеріалу розрахунки ведуть так як і для прямозубих передач.

1. Потужність редуктора на виході

$$P_2 = 6.86 \text{кВт}$$

2. Кутова швидкість вихідного валу

$$\omega_2 = 31.4 \text{с}^{-1}.$$

3. Обертальні моменти на валах

$$T_1 = 89.2 \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = 218.5 \text{Н} \cdot \text{м}$$

4. Матеріали шестерні і колеса згідно рекомендації п. 3:

Шестерня – сталь 40ХНМА, термообробка – покращення, м'яке азотування,  $HV478, HV525, \sigma_r = 786 \text{МПа}, HRC28$  – серцевини;

Колесо – сталь 40Х, термообробка – покращення  $HV229, \sigma_r = 490 \text{МПа}$ .

5. Для визначення коефіцієнта  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$  використаємо рекомендацію п. 6 для довго працюючих передач

$$K_{HL} = 1; K_{FL} = 1.$$

6. З табл. 17 і 18 визначаємо значення меж контактної  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$  вигинної витривалості:

для матеріалу шестерні:

$$\sigma_{HO1} = 1.5HV = (1.5 \cdot 525) \text{МПа} = 786 \text{МПа};$$

$$\sigma_{FO1} = 19HRC + 43 = (19.28 + 43) \text{МПа} = 575 \text{МПа}$$

для матеріалу колеса:

$$\sigma_{HO2} = 2HB + 70 = (2 \cdot 229 + 70) \text{МПа} = 528 \text{МПа};$$

$$\sigma_{FO2} = 1.8HB = (1.8 \cdot 229) \text{МПа} = 412 \text{МПа}.$$

7. За формулою (26) визначаємо допустиму контактну напругу ( $S_H=1.2$ ) для матеріалу шестерні

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{HO1}}{S_H} K_{HL} = \left( \frac{786}{1.2} \right) \cdot 1 = 655 \text{ МПа};$$

для матеріалу колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{HO2}}{S_H} K_{HL} = \left( \frac{528}{1.2} \right) \cdot 1 = 440 \text{ МПа};$$

8. Визначаємо допустиму контактну напругу по формулі (28)

$$[\sigma_H] = 0.45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0.45(655 + 440) = 492.7 \text{ МПа}$$

умова  $[\sigma_H] < 1.23[\sigma_{H2}]$  виконується

$$492.7 < 541.2$$

9. По формулі (27) допустима напруга згину

$$S_F = 2$$

для матеріалу шестерні

$$[\sigma_{F1}] = \left( \frac{\sigma_{FO1}}{S_F} \right) K_{FL} = \left( \frac{575}{2} \right) \cdot 1 = 287 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F2}] = \left( \frac{\sigma_{FO2}}{S_F} \right) K_{FL} = \left( \frac{412}{2} \right) \cdot 1 = 206 \text{ МПа}$$

10. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами ширини вінця  $\psi_{bd}$  по табл. 19.

Для симетричного (див. рис. 5) місцезнаходження колеса і твердості НВ 478  $\psi_{bd} = 0.4 \dots 0.9$ . Приймаємо  $\psi_{bd} = 0.6$ .

Тоді

$$\psi_{bd} = 2\psi_{bd} / (U + 1) = 2 \cdot 0.6 / (2.5 + 1) = 0.34$$

Приймаємо  $\psi_{bd} = 0.4$  (див. п. 10). По табл. 20, 21 коефіцієнт навантаження

$$K_{H\beta} = 1.04, K_{F\beta} = 1.08.$$

11. Для редуктора загального призначення по формулі (29) визначаємо відстань між осями

$$\alpha_w = K_\alpha (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma_{H2}]^2}} = 430(2.5 + 1) \sqrt[3]{\frac{89.2 \cdot 1.04}{2.5 \cdot 0.4 \cdot 440^2}} = 118 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 приймаємо найближче стандартне значення

$$\alpha_w = 125 \text{ мм.}$$

12. Нормальний модуль

$$m_\eta = (0.01 \dots 0.02). \quad \alpha_w = (1.25 \dots 2.5) \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-60 приймаємо  $m_\eta = 2 \text{ мм.}$

13. Попередньо приймаємо кут нахилу зубу на дільному циліндрі  $\beta = 10^\circ$ . Тоді сумарна кількість зубів ( $\cos 10^\circ = 0.98$ )

$$Z_\Sigma = \frac{2\alpha_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0.98}{2} = 122.5.$$

Приймаємо  $Z_\Sigma = 123$ ,

звідки

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} = \frac{123}{3.5} = 35, Z_2 = Z_\Sigma + Z_1 = 88.$$

Уточнимо

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{88}{35} = 2.51,$$

звідки

$$\Delta U = \frac{U' - U}{U'} 100\% = \frac{2.51 - 2.5}{2.51} 100\% = 0.4\% \leq [2.5\%]$$

Уточнюємо значення кута

$$\cos \beta = \frac{m_n Z_\Sigma}{2\alpha_w} = \frac{2 \cdot 123}{2 \cdot 125} = 0.984, \beta = 10.2^\circ.$$

14. Розраховуємо геометричні розміри передачі:

а) ділені діаметри:

$$d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 35 / 0.984 = 71.1 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 88 / 0.984 = 178.9 \text{ мм.}$$

б) діаметри вершин зубів

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 71.1 + 2 \cdot 2 = 75.1 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 178.9 + 2 \cdot 2 = 182.9 \text{ мм.}$$

в) діаметри впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n = 71.1 - 2.5 \cdot 2 = 66.1 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n = 178.9 - 2.5 \cdot 2 = 173.9 \text{ мм}$$

Фактичні відстані між осями

$$\alpha'_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{71.1 + 178.9}{2} = 125 \text{ мм.}$$

15. Ширина зубчатого вінця:

$$\text{колеса } b_2 = \psi_{ba} \alpha'_w = 0.4 \cdot 125 = 50 \text{ мм;}$$

$$\text{шестерні } b_1 = b_2 + 5 = 50 + 5 = 55 \text{ мм.}$$

16. Кругова швидкість колеса

$$V = \omega_2 \frac{d_2}{2} = 31.4 \frac{178.9 \cdot 10^{-3}}{2} = 2.8 \text{ м/с}$$

По табл. 23 призначаємо 9-ту степінь точності виготовлення коліс.

17. Кругова сила

$$F_\chi = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 89.2}{71.1 \cdot 10^{-3}} = 2509.1 \text{ Н.}$$

18. Розрахункові коефіцієнти  $K_{N\alpha} = 1.07$ ,  $K_{HV} = 1.0$ ,  $K_{H\beta} = 1.04$ .

$$K_{FV} = 1.1.$$

19. Розрахункова контактна напруга (формула(40)), Па:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t(U+1)}{b_2 \cdot d_1 U} K_{N\alpha} K_{H\beta} K_{HV}} = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2509.1}{0.05 \cdot 0.071} \frac{2.5+1}{2.5}} 1.07 \cdot 1.04 \cdot 1.0 = \\ &= 394.6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 492.7 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Умова міцності виконана.

20. Для перевірки передачі по напругам згину визначаємо:



а) еквівалентну кількість зубців (формула(41)):  
шестерні

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{35}{0.952} = 36.7,$$

колеса

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{88}{0.952} = 92.4$$

б) коефіцієнт форми зубців (табл. 24):

шестерні  $Y_{F1} = 3.75$

колеса  $Y_{F2} = 3.60$

в) порівняльні характеристики міцності зубців на згин:

$$\text{шестерні } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{287}{3.75} = 76.5 \text{ МПа};$$

$$\text{колеса } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{260}{3.60} = 72.2 \text{ МПа};$$

Перевірочні розрахунки передачі згину потрібно вести по колесу, зубці якого менш міцні.

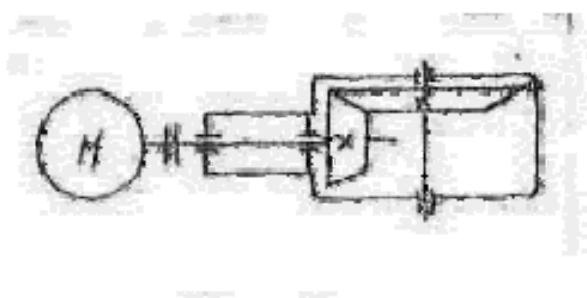
21. Розрахункова напруга згину (формула(43))

$$\sigma_{F2} 0.9 Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} = 0.9 \cdot 3.6 \frac{2509.1}{0.05 \cdot 0.002} 1.08 \cdot 1.1 = 96.6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 206 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

#### 4. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Послідовність розрахунку закритої прямозубої конічної передачі (рис. 6).

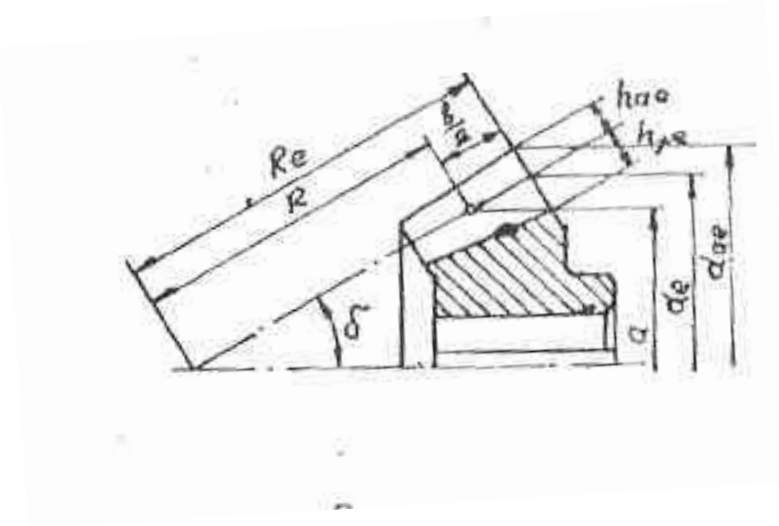


Розрахунок передачі ведуть аналогічно циліндричним прямозубим передачам з наступними змінами.

В п. 10

а) орієнтовно визначають середній дільний діаметр шестерні  $d_1$





В п. 11 задаються виробничим модулем зубців виходячи з числа зубців шестерні  $Z_1 = 18 \dots 28$

$$m_l = d_{l2} / (18 \dots 28)i. \quad (46)$$

З отриманого інтервалу модулів приймають по ГОСТ 9563-60 таке значення  $m_l$ , якому відповідало б ціле або близьке до цілого число зубців колеса  $Z_2 = d_{l2} / m_l$ .

За прийнятим  $m_l$  і  $Z_2$  уточнюють діаметр колеса

$$d'_{l2} = m_l Z_2$$

В п. 13 визначають число зубців шестерні  $Z_1 = Z_2 / U$ , округляють до цілого числа, а потім уточнюють передаюче число

$$U = Z_2 / Z_1,$$

В п. 14 визначають кути дільчих конусів  $\delta_1$  і  $\delta_2$ :

а) для шестерні  $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{U}$ ;

б) для колеса  $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$

В п. 15 перевіряють умову  $(b / R_l) \leq 0.28$  і  $b \leq 10m_l$ , де  $R_l$  - зовнішніх конусних відстаней;

$$R_l = m_l Z_1 / (2 \sin \delta_1). \quad (47)$$

16. Визначають основні геометричні розміри передачі:

а) зовнішній діаметр зовнішніх зубців

$$d_{l1} = m_l Z_1;$$

б) зовнішній діаметр вершин зубців:

шестерні  $d_{al1} = d_{l1} + 2m_l \cos \delta_1$

колеса  $d_{al2} = d_{l2} + 2m_l \cos \delta_2$

в) середня конусна відстань

$$R = R_l - 0.5b;$$

г) середній модуль зчеплення

$$m = m_1 - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1;$$

д) фактичний середній дільний діаметр шестерні

$$d_2' = mZ_1;$$

е) середня кругова швидкість зубчатих коліс, м/с:

$$V = \omega_1 \frac{d_1'}{2};$$

ж) по табл. 23 призначають степінь точності передачі.

17. Кругова сила (рис. 8)

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

18. Коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{HV}$  :

а) при розрахунку на контактну міцність для прямозубої передачі при  $V \leq 5 \text{ м/с}$  рекомендується:

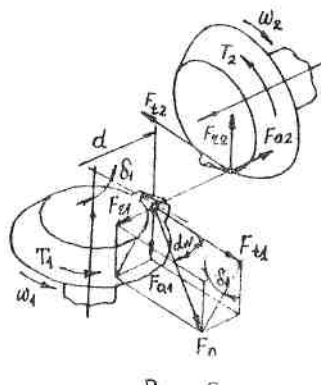
$$K_{HV} = 1.2, \text{ при твердості зубів } \leq HB350;$$

$$K_{HV} = 1.1, \text{ при твердості зубів } > HB350;$$

б) при розрахунку на згибну міцність:

$$K_{FV} = 1.4, \text{ при } \leq HB350;$$

$$K_{FV} = 1.2, \text{ при } > HB350;$$



19. Розрахункові контактні напруги, Па:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{U^2 + 1}}{0.85 d_1' b U}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H]$$

Допускається не до навантаження на 10%.

При невиконанні нерівності збільшують ширину вінця колеса  $b$  або назначають більш міцними матеріалами.

20. Визначають еквівалентні числа зубців:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$$

По табл. 24 визначають значення коефіцієнта форми зуба  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  (при необхідності інтер поліруванням).

21. Перевірочні розрахунки на згин. Визначають в основі зубу шестерні і колеса і порівнюють з допустимою величиною.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{0.85bm} K_{F\beta} \quad K_{FV} \leq [\sigma_{F1}]$$

де  $F_t - H$ ;  $\sigma_{F1} - Па$ ;  $b - м$ ;  $m - м$ ;  $K_{F\beta} - \text{табл.21 (циліндричні передачі)}$ ;  $K_{FV} - \text{див. п.18}$ ;

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}]$$

Приклад 5 Розрахувати закриту конічну прямозубу передачу редуктора.

Потужність на валу шестерні  $P_1 = 6.2 \text{ кВт}$  при  $\omega_1 = 74.4 \text{ с}^{-1}$ . Передаюче відношення передачі  $i = 3.15$ , ККД передачі  $\eta = 0.96$ . Навантаження нереверсивне, близька до постійної. Термін служби передачі  $t = 20 \cdot 10^3 \text{ год}$ .

Розв'язок. 1.3 виразу для передаточного відношення

$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  визначаємо кутову швидкість колеса

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{74.4}{3.15} = 23.6 \text{ 1/с}$$

2. Задаємо число зубців шестерні з числа  $Z_1 \geq 18 \dots 28$ , приймаємо  $Z_2 = 20$ , тоді  $Z_2 = Z_1, U = 20 \cdot 3.15 = 63$ .

3. Обертальний момент на шестерні

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 6.2 \cdot 10^3 / 74.4 = 83.3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

на колесі

$$T_2 = T_1 \eta i = 83.3 \cdot 0.96 \cdot 3.15 = 252 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. Матеріали передачі

шестерня – сталь 40Х, покращена,  $\sigma_r = 690 \text{ МПа}$ , HB272 діаметр заготовки до 120 мм.

Колесо - сталь 45, покращена,  $\sigma_r = 340 \text{ МПа}$ , HB193 діаметр заготовки до 250 мм.

5. По табл. 15

$$N_{HO1} = 25 \cdot 10^6; \quad N_{HO21} = 10 \cdot 10^6; \quad N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

6. Число циклів заправки коліс за термін служби:

$$N_{\Sigma 1} = 572.4 \omega_1 t = 572.4 \cdot 74.4 \cdot 20 \cdot 10^3 = 851731 \cdot 10^3;$$

$$N_{\Sigma 2} = 572.4 \omega_2 t = 572.4 \cdot 23.6 \cdot 20 \cdot 10^3 = 270173 \cdot 10^3.$$

7. Так як  $t > 10 \cdot 10^3$  ч,  $K_{HL} = 1$ ,  $K_{FL} = 1$ .

8. По табл. 17

$$\sigma_{HO1} = 2HB + 70 = 2 \cdot 272 + 70 = 614 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{HO2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 193 + 70 = 456 \text{ МПа}.$$

Менш міцне – колесо

$$\sigma_{FO1} = 1.8HB = 1.8 \cdot 272 = 489.6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FO2} = 1.8HB = 1.8 \cdot 193 = 347.4 \text{ МПа}$$

9. Контактна напруга менш міцного матеріалу колеса

$$[\sigma_H] = (\sigma_{HO2} / S_H) K_{HL} = (456 / 1.1) \cdot 1 = 414.5 \text{ МПа}, S_H = 1.1.$$

Напруження згину

$$[\sigma_{F1}] = (\sigma_{FO1} / S_F) K_{FL} = (489.6 / 2) \cdot 1 = 244.8 \text{ МПа}, S_F = 2.$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma_{FO2} / S_F) \cdot K_{FL} = (347.4 / 2) \cdot 1 = 173.7 \text{ МПа}$$

10. По табл. 19  $\psi_{ba} = 0.4$ , по табл. 20  $K_{M\beta} = 1.17$ , а по табл. 21  $K_{F\beta} = 1.37$ .

11. Середній дільний діаметр шестерні, м:

$$d_1 = 7700 \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.85 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_M]^2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot K_{M\beta}} = 7700 \sqrt[3]{\frac{83.3 \cdot \sqrt{3.15^2 + 1} \cdot 1.17}{0.85 \cdot 0.4 \cdot (456 \cdot 10^6)^2 \cdot 3.15}} = 0.087 \text{ м}$$

Ширина зубчатого вінця

$$b = \psi_{ba} \cdot d_1 = 0.4 \cdot 87 = 34.8 \text{ мм}.$$

Зовнішній дільний діаметр колеса

$$d_{b2} = i \cdot (d_1 + b / \sqrt{i^2 + 1}) = 3.15 \cdot (87 + 34.8 / \sqrt{3.15^2 + 1}) = 307.3 \text{ мм}.$$

Згідно ГОСТ 12289-76 приймаємо  $d_{L2} = 315$  мм,  $b = 48$  мм.

12. При кількості зубців шестерні  $z_1 = 18 \dots 28$  значення виробничого модуля

$$m_l = d_{L2} / [(18 \dots 28) \cdot i] = 315 / [(18 \dots 28) \cdot 3.15] = (5.55 \dots 3.75) \text{ мм}.$$

Приймаємо  $m_l = 5$ , якому відповідає ціле число зубців і яке співпадає з раніше певними значеннями:

$$z_2 = \frac{d_{L2}}{m_l} = \frac{315}{5} = 63, \quad z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{63}{3.15} = 20.$$

По округленим значенням  $m_l$ ,  $z_2$  уточнимо діаметр колеса

$$d'_{L2} = m_l \cdot z_2 = 5 \cdot 63 = 315 \text{ мм}.$$

13. Уточнимо передаточне число

$$U = z_2 / z_1 = 63 / 20 = 3.15.$$

14. Кути дільних конусів,  $\delta_1$  та  $\delta_2$ :

а) для шестерні

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1/U = 1/3,15 = 0,31746, \quad \delta_1 = 17^\circ 15';$$

б) для колеса

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 15' = 72^\circ 45'.$$

15. Перевіряємо умови:

$$\left(\frac{b}{R_l}\right) \leq 0,28 \quad \text{та} \quad b \leq 10 \cdot m_l;$$

$$R_l = m_l \cdot z_1 / (2 \sin \delta_1) = 5 \cdot 20 / 2 \cdot 0,296 = 169,6;$$

$$\frac{b}{R_l} = \frac{48}{169,8} = 0,28; \quad b < 10 \cdot m_l.$$

Умови виконуються.

16. Основні геометричні розміри передачі:

а) зовнішній дільний діаметр шестерні

$$d_{L1} = m_l \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм};$$

б) зовнішній діаметр вершин зубців:

шестерні

$$d_{aL1} = d_{L1} + 2 \cdot m_l \cdot \cos \delta_2 = 100 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 17^\circ 15' = 109,55 \text{ мм}$$

Колеса

$$d_{aL2} = d'_{L2} + 2 \cdot m_l \cdot \cos \delta_2 = 315 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 72^\circ 45' = 318 \text{ мм};$$

в) середня конусна відстань

$$R = R_l - 0,5 \cdot b = 169,6 - 0,5 \cdot 48 = 145,6 \text{ мм};$$

г) середній модуль зчеплення

$$m = m_l - b \cdot \sin \delta_1 / z_1 = 5 - 48 \cdot 0,296 / 20 = 4,3 \text{ мм};$$

д) фактичний середній дільний діаметр шестерні

$$d'_1 = m \cdot z_1 = 4,3 \cdot 20 = 86 \text{ мм};$$

е) середня окружна швидкість зубчатих коліс

$$V = \omega_1 \cdot d'_1 / 2 = 74,4 \cdot 86 \cdot 10^{-3} / 2 = 3,2 \text{ м/с};$$

ж) по табл. 9 назначаємо 8-му степінь точності зубчатих коліс.

17. Окружна сила

$$F_t = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 83,3 / 0,086 = 1937,2 \text{ Н.}$$

18. Коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$ :

а) при розрахунку на контактну міцність

$$K_{HV} = 1,2;$$

б) при розрахунку на гнучку міцність

$$K_{FV} = 1,4.$$

19. Розрахункова контактна напруга

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{0,85 \cdot d'_1 \cdot b} \cdot \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} = \\ &= 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{1937,2}{0,85 \cdot 0,086 \cdot 0,048} \cdot \frac{\sqrt{3,15^2 + 1}}{3,15} \cdot 1,17 \cdot 1,2} = 400318,53 \cdot 10^3 \text{ Па} = \\ &= 400,3 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 414,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Умова міцності виконується.

20. Еквівалентні числа зубців:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 17^\circ 15'} = \frac{20}{0,9555} = 20,93;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{63}{\cos 72^\circ 45'} = \frac{63}{0,3} = 210.$$

По табл. 24  $Y_{F1} = 4,03$ ;  $Y_{F2} = 3,60$ .

21. Напруга згину

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 4,03 \cdot \frac{1937,2}{0,85 \cdot 0,048 \cdot 0,0043} \cdot 1,37 \cdot 1,4 =$$

$$= 85349195 \text{ Па} = 85,35 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 244,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 85,35 \cdot \frac{3,6}{4,03} = 76,25 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 173,7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

## 5. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані:

потужність на валу черв'яка  $P_1$ ;

кутові швидкості  $\omega_1$  та колеса  $\omega_2$ ;

умова роботи передачі та термін служби  $t$  ч.

Метод розрахунку

Черв'ячні передачі розраховують на контактну міцність і на згин зубців черв'ячного колеса як менш міцного у порівнянні з витками черв'яка.

Обирається матеріал черв'ячного колеса (табл.26)



Таблиця 26

## Механічні властивості матеріалів для черв'ячних коліс

| Матеріал      | Спосіб відливки | $\sigma_b$ , Мпа | $\sigma_T$ , Мпа | Матеріал         | Спосіб відливки          | $\sigma_b$ , Мпа | $\sigma_T$ , Мпа |
|---------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|--------------------------|------------------|------------------|
| Бр.ОФ-10-1    | В землю         | 200              | 140              | БР.АЖ9-4         | В землю                  | 400              | 200              |
| Бр.ОНФ        | Центробіжна     | 290              | 170              |                  | В кокіль                 | 500              | 200              |
| Бр.ОФ-10-1    | В кокіль        | 250              | 150              |                  | Центробіжна              | 500              | 200              |
| Бр. ОЦС 6-3-3 | В землю         | 150-200          | 80-100           | Бр.АЖНІО 4-4     | В кокіль або центробіжна | 600              | 200              |
| Бр. ОЦС 5-5-5 | В кокіль        | 180-220          | 80-100           | БР.АЖМІО10-3-1,5 | В кокіль                 | 500              | 200              |
|               | В кокіль        | 200-250          | 80-100           |                  |                          |                  |                  |
|               | В землю         | 600              | 240              |                  |                          |                  |                  |
| ЛАЖМЦ66-63-2  | В кокіль        | 650              | 240              |                  |                          |                  |                  |
|               | Центробіжна     | 700              | 240              |                  |                          |                  |                  |

## Механічні властивості матеріалів для черв'яків

| Матеріал        | Термообробка          | $\sigma_b$ , Мпа | $\sigma_T$ , Мпа | Твердість   |
|-----------------|-----------------------|------------------|------------------|-------------|
| 1               | 2                     | 3                | 4                | 5           |
|                 |                       |                  |                  | HRC         |
| Сталь 45        | Закалка сквозна       | 1200             | 950              | 40...50     |
|                 | закалка поверхнева    | 610              | 360              | HRC 40...52 |
| Сталь 40X       | Закалка сквозна       | 1000             | 800              | HRC 48...52 |
|                 | Поверхнева            | 930              | 690              | HRC 48...52 |
| Сталь 20X, 20XФ | Цементация з закалкою | 650              | 400              | HRC 52...62 |
| Сталь 12ХНЗА    | "                     | 945              | 685              | HRC 56...62 |
| Сталь 18ХГТ     | "                     | 1150             | 950              | HRC 56...62 |

Визначаються допустимі значення контактної напруги та напруги згину  $[\sigma_H]$  і  $[\sigma_F]$ .

З умови контактної міцності визначають міжосьову відстань передачі  $a_w$ . Через цей параметр визначають геометричні розміри передачі.

Для конкретних розмірів передачі по навантаженню, яке передається Р вираховують діючі значення напруг  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$ .

Ці значення порівнюють з допустимими.

При виконанні нерівності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad \text{і} \quad \sigma_F \leq [\sigma_F]$$

Передача вважається розрахованою вірно.

Допускається недовантаження до 10% та перевантаження до 5%.

При невиконанні нерівності необхідно збільшити розміри передачі або обрати більш міцний матеріал.

Порядок розрахунку

1. Визначають передаточне відношення передачі  $i = \omega_1 / \omega_2$ .
2. Задаються числом зубців колеса  $z_2 \geq 28$  і визначають число витків черв'яка:  $i = U = z_2 / z_1$ , і  $z_1 = z_2 / U$ ;  
порада: ціле образно добитися  $z_1 = 1; 2; 4$ .
3. По розрахунковим  $z_1$  і  $z_2$  уточняють передаточне число  $U$  і кутову швидкість колеса  $\omega_2'$ .
4. По табл. 26 обирають матеріал передачі, для чого орієнтовно визначають швидкість ковзання черв'яка, задавшись діаметром  $d_1 = 40 \dots 50$  мм і коефіцієнтом діаметра черв'яка  $q = 8; 10; 12,5$

$$V_{CK} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cos \gamma}; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q};$$

Звідки значення  $\gamma$  і  $\cos \gamma$ .

5. При швидкостях ковзання  $V_{CK} = 6 \dots 25$  м/с і довгих термінах роботи  $t \geq 20 \cdot 10^3$  год рекомендуються олов'янисті бронзи БрОФ. При  $V_{CK} = 2 \dots 6$  м/с – застосовують алюмінієву бронзу БР.АЖ. При  $V_{CK} < 2$  м/с черв'ячні колеса виготовляють з чугунів.

6. Визначають допустимі напруги  $[\sigma_H]$  і  $[\sigma_F]$  для матеріалу вінця колеса, МПа:

а) допустимі контактні напруги  $[\sigma_H]$  для олов'янистих бронз (Бр.ОФ, Бр.ОНФ, Бр.ОЦС та ін.) визначають по емпіричній формулі

$$[\sigma_H] = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL},$$

де  $[\sigma]_{HO}$  - допустима контактна напруга, відповідна  $10^7$  циклам зміни напруги,  $[\sigma]_{HO} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b$ . Великі значення рекомендується отримувати для шліфованих та закалених до твердості HRC 45 черв'яків;  $\sigma_b$  - межа міцності бронзи при розтягу (див. табл. 26);  $K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_\Sigma},$$

Де  $N_\Sigma$  - число циклів навантаження зубців колеса за весь термін служби передачі (формула (22)).  $N_\Sigma$  - не повинна перевищувати значення  $25 \cdot 10^7$ ;

б) для твердих бронз (Бр.АЖ) і чугунів допустима контактна напруга  $[\sigma_H]$  визначають по табл. 27.

7. Визначають допустимі напруги  $[\sigma_H]$  і  $[\sigma_F]$  для матеріалу вінця колеса, МПа (табл. 27).

Таблиця 27

Допустимі напруги  $[\sigma_H]$  і  $[\sigma_F]$  для матеріалів черв'ячних коліс

| Матеріал              |                                  | $[\sigma_H]$ , Мпа, при швидкостях ковзання $V$ , м/с                   |     |     |     |                                                 |     |     |    |
|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|-----|-----|-----|-------------------------------------------------|-----|-----|----|
| Колесо                | Черв'як                          | 0,25                                                                    | 0,5 | 1   | 2   | 3                                               | 4   | 6   | 8  |
|                       | Закалена сталь, твердість $\geq$ | —                                                                       |     |     |     |                                                 |     |     |    |
| Бронза                | HRC 45                           |                                                                         | 245 | 225 | 205 | 177                                             | 157 | 118 | 88 |
| Чугун                 | Сталь                            | 137                                                                     | 117 | 88  | 68  |                                                 |     |     |    |
| Матеріал вінця колеса |                                  | Нереверсійна передача                                                   |     |     |     | Реверсійна передача                             |     |     |    |
| Бронза                |                                  | $[\sigma_F] = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_1) \cdot K_{FL}$ |     |     |     | $[\sigma_F] = 0,16 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL}$ |     |     |    |
| Чугун                 |                                  | $[\sigma_F] = 0,12 \cdot \sigma_B$                                      |     |     |     | $[\sigma_F] = 0,075 \cdot \sigma_B$             |     |     |    |

Примітка. При закаленому і шліфованому (полірованому) черв'яку  $[\sigma_F]$  збільшують на 25%.

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_\Sigma},$$

де  $N_\Sigma$  - число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за весь термін служби  $N_\Sigma = 572,5 \cdot \omega \cdot t$ , при чому  $10^6 \leq N_\Sigma \leq 25 \cdot 10^7$  [6].

8. По табл. 28 по значенню  $z_1$  визначають ККД передачі

Таблиця 28

Залежність  $\eta$  черв'ячних передач від числа витків черв'яка  $z_1$  [6].

| $z_1$  | 1           | 2           | 4           |
|--------|-------------|-------------|-------------|
| $\eta$ | 0,70...0,75 | 0,75...0,82 | 0,82...0,92 |

9. Приймають коефіцієнт навантаження  $K$ :

$K = 1$  – при постійному навантаженні і  $V_2 \leq 3$  м/с;

$K = 1,1 \dots 1,4$  – при змінному навантаженні і  $V_2 > 3$  м/с.

10. Обирають коефіцієнт діаметру черв'яка

$$q = d_1 / m,$$

де  $d_1$  - діаметр дільчий черв'яка;  $m$  - модуль передачі.

Згідно ГОСТ 19672-74  $q = 8; 10; 12,5; 14; 16; 20; 25$ .

Рекомендація. Орієнтовно прийняти  $q = 8, 10$  або  $12,5$ .

11. Із умови контактної міцності вираховується міжосьова відстань передачі, м:

$$a_w \geq \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left[ \frac{170 \cdot 10^3}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right]^2 } \cdot T_2 \cdot K, \quad (54)$$

де  $[\sigma_H]$  - Н/м<sup>2</sup>;  $T_2$  - Н·М. Отримане значення  $a_w$  округлити. Міжосьові відстані  $a_w$  черв'ячних передач згідно ГОСТ 2144-76\*: 40, 60, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм.

12. Користуючись виразом

$$a_w = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2}, \quad (55)$$

визначають модуль передачі  $m = \frac{2a_w}{q + z_2}$ ,

де  $a_w$  - мм, отримане по формулі (54).

Отримане значення модуля округлити по ГОСТ 19672-74\*  $m = 1, 1,25, 1,6, 2, 2,5, 3,15, 4, 5, 6,3, 8, 10, 16, 20$  мм. Уточнити міжосьову відстань

$$a'_w = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2},$$

де  $m$  - стандартний модуль.

Рекомендація. Добитися значення  $a'_w$  цілого числа, в іншому випадку передачу виконують зі зміщенням.

13. Визначають геометричні розміри передачі:

дільчий діаметр черв'яка  $d_1 = q \cdot m$ ,

дільчий кут підйому лінії витка  $\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q$ ,

діаметр вершин витків  $d_{a1} = m \cdot (q + z_1)$ ,

діаметр впадин черв'яка  $d_{f1} = m \cdot (q - 2,4)$ ,

довжина нарізної частини черв'яка, мм

при  $z_1 = 1; 2$ ,  $b_1 = m \cdot (11 + 0,06 \cdot z_2)$ ,

при  $z_1 = 4$ ,  $b_1 = m \cdot (12,5 + 0,09 \cdot z_2)$ .

Для фрезеруючих та шліфуючих черв'яків по технологічним причинам  $b_1$  збільшують на  $3m$ .

Примітка. Черв'яки з  $z_1 = 3$  по ГОСТ 2144-76 не застосовуються.

Дільчий діаметр черв'ячного колеса  $d_2 = m \cdot z_2$ ,

діаметр вершин зубців  $d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2)$ ,

діаметр впадин колеса  $d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4)$ ,

найбільший діаметр черв'ячного колеса  $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$ ;

ширина вінця черв'ячного колеса:

при  $z_1 = 1; 2$ ,  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ ,

при  $z_1 = 4$ ,  $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ .

Умовний кут обхвату черв'яка колесом  $2\delta$  визначається точками перетину дуги діаметром  $d_{a1} - 0,5m$  з контуром вінця:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$$

14. Визначають швидкість ковзання в зчепленні

$$V'_{CK} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cos \gamma}. \quad (56)$$

15. Розрахункове значення ККД передачі

$$\eta' = \eta_n^n \cdot \eta_p \cdot \eta_{3.3} \cdot \eta_{B.n},$$

де,  $n$  - число пар підшипників в передачі;

$\eta_n$  - ККД підшипника качання  $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$ ;

" " ковзання  $\eta_n = 0,97 \dots 0,99$ ;

$\eta_p$  - ККД, враховуючий втрати на розбризкування і перемішування масла в корпусі  $\eta_p = 0,97 \dots 0,98$ ;

$\eta_{3.3}$  - ККД, враховуючий втрати в зубчатому зчепленні  
 $\eta_{3.3} = 0,97 \dots 0,98$ ;

$\eta_{B.n}$  - ККД, враховуючий втрати у в'їзній парі

$$\eta_{B.n} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}.$$

Залежність кута тертя  $\rho'$  швидкості ковзання  $V_{CK}$

|                  |            |           |           |          |
|------------------|------------|-----------|-----------|----------|
| $V_{CK},$<br>м/с | 0,01...0,1 | 0,1...0,5 | 0,5...2,5 | 2,5...10 |
| $\rho'$          | 7°...5°    | 5°...3°   | 3°...2°   | 2°...1°  |

16. Уточнюють номінальний обертальний момент на валу колеса

$$T'_2 = N_1 \cdot \eta / \omega'_2$$

Кругове зусилля (рис. 9)

$$F_t = \frac{2T'_2}{d_2}.$$

17. Якщо матеріалом колеса є тверда бронза, то по значенню  $V'_{CK}$  (див. п. 14) уточнити по табл. 27 значення  $[\sigma_H]$ .

Користуючись формулою

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{T'_2}{d_1} \cdot K}, \quad (57)$$

визначають розрахункову, контактну напругу в зчепленні. Порівнюють напруги  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . Допускається не до навантаження не більше 10%.

18. Визначають еквівалентне число зубців черв'ячного колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (57a)$$

Користуючись табл. 29 (використанням інтер полірування), визначають коефіцієнт форми зуба  $Y_{F2}$ .

Таблиця 29

| Значення коефіцієнта форми зуба |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $z_{V2}$                        | 20   | 24   | 26   | 28   | 30   | 32   | 35   | 37   | 40   |
| $Y_{F2}$                        | 1,98 | 1,88 | 1,85 | 1,8  | 1,76 | 1,71 | 1,64 | 1,61 | 1,55 |
|                                 | 45   | 50   | 60   | 80   | 100  | 150  | 300  |      |      |
|                                 | 1,48 | 1,45 | 1,4  | 1,34 | 1,3  | 1,27 | 1,24 |      |      |

19. Перевіряють розраховану передачу по напругам згину.

Визначають розрахункову напругу згину в основі зуба черв'ячного колеса

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K.$$

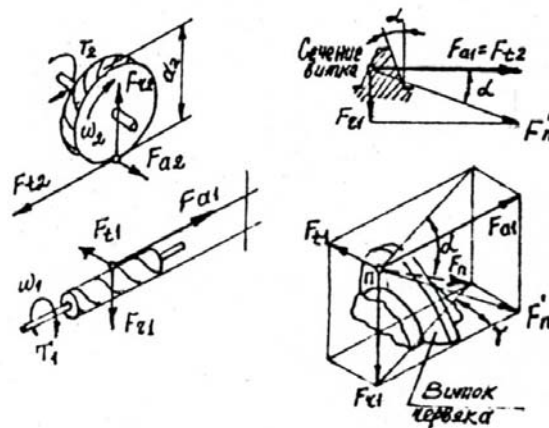


Рис. 9

(58)

Порівнюють з допустимою величиною, виконуючи нерівність

$$\sigma_F \leq [\sigma_F].$$

Приклад 6. Вихідні дані. Потужність на валу черв'яка  $P_1 = 3,4$  кВт, його кутова швидкість  $\omega_1 = 96 \text{ с}^{-1}$ , кутова швидкість колеса  $\omega_2 = 6 \text{ с}^{-1}$ .

Термін служби передачі  $t = 25 \cdot 10^3$  ч, передача не реверсійна.

Порядок розрахунку

1. Передаточне відношення передачі

$$i = \omega_1 / \omega_2 = 96 / 6 = 16.$$

2. Приймаємо  $z_2 = 32$ , тоді  $z_1 = z_2 / i = 32 / 16 = 2$ .

3. По отриманим  $z_1, z_2, \Delta U = 0, \omega_2' = \omega_2$ .

4. По табл. 26 обираємо матеріали передачі:

черв'як – сталь 40Х – закалка з послідуною шліфівкою та поліровкою, HRC 48...52.

колесо – БрАЖ9-4 – відливка в кокиль;

$$\sigma_T = 200 \text{ МПа},$$

$$\sigma_b = 500 \text{ МПа}.$$

Орієнтовно задаємося діаметром черв'яка  $d_1 = 40 \text{ мм}$  і  $q = 8$ ; визначаємо швидкість ковзання

$$V_{CK} = \omega_1 \frac{d_1}{2 \cos \gamma} = 96 \frac{40 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,97} = 1,98 \text{ м/с}, \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{2}{8} = 0,25;$$

$$\cos 14^\circ = 0,97.$$

5. По табл. 27 визначаємо допустимі напруги

$$[\sigma_H] = 205 \text{ МПа}, \quad N_\Sigma = 572,4 \cdot \omega_2 \cdot t = 572,4 \cdot 6 \cdot 25 \cdot 10^3 = 8586 \cdot 10^4,$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_\Sigma} = 0,6;$$

$$[\sigma_F] = (0,08\sigma_b + 0,25\sigma_T) \cdot K_{FL} = (0,08 \cdot 500 + 0,25 \cdot 200) \cdot 0,6 = 54 \text{ МПа}.$$

З урахуванням рекомендації п. 5  $[\sigma_F] = 67,5 \text{ МПа}$ .

6. По табл. 28 ККД передачі  $\eta = 0,75 \dots 0,82$ .

Приймаємо  $\eta = 0,8$ , а значення моменту

$$T_2 = P_1 \cdot \eta / \omega_2' = 3,4 \cdot 10^3 \cdot 0,8 / 6 = 453,3 \text{ Н·м}.$$

7. Коефіцієнт навантаження  $K = 1$ .

8. Коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  прийmemo

$$q = d_1 / m = 8.$$

9. Міжосьова відстань передачі, м

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left[\frac{170 \cdot 10^3}{z_2 / q [\sigma_H]}\right]^2 \cdot T_2 \cdot K} = \left(\frac{32}{8} + 1\right)^3 \sqrt{\left[\frac{170 \cdot 10^3}{32 / 8 \cdot 205 \cdot 10^6}\right]^2 \cdot 453,3 \cdot 1} \geq 0,1345 \geq 134,5$$

мм

Округляємо згідно ГОСТ 214-76 до  $a_w = 160 \text{ мм}$ .

10. Модуль передачі

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 134,5}{8 + 32} = 6,7 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $m = 8 \text{ мм}$ .

Уточнюємо

$$a_w' = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{8(8 + 32)}{2} = 160 \text{ мм}.$$

11. Геометричні розміри передачі.

Дільчі д черв'яка діаметри:

$$\text{черв'яка } d_1 = m \cdot q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_2 = m \cdot z_2 = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм};$$

діаметри вершин

$$d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 8 \cdot (8 + 2) = 80 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 8 \cdot (32 + 2) = 272 \text{ мм};$$

Діаметри впадин:

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2,4) = 8 \cdot (8 - 2,4) = 44,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4) = 8 \cdot (32 - 2,4) = 236,8 \text{ мм};$$

довжина нарізаної частини черв'яка

$$b_1 = m \cdot (11 + 0,06z_2) = 8 \cdot (11 + 0,06 \cdot 32) = 103,36 \text{ мм}.$$

Згідно рекомендаціям, приймаємо  $b_1 = 120 \text{ мм}$ .

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) \leq 272 + 6 \cdot 8/(2 + 2) = 284 \text{ мм};$$

ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \leq 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм};$$

дільчий кут підйому лінії витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25, \quad \gamma = 14^\circ.$$

Умовний кут обхвату черв'яка колесом:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5m)} = 0,7894;$$

$$\delta = 52^\circ 7'; \quad 2\delta = 104^\circ 14'$$

12. Визначаємо швидкість ковзання  $V'_{CK}$  в зчепленні

$$V'_{CK} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cos \gamma'} = \frac{96 \cdot 64 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,97} = 3,167 \text{ м/с}.$$

13. Розрахункове значення ККД передачі:

$$\eta' = \eta_n^n \cdot \eta_{3,3} \cdot \eta_p \cdot \eta_{B,n} = 0,99^2 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,9 = 0,85;$$

$$\eta_{B,n} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = \operatorname{tg} 14^\circ / \operatorname{tg}(14^\circ + 1^\circ 30') \cong 0,9.$$

14. Уточнюємо номінальний обертальний момент

$$T'_2 = P_1 \cdot \eta' / \omega'_2 = 3,4 \cdot 10^3 \cdot 0,85 / 6 = 481,7 \text{ Н·м}.$$

Кругове зусилля

$$F_{t2} = \frac{2T'_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 481,7}{256 \cdot 10^{-3}} = 3763,2 \text{ Н}.$$

15. Уточнюємо по табл. 27 значення  $[\sigma_H]'$  згідно

$$V'_{CK} = 3,167 \text{ м/с}; \quad [\sigma_H]' \cong 170 \text{ МПа}.$$

Визначаємо розрахункове значення контактної напруги  $\sigma_H$  і порівнюємо з допустимим  $[\sigma_H]'$ :

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{T'_2}{d_1} \cdot K} = \frac{480 \cdot 10^3}{256 \cdot 10^{-3}} \sqrt{\frac{481,7}{64 \cdot 10^{-3}} \cdot 1} = 1,875 \cdot 10^6 \cdot 86,756 = 162,667 \cdot 10^6 \text{ Па} = 162,7 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Міцність зуба забезпечена.



16. Еквівалентне число зубців колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{0,9132} = 35.$$

По табл. 29 коефіцієнт форми зуба  $Y_{F2} = 1,64$ .

16. Перевірка по напругам згину.

Розрахункова напруга згину

$$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K = 0,7 \cdot 1,64 \cdot \frac{3763,2}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 = 9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_F = 9 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 67,5 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

Тепловий розрахунок черв'ячних передач

Вихідні дані:

1. Потужність на черв'яці  $P_1$ , Вт.
2. Температура навколишнього середовища (в цехових умовах звичайно  $t_B = 20^\circ \text{C}$ ).
3. ККД черв'ячної передачі.

Порядок розрахунку

1. Орієнтовно визначають площу поверхні корпусу (без врахування виступів, днища, а поверхні ребер враховують на 50%),  $\text{м}^2$ :

$$S = 2 \cdot h \cdot b + 2 \cdot h \cdot c + b \cdot c,$$

де  $h$ ,  $b$ ,  $c$  – відповідно висота, ширина і товщина редуктора, м.

2. Із умови теплового балансу визначають температуру масла в редукторі

$$t_M = t_B + (1 - \eta) \cdot P_1 / (K_1 \cdot S) \leq [t_M],$$

де  $t_B$  - температура навколишнього середовища,  $^\circ \text{C}$ ;  $\eta$  - ККД черв'ячної передачі;  $P_1$  - потужність на черв'яці, Вт;  $K_1$  - коефіцієнт теплопередачі (для чугунних корпусів  $K_1 = 8 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ );  $S$  - площа поверхні корпусу,  $\text{м}^2$ ;  $[t_M]$  - допустима температура масла, звичайно

$$[t_M] = 70 \dots 90^\circ \text{C}.$$

Якщо при розрахунку виявиться, що  $t_M > [t_M]$ , то необхідно:

1) або збільшити поверхню охолодження  $S$ , використовуючи охолоджуючі ребра;

2) або використовувати штучне охолодження:

а) обдувом корпусу повітрям за допомогою вентилятора, тобто збільшенням  $K_T$ ;

б) застосуванням змішувика з охолоджуючою водою, який проходить через масло;

в) застосуванням циркуляції змазки через спеціальний холодильний прилад.

У варіантах "σ" і "в" формула теплового балансу не застосовується. Тепловий розрахунок необхідно проводити при ескізному проектуванні в якості перевірного розрахунку.

## 6. РОЗРАХУНОК ВІДКРИТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Послідовність розрахунку на згин циліндричних прямозубих та косозубих передач.

Вихідні дані:

потужність на валу шестерні  $P_1$ ;

кутові швидкості шестерні  $\omega_1$  та колеса  $\omega_2$ ;

умови роботи, термін служби -  $t$  годин.

Порядок розрахунку

Розрахунок проводять аналогічно розрахунку на контактну міцність з послідовними особливостями та змінами:

в п. 5 визначають тільки  $N_{FO}$ ;

в п. 7 визначають коефіцієнт  $K_{FL}$ ;

в п. 8 визначають  $\sigma_{FO}$ ;

в п. 9 визначають  $[\sigma_F]$ .

Подальший розрахунок проводити для менш міцного колеса.

В п. 11 визначають модуль зубців з умови міцності на згин

$$m = A \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{K_{F\beta} \cdot T_1}{\psi_{Bd} \cdot z_1^2 [\sigma_F]}}$$

де  $m, \text{ м}; T_1 \rightarrow \text{Н} \cdot \text{м}; [\sigma_F] \rightarrow \text{Н}/\text{м}^2$ ;

для прямозубих передач  $A = 1,4$ ;

для косозубих передач  $A = 1,12$ ;

$Y_F$  - коефіцієнт форми зуба – менш міцного колеса.

Значення модуля округлити по ГОСТ 9563-60. Для визначення коефіцієнта форми зуба  $Y_F$  задають для косозубих передач кут нахилу зуба  $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$ , визначають еквівалентне число зубців  $z_{V1}$  та  $z_{V2}$  (ф. 41) і по табл. 24  $Y_F$ , для прямозубих -  $Y_F$  беруть безпосередньо по табл. 24.

П. 12 видаляється.

В п. 16 визначають тільки  $K_{FL}$ ;

Пп. 17, 18 видаляється.

Приклад 7. Розрахувати відчинену прямозубу циліндричну передачу.

Навантаження нереверсійне, близьке до постійної. Термін служби передачі  $t = 20 \cdot 10^3$  ч. Кутова швидкість шестерні  $\omega_1 = 39,7 \text{ с}^{-1}$ , колеса  $\omega_2 = 10 \text{ с}^{-1}$ , потужність на валу шестерні  $P_1 = 7,2 \text{ кВт}$ .

Розв'язок.

1. Передаточне відношення  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 3,97$ ,  $i = U = 3,97$ .

2. Задаємося  $z_1 = 20$ , тоді  $z_2 = z_1 \cdot U = 20 \cdot 3,97 = 79,4$ . Приймаємо  $z_2 = 80$ .

Уточняємо передаточне число і кутову швидкість:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4; \quad \omega_2' = \frac{\omega_1}{i} = \frac{39,7}{4} = 9,9 \text{ 1/с.}$$

3. Визначаємо обертальний момент на валу шестерні

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,2 \cdot 10^3}{39,7} = 181,5 \text{ Н·м.}$$

4. Матеріали:

шестерня – сталь 45, покращення,  $\sigma_T = 390$  МПа, НВ 208, діаметр заготовки 100 мм.

колесо – сталь 45, покращення,  $\sigma_T = 300$  МПа, НВ 186, діаметр заготовки 350 мм (див. табл. 16).

5. Значення  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

6. Число циклів навантаження коліс  $N_\Sigma$ :

$$N_{\Sigma 1} = 572,4 \cdot \omega_1 \cdot t = 572,4 \cdot 39,7 \cdot 20 \cdot 10^3 = 454485,6 \cdot 10^3;$$

$$N_{\Sigma 2} = 572,4 \cdot \omega_2 \cdot t = 572,4 \cdot 9,9 \cdot 20 \cdot 10^3 = 113335,2 \cdot 10^3;$$

7. Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = 1.$$

8. Значення меж витривалості на згин (див. табл. 18):

$$\sigma_{F01} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 208 = 374,4 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{F02} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 186 = 334,8 \text{ МПа.}$$

9. Допустимі напруги згину:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} \cdot K_{FL} = \frac{374,4}{2} \cdot 1 = 187,2 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma_{F02} / S_F) \cdot K_{FL} = (334,8 / 2) \cdot 1 = 167,4 \text{ МПа, } S_F = 2.$$

Менш міцним являється колесо.

10. Розрахункові коефіцієнти ширини вінця  $\psi_{bd}$  (табл. 19),  $\psi_{bd} = 0,8$  (для симетричного розташування шестерні).

Коефіцієнт навантаження  $K_{F\beta} = 1,07$  (табл. 21).

По ГОСТ 9563-60 приймаємо,  $m = 4$  мм;

12. Геометричні розміри передач:

а) діаметри ділільних кіл:

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 80 = 320 \text{ мм}$$

б) діаметри кіл вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 4 = 328 \text{ мм}$$

в) міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_y + d_x}{2} = \frac{88 + 328}{2} = 320 \text{ мм}$$

г) ширина вінця:

$$\text{коlesa } b_2 = \Psi_{bd} = 0.8 \cdot 88 = 70.4 \text{ мм (приймаємо } b_2 = 72 \text{ мм)} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \cdot \frac{\tau_\alpha}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m};$$

шестерні  $b_1 = 75 \text{ мм}$

13. Окружна швидкість коліс

$$v_1 = \frac{w_1 d_1}{2} = 39.7 \cdot 80 \cdot 10^{-3} / 2 = 1.59 \text{ м/с}$$

По табл. 23 приймаємо 9-у степінь виготовлення коліс.

14. Окружна сила в зачепленні

$$F_t = \frac{2T_1}{a_1} = \frac{2 \cdot 181.5}{80 \cdot 10^{-3}} = 4537.5 \text{ Н}$$

15. Значення коефіцієнта динамічного навантаження

$$K_{FV} = 1.4$$

Розрахункова напруга вигину:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = (4.07 \frac{4537.5}{70 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}} \cdot 1.07 \cdot 1.4) = 98.8 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 98.8 \frac{3.6}{4.07} = 87.4 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F1} < [\sigma_{F1}]; \sigma_{F2} < [\sigma_{F2}]$$

Міцність зубців забезпечена

## 7. РОЗРАХУНОК ВАЛУ

Розрахунок валу включає:

1) Проектний розрахунок

## 2)Перевірочний розрахунок

### Проектний розрахунок

Вихідні дані: обертальний момент на валу та умови роботи.

### Порядок розрахунку

Призначають матеріал валу зі сталей Ст5, Ст6, Ст45 в залежності від умов його роботи та допустима напруга на обертання  $[\tau_K]$

Рекомендації. При визначенні діаметра вихідного кінця валу  $[\tau_K]=20\dots25$  Мпа ; при визначенні діаметра валу під шестернею  $[\tau_K]=12\dots20$  МПа.

Користуючись виразом

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau_K]}} \quad (58a)$$

Визначають діаметр вихідного кінця валу або для проміжних валів, діаметр валу під шестернею.

Рекомендація: отримане значення діаметру валу округлюють до найближчого стандартного значення по ГОСТ 6636-73:

$d(\text{мм})=10;12;14;16;17;18;19;20;21;22;24;25;26;30;32;35;36;38;40;42;45;48;50;53;56;60;63;67;71;75;80;85;90;95;100;$

3: розробляють конструкцію валу і по кресленню визначають розміри. Остаточні розміри після підбору підшипників.

Приклад 8 Розрахувати вал шестерні закритого косозубого редуктора відповідно до кінематичної схеми(див мал..1) и перевірити на усталісну міцність. Обертальний момент на валу шестерні  $T_l = 89.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , кутова швидкість вала  $\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$ . Сили в зачепленні(38):окружна швидкість  $F_t = 2509, \text{ Н}$ ; радіальна  $F_r = 928.2 \text{ Н}$ ; осьова  $F_a = 451.5 \text{ Н}$  розподільний діаметр шестерні  $d_1 = 71.1 \text{ мм}$ , діаметр великого шківa  $d_m = 500 \text{ мм}$ ; навантаження на вал від натягу ремня.  $F_n = 2 F_0 \sin(\alpha, 12) = 992.45 \text{ Н}$ . Розташування ремінної передачі горизонтальне, умови роботи нормальні рух нереверсивний.

Розв'язок. I. Обираємо матеріал валу - сталь 45 :

$$\sigma_1 = 390 \text{ МПа} \quad \sigma_{-1} = 315 \text{ МПа}; \sigma_b = 730 \text{ МПа}.$$

2. Орієнтовно визначаємо діаметр валу під шківом

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{89,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 29 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6636-69 з нормального ряду обираємо  $d = 30 \text{ мм}$

3. Проводимо ескізне конструювання валу. При цьому відповідно до схеми редуктора, наступну ділянку валу і кінцеву його ділянку призначену під підшипники. Діаметр цих ділянок визначають шляхом збільшення попереднього діаметра  $d$  на 2...5 мм з врахуванням внутрішнього діаметра передбачуваного підшипника. Якщо орієнтуватися на підшипники типу 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ ), то ними можуть бути 36207 або 36307, у яких  $d = 35 \text{ мм}$ . Для полегшення монтажу зубчастого колеса призначимо ділянку валу під колеса ще більшим, тобто 38 мм. З урахуванням цих даних конструюють вал.

(мал..10)

Послідовність перевірного розрахунку валів

1. По кресленню вузла складають розрахункову схему, бажано розташувати її під кресленням.
2. Визначають реакції в опорах в двох взаємно перпендикулярних площинах і будують епюри вигинаючих моментів двох взаємно перпендикулярних площинах.
3. Будують епюру обертальних моментів.
4. По епюрах і кресленню визначаються імовірні небезпечні перетини.

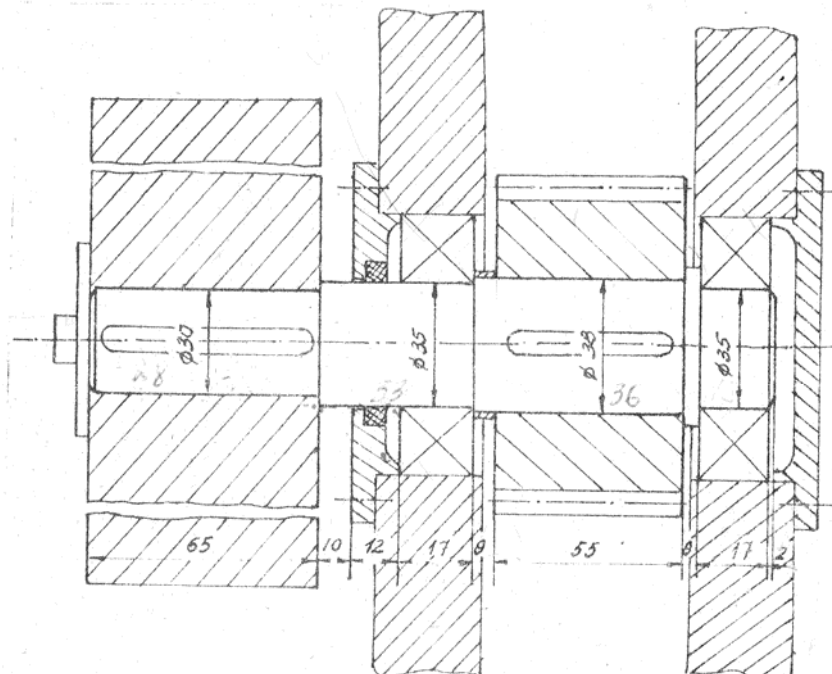


Рис. 10

Мал.10

Рекомендації. Небезпечними слід вважати місця валу з максимальними вигинаючими моментами, особливо якщо вони діють у різних поєднаннях ( $M_{u.6}, M_{u.7}, T_k$ ), а також в місця концентраторах напруги (галтелі, канавки шпоночні, пресові посадки, різьба.)

5. Визначають напругу:  $\sigma_u$  і  $\tau_k$  у передбачено небезпечних перетинах

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{M_u}{0.1d^3}; \quad \tau_k = \frac{T_k}{W_k} = \frac{T_k}{0.2a^3} \quad (59)$$

6. Визначають коефіцієнти запасу міцності валу в небезпечних перетинах по нормальним і дотичним напругам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \frac{\sigma_\alpha}{\varepsilon_\sigma} + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \cdot \frac{\tau_\alpha}{\varepsilon_\tau} + \Psi_\tau \cdot \tau_m};$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \dots 2,5, \quad (60)$$

Де  $n_\sigma$  – коефіцієнт запасу міцності за нормальною напругою;

$\sigma_{-1}$  і  $\tau_{-1}$  – межі витривалості при вигині та крученні з симетричним циклом  $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_6$ ;  $\tau_{-1} \cong 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ ;

$k_\sigma$  і  $k_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації напруг при вигині та крученні (табл.31);

$\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$  – масштабні фактори (табл.32);

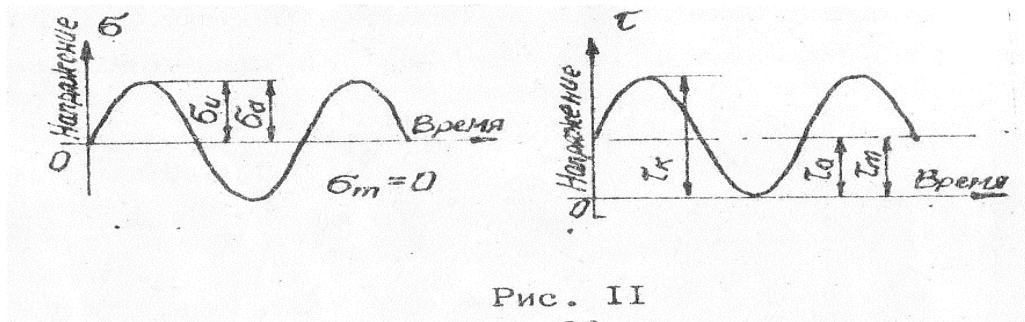
$\sigma_\alpha$  і  $\tau_\alpha$  – амплітуди циклів зміни напруг

$$\sigma_\alpha = \sigma_n = M / W_{\text{нетто}}; \quad \tau_\alpha = \tau_k / 2 = T_k / (2W_{k \text{ нетто}});$$

$W_{\text{нетто}}$  і  $W_{k \text{ нетто}}$  – моменти опору вигину та крученню перетина;

$\sigma_m$  і  $\tau_m$  – середні напруги циклів при вигині та крученні.

Згідно мал. 1 і  $\sigma_m = 0$ ;  $\tau_m = \tau_\alpha$ . При дії розтягуючої сили N в даному перетині  $\sigma_m = 0$ ;  $\tau_m = \tau_\alpha$ , де S- площа перетину;  $\psi_\sigma$  і  $\psi_\tau$  – коефіцієнти, що враховують вплив середньої напруги циклу на усталосну міцність. Зазвичай  $\psi_\sigma = 0$ ;  $\psi_\tau = 0,05$ ;  $[n]$  – необхідний запас міцності.  $[n] \geq 1,5 \dots 2,5$ .



Таблиця 30

Значення моментів опору перерізу

| Перетин валу                  | $W_{\text{нетто}}$                           | $W_{k \text{ нетто}}$                        |
|-------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Кругле суцільне діаметром $d$ | $\frac{\pi d^3}{32} = 0.1d^3$                | $\frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$          |
| З однією шпоночною канавкою   | $\frac{\pi d^3}{32} - \frac{wt(d-t_1)^2}{d}$ | $\frac{\pi d^3}{16} - \frac{wt(d-t_1)^2}{d}$ |

Таблиця 31

Значення коефіцієнтів  $k_\sigma$  і  $k_\tau$ 

| Концентратор напруги                               | $k_\sigma$                |         | $k_t$      |         |
|----------------------------------------------------|---------------------------|---------|------------|---------|
|                                                    | $\sigma_s$ для сталі, МПа |         |            |         |
|                                                    | $\leq 700$                | $> 700$ | $\leq 700$ | $> 700$ |
| Голтель при $h / r = 1$                            |                           |         |            |         |
| $\tau / d = 0.02$                                  | 1,49                      | 1,60    | 1,37       | 1,39    |
| Теж і $\tau / d = 0.05$                            | 1,69                      | 1,83    | 1,46       | 1,51    |
| і $\tau / d = 0.10$                                | 1,55                      | 1,72    | 1,42       | 1,46    |
| Шпоночна канавка<br>виконана торцевою фрезою       |                           |         |            |         |
| Пресо́ва посадка при<br>$\rho \geq 20 \text{ МПа}$ | 1,89                      | 2,26    | 1,71       | 2,22    |
| Різьба                                             | 2,4                       | 3,6     | 1,8        | 2,5     |
|                                                    | 2,2                       | 2,61    | 1,0        | 1,0     |



Таблиця 32

Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$ 

| Найменший з тих що<br>наближаються до зони<br>концентрації діаметр<br>вала $d$ мм |     | Вуглеводисті<br>сталі |                    | Леговані сталі       |                    |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|-----------------------|--------------------|----------------------|--------------------|
|                                                                                   |     | $\varepsilon_\sigma$  | $\varepsilon_\tau$ | $\varepsilon_\sigma$ | $\varepsilon_\tau$ |
| >20                                                                               | <30 | 0.91                  | 0.89               | 0.83                 | 0.89               |
| >30                                                                               | <40 | 0.88                  | 0.81               | 0.77                 | 0.81               |
| >40                                                                               | <50 | 0.84                  | 0.78               | 0.73                 | 0.78               |

Розташування елементів валу по табл.30 і 31 зображено на мал. 12

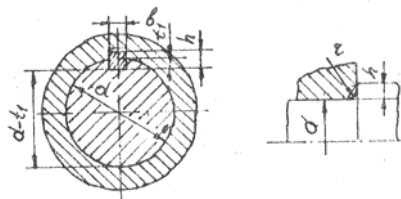


Рис. 12

Розв'язок.

1. По кресленню вузла складаємо розрахункову схему. Для складення розрахункової схеми необхідно визначити опорну базу, тобто точки прикладання радіальних реакцій кожній опорі, визначуваних перетином з віссю валу нормалі до середини контактної ділянки тіла кочення (мал.13).

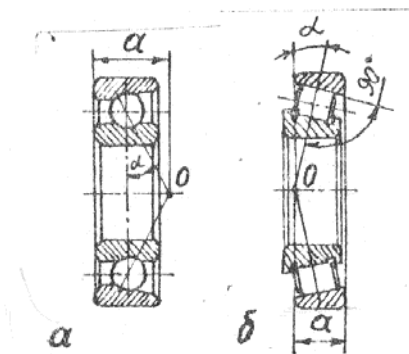


Рис. 13

Положення точки перетину «O» для  
однорядних підшипників розраховують

по формулам:

Для радіально-опірних шарикових

підшипників.

$$d = 0.5B + [(d + D)/4] \operatorname{tg} \alpha$$

Для конічних роликотпідшипників

$$d = 0.5T + [(d + D)/6]l;$$

Де  $d$ - відстань від таврованого торця  
підшипника до точки прикладення

радіальної реакції;  $e, d, D, T$ - розміри підшипників вказані табл.33;  $\alpha$  - кут контакту підшипника;  $l$ - допоміжний коефіцієнт.

В нашому випадку для обраного підшипника 36207

$$d = 0.5 \cdot 17 + [(35 + 72 / 4)] \cdot 0.2126 = 14.2 \text{ мм}$$

Для отримання великої опорної бази однойменні широкі торці зовнішніх кілець підшипників розташуємо всередину валу.

Згідно конструкції валу відстань між опорами на розрахунковій схемі буде дорівнювати:

$$AB = l_2 + l_3 = 55 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 14.2 = 99.4 \text{ мм}$$

Для консольної частини валу

$$l_1 = 65 + 10 + 12 + 3 = 90 \text{ мм}$$

Визначаємо реакції в опорах:

а) Вертикальна площина  $YOX$ :

$$\sum F_{iy} = 0; R_{AB} - F_t + R_{\text{вв}} = 0;$$

$$\sum M_{\alpha} = 0; F_t l_2 - R_{\text{вв}} (l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{\text{вв}} = \frac{F_t l_2}{(l_2 + l_3)} = \frac{2509.1 \cdot 0.0497}{0.0994} = 1254.6 \text{ Н}$$

$$R_{AB} = F_t - R_{\text{вв}} = 2509.1 - 1254.6 = 1254.6 \text{ Н}$$

б) Горизонтальна площина  $ZOX$ :

$$M = F_{\alpha} \cdot d_1 / 2 = 451.5 \cdot 0.0356 = 16.0 \text{ Нм}$$

$$\sum F_{iz} = 0; -R_{AG} + F_n - F_2 + R_{BG} = 0;$$

$$\sum M_p = 0; F_n l_1 + F_t l_2 - M - R_{BG} (l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{BG} = \frac{F_n l_1 + F_t l_2 - M}{l_2 + l_3} = \frac{992.45 \cdot 0.09 + 928.2 \cdot 0.0497 - 16}{0.0994} = 1201.5 \text{ Н}$$

$$R_{AG} = -F_z + F_n + F_{BG} = 928.2 + 992.45 + 1201.5 = 1265.75 \text{ Н}$$

Перевіряємо правильність реакцій

Вертикальна площина  $ZOX$ :

$$\sum M_c = 0; F_n (l_1 + l_2) - R_{AG} l_2 - M - R_{BG} l_3 = 0;$$

$$992.45(0.09 + 0.0497) - 1265.75 \cdot 0.0497 - 16 - 1201.5 \cdot 0.0497 = 0$$

Реакції визначені правильно

4.Будуємо епюри вигинаючи моментів(мал..14)

а)Вертикальна площина:

момент в перетині С (справа)

$$M_c = R_{BB} l_3 = 1254.6 \cdot 0.0497 = 62.4 \text{ Нм}$$

Момент в перетині С (зліва)

$$M_c = R_{AB} l_2 = 1254.6 \cdot 0.0497 = 62.4 \text{ Нм}$$

б)Горизонтальна площина:

момент в перетині А (зліва)

$$M_\alpha = F_n l_1 = 992.45 \cdot 0.09 = 89.3 \text{ Нм}$$

Момент в перетині С(зліва)

$$M_c = F_n (l_1 + l_2) - R_{AG} l_2 = 992.45(0.09 + 0.0497) - 1265.75 \cdot 0.0497 = 75.7 \text{ Нм}$$

З урахуванням моменту М

$$M_c = 75.7 - 16 = 59.7 \text{ Нм}$$

Момент в перетині С(справа)

$$M_c = R_{BG} l_3 = 12.01.5 \cdot 0.0497 = 59.7 \text{ Нм}$$

5.Будуємо епюру обертальних моментів. До скручуючого моменту схильний вал на ділянці між середніми точками шківу та зубчастого колеса

$$T_1 = T_k = 89.2 \text{ Нм}$$

Визначаємо імовірно небезпечні місця перетину. Такими перетинами можна вважати місце кріплення зубчастого колеса та кріплення підшипника, тобто перетини А і С . В цих перетинах – максимальні моменти та є концентратор напруги( шпоночна канавка)

7.Визначаємо сумарні вигинаючи моменти в імовірно небезпечних перетинах.

$$M_\alpha = M_{AG} = 89.3 \text{ Нм}$$

$$M_c = \sqrt{M_{CB}^2 + M_{CG}^2} = \sqrt{62,4^2 + 75,7^2} = 98,1 \text{ Нм}$$

Обертальний момент в цих перетинах

$$T_k = 89.2 \text{ Нм}$$

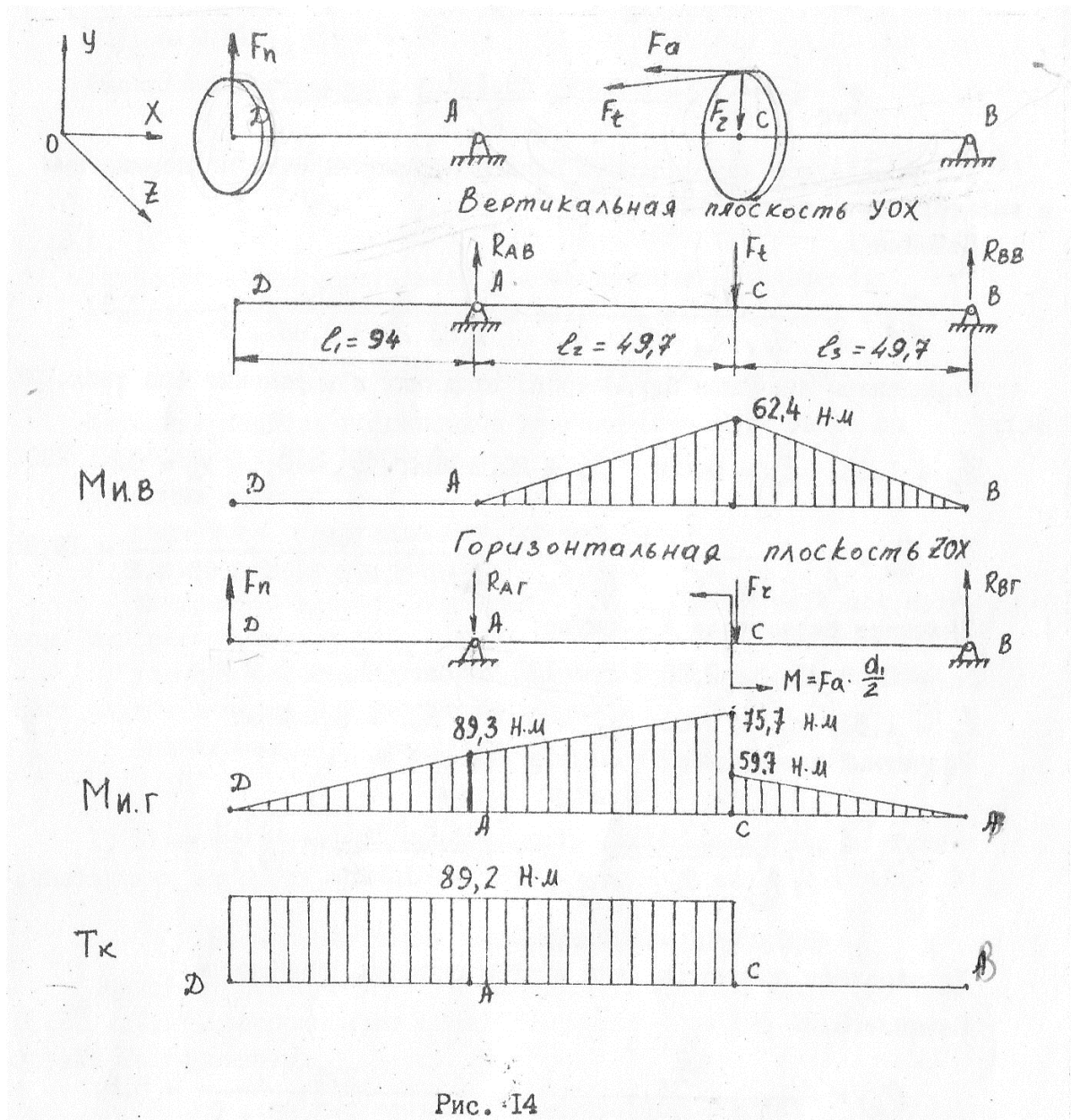
8.Визначаємо нормальну напругу вигину. Нормальна напруга в цих перетинах змінюється по симетричному циклу з амплітудою:

$$\sigma_n = M/W; \quad \sigma_{UA} = \frac{89.3}{0.1(38 \cdot 10^{-3})} = 17.9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{UC} = \frac{98.1}{0.1(38 \cdot 10^{-3})^3} = 17.9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aA} = \sigma_{uc} = 20.8 \text{ МПа}; \quad \sigma_{ma} = 0;$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_{uc} = 17.9 \text{ МПа}; \quad \sigma_{mc} = 0;$$



9. Визначаємо дотичні напруги в цих перетинах від дії

$T_k$ :

$$\tau_{kA} = \frac{T_k}{W_k} = \frac{T_k}{0.2d^3} = \frac{89.2}{0.2 \cdot 0.035^3} = 10.4 \text{ МПа}$$

$$\tau_k = 89.2 / 0.2 \cdot 0.038^3 = 8.1 \text{ Па}$$

У даних перетинах віднулевий цикл зміни ідотичних напруг, тому

$$\tau_{\alpha A} = \tau_{mA} = \frac{\tau_{kA}}{2} = \frac{10.4}{2} = 5.2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\alpha C} = \tau_{mc} = \frac{\tau_{kc}}{2} = \frac{8.1}{2} = 4.5 \text{ МПа};$$

10. Визначимо коефіцієнти запасу міцності валу за нормальних та дотичних напругами

Перетин А.

$$n_{\sigma A} = \frac{\sigma^{-1}}{k_{\sigma} \sigma_A / \varepsilon_{\sigma} - \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{315}{1.83 \cdot 20.8 / 0.88 + 0} = 7.3$$

Визначаємо значення параметрів, що входять у вирази (за табл. 31, 32)

$$k_{\sigma} = 1.83; \varepsilon_{\sigma} = 0.88; \sigma_{\alpha} = 20.8 \text{ МПа}; \sigma_m = 0; \psi_{\sigma} = 0.$$

$$n_{\tau A} = \frac{\tau^{-1}}{k_{\tau} \tau_{\alpha} / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{182.7}{1.51 \cdot 5.2 / 0.81 + 0.05 \cdot 5.2} = 18.35$$

Значення параметрів у формулі:

$$\tau_{-1} = 0.58 \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 315 = 182.7 \text{ МПа}; \tau_{\alpha} = 5.2 \text{ МПа}$$

$$k_{\tau} = 1.51; \varepsilon_{\tau} = 0.81; \psi_{\tau} = 0.05; \tau_m = 5.2 \text{ МПа}$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу в перетині А

$$n_A = \frac{n_{\sigma A} n_{\tau A}}{\sqrt{n_{\sigma A}^2 + n_{\tau A}^2}} = \frac{7.3 \cdot 18.35}{\sqrt{7.3^2 + 18.35^2}} = \frac{133.9}{19.7} = 6.8 > [n] = 1.5 \dots 2.5$$

Усті лісна міцність валу в цьому перетині забезпечена

Перетин С.

$$n_{\sigma c} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_{\alpha} / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{315}{2.26 \cdot 17.9 / 0.88 + 0} = 6.8;$$

$$n_{\tau c} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_{\alpha} / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{182.7}{2.22 \cdot 4.05 / 0.81 + 0.05 \cdot 4.05} = 16.2$$

Значення параметрів у формулах:

$$\sigma_{-1} = 315 \text{ МПа}; k_{\sigma} = 2.26; \sigma_{\alpha} = 17.9 \text{ МПа}; \varepsilon_{\sigma} = 0.88;$$

$$\sigma_m = 0;$$

$$\tau_{-1} = 182.7 \text{ МПа}; k_{\tau} = 2.22; \tau_{\alpha} = 4.05 \text{ МПа}; \tau_m = 4.05 \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0.81; \psi_{\tau} = 0.05$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу в перетині С

$$n_c = \frac{n_{\sigma c} n_{\tau c}}{\sqrt{n_{\sigma c}^2 + n_{\tau c}^2}} = \frac{6.8 \cdot 16.2}{\sqrt{6.8^2 + 16.2^2}} = 5.6 > [n] = 1.5 \dots 2.5$$

Усталочна міцність валу в цьому перетині забезпечена.

## 8. Підбір підшипників кочення на довговічність

Методика підбор підшипників кочення стандартизована по ГОСТ 18855-82 (СТ СЭВ 2793- 80)

Вихідні дані:

Розрахункова схема валу (див. розрахунок валу);

Кутова швидкість валу  $\omega$  ;

Внутрішній діаметр підшипника  $d$  (діаметр валу під підшипником, див. розрахунок валу);

Умови роботи підшипника (температура навколишнього середовища, °C, термін служби в годинах або мільйонах обертів);

Радіальна  $F_z$  та осьова  $F_a$  навантаження

### Порядок розрахунку

1. В залежності від типу передач, отже, від характеру діючих навантажень обирається тип підшипника кочення (табл. 33)

Підшипники кулькові радіальні однорідні

Допускають велику кутову швидкість, невеликі перекося валу  $0.25^\circ \dots 0.5^\circ$ , сприймають осьові навантаження – 35% радіального навантаження на підшипник.

Роликові радіальні підшипники

Володіють збільшеною вантажопідйомністю та добре витримують ударні навантаження. Однак вони зовсім не сприймають осьових навантажень та не допускають перекося валу.

Радіально-опірні шарикопідшипники

Використовують при середніх і високих кутових швидкостях. Радіальна вантажопідйомність у цих підшипників на 30-40% більша, ніж у радіальних однорядних підшипників. Якщо осьове навантаження складає 35% радіальній чи більше, то рекомендується застосовувати радіально-опірні підшипники.

Роликові радіально-опірні підшипники

Сприймають одночасно діючі радіальні та осьові навантаження. Можуть сприймати тільки осьові навантаження. Їх часто застосовують в редукторах з конічними зубчатими колесами.

При виборі підшипників перевагу слід віддавати шарикопідшипникам в порівнянні з більш трудомісткими та дорогими роликотпідшипниками.

2 Визначають реакції в опорах валу у вертикальній  $R_b$  та горизонтальній  $R_r$  площинах.

3 Для кожної опори визначають сумарні значення реакцій.

$$F_{ri} = \sqrt{R_{bi}^2 + R_{ri}^2} \quad (61)$$

4 Визначають еквівалентне динамічне навантаження,  $H$ .

Для шарикових радіальних та радіально-опірних, роликотвих радіально-опірних

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad (62)$$

Для роликотвих радіальних

$$P_r = F_r \text{ (при } \alpha = 0^\circ) \quad (63)$$

Де  $F_r$  та  $F_a$  – радіальне та осьове навантаження на підшипник чи радіальна та осьова які складають навантаження, діючі на підшипник  $H$ ;

$X, Y$ -коефіцієнти радіального та осьового навантажень (табл.34, 35);

$V$ - коефіцієнт обертання;

$V=1$ -при обертотому внутрішньому кільці;

$V=1,2$ -при обертотому зовнішньому кільці.

Еквівалентне навантаження визначають для кожної опори, але подальші розрахунки за вибором підшипника ведуть по великому навантаженні.

5 Через вирази, що визначають базову довговічність

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (64)$$

Для шарикових радіальних та радіально-опірних підшипників чи

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (65)$$

Для роликотвих радіальних и радіально-опірних підшипників, визначають базову динамічну вантажопідйомність,  $C_r, H$ , де  $L_{10}$ - базова довговічність, мільйонів обертів, з ризиком браку 10%, тобто ймовірністю безвідмовної роботи 90% чи  $P(t)=0.9$ .

6 Користуючись табл.36 за умови  $C_r \leq C$ , вибирають підшипник з урахуванням відомого, з розрахунку валу, внутрішнього діаметра.

Формули (64) та (65) справедливі при умові  $\frac{C_r}{P_r} \geq 2$ .

При розрахунку тих чи інших підшипників з'являються особливості в розрахунках,

зокрема при визначенні еквівалентного динамічного навантаження  $P_r$  та при визначенні базової динамічної радіальної вантажопідйомності  $C_r$ .

### Радіальні підшипники

Слід зазначити, що при виборі радіальних підшипників необхідно одну опору зробити плаваючою. В іншому випадку радіальний підшипник буде працювати як радіально-опірний.

З виразу (65) для шарикопідшипників визначаємо динамічну вантажопідйомність,  $H$ :

$$C_r = P_r \sqrt[3]{L_{10}}$$

Користуючись табл. 36 за величиною  $C_r \leq C$ , та діаметру вала під підшипником  $d$ , знайти потрібний підшипник.

### Роликові конічні підшипники

Орієнтуючись на внутрішній діаметр підшипника, з розрахунку вала з табл. 36 для довільної серії вибираємо підшипник. Для вибраного підшипника в табл. 34, 35 задано значення коефіцієнта  $e$  і динамічної вантажопідйомності  $C$ .

Наше подальше завдання підтвердити, що знайдене значення  $C_r$  з виразу (65) буде задовольняти умову  $C_r \leq C$ . При установці в опорах таких підшипників на них діють сумарні осьові сили  $F_{ai}$ , метод визначення яких розглянуто нижче.

Визначають для кожної опори відношення  $F_{ai}/VF_{ri}$  і порівнюють з раніше обраним  $e$ .

За табл. 35 знаходять значення коефіцієнтів  $X$  і  $Y$  для кожної опори і визначають еквівалентні динамічні навантаження за формулою (62). Подальший розрахунок ведуть за великим значенням еквівалентного навантаження.

З виразу (65) визначають динамічну вантажопідйомність

$$C_r = P_r \sqrt[10/3]{L_{10}}$$

Отримане значення  $C_r$  порівнюють з обраним  $C$ . При необхідності переходять на іншу серію підшипників.

### Радіально-опірні шарикопідшипники

У табл.36 технічних даних підшипників відсутнє значення "e". У зв'язку з цим завдання підбору таких підшипників вирішуються методом проб.

Треба знати, що при визначенні дійсних відношень  $F_{ai}/F_{ri}$  і порівнянні їх зі значенням  $e$ , найсприятливіші умови експлуатації обраних підшипників будуть тоді, коли відносні осьові навантаження будуть ближче до  $e$ . Тому, вибравши певний тип підшипників, наприклад 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ ), за табл.36 з орієнтування на внутрішній діаметр вибирають з будь-якої серії підшипник, для якого виписують статистичну  $C_0$  і динамічну  $C$  вантажопідйомності.

По відомому зовнішньому осьовому навантаженні  $F_a$  визначають відносне осьове навантаження  $F_a/C_0$ , а по табл.35 знаходять величину  $e$ .



Сумарні осьові навантаження  $F_{a1}$  та  $F_{a2}$  визначають за викладеною далі методикою.

Визначають відношення  $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{F_{a2}}{VF_{r2}}$  і порівнюють їх з величиною  $e$ .

«Рекомендації». При великих розбіжності перевірити правильність визначення осьових навантажень або змінити раніше вибране  $e$ .

Розрахунки повторити.

За табл. 35 виписати значення коефіцієнтів  $X$  та  $Y$ .

За формулою (62) обчислити еквівалентні динамічні навантаження для кожної опори.

Подальший вибір підшипника проводити по більшому еквівалентному динамічному навантаженні.

За формулою (64) визначають динамічну вантажопідйомність.

Отримане значення порівнюють з обраним значенням  $C$ .

При виконанні умови  $C_r \leq C$  вибір підшипника здійснено вірно. При невиконанні умови, перейти на іншу серію підшипників (більш важку), розрахунки повторити.

При  $C >> C_r$  перейти на більш легку серію, розрахунки повторити.

Для переходу на інший рівень ймовірності безвідмовної роботи  $P(t)$ , вводять коефіцієнт  $a_1$  в формули (64) та (65).

$$L_n = a_1 L_{10},$$

$$\begin{array}{l} \text{Де } a_1 = 1.0 \quad 0.62 \quad 0.53 \quad 0.44 \quad 0.33 \quad 0.21 \\ P(t) = 0.9 \quad 0.95 \quad 0.96 \quad 0.97 \quad 0.98 \quad 0.99 \end{array}$$

$L_n$ -скоригована розрахункова довговічність у мільйонах обертів для надійності  $(100-n)\%$ .

Базова довговічність поширюється на звичайні підшипникові сталі при нормальних умовах експлуатації. Якщо властивості металу та умови експлуатації відрізняються від звичайних, то необхідно врахувати їх вплив при розрахунку довговічності.

Скореговану розрахункову довговічність  $L_{10a}$  в мільйонах обертів для властивостей металу і умов експлуатації, які відрізняються від нормальних, визначають за формулою

$$L_{10a} = a_2 a_3 L_{10}$$

де  $a_2$ -коефіцієнт довговічності, що враховує особливі властивості металу (для звичайних підшипникових сталей  $a_2 = 1.0$ );

$a_3$ -коефіцієнт, що враховують особливі умови експлуатації, визначається за виразом

$$a_3 = \frac{1}{(K_T K_\delta)^3},$$

Де  $K_T$ - температурний коефіцієнт(табл.37);

$K_\delta$ - коефіцієнт безпеки (табл.38).

Скореговану розрахункову довговічність у мільйонах обертів для властивостей матеріалу та умов експлуатації, які відрізняються від нормальних при  $(100-n)\%$ -й надійності визначають за формулою

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (66)$$

Визначення сумарних осьових навантажень

При розрахунку навантаження і радіально-опірних шарикопідшипників і конічних роликотпідшипників крім зовнішньої осьової сили  $F_a$ , отриманої в зачепленні зубчатих коліс, діють складові  $S_i$  реакцій підшипників від радіальних сумарних навантажень  $F_{ri}$  у опорах. Ці навантаження утворюють сумарні осьові складові  $F_{ai}$ .

Складові реакції  $S_i$  визначають по формулах:

Для шарикових радіально-опірних підшипників

$$S_i = e F_{ri} \quad (67)$$

Для конічних роликотпідшипників

$$S_i = 0.83 e F_{ri} \quad (68)$$

Радіальні навантаження підшипників  $F_{ri}$  визначають звичайним способом при розрахунку вала з рівнянь рівноваги валу. Слід зазначити, що точки додатки цих сил визначають з урахуванням нахилу нормалі до тіла кочення (див. розрахунок валу) і розташування підшипників на валу.

Ці параметри створюють різну схему навантаження підшипників.

Нахил контактних ліній в радіально-опірних підшипниках призводить до того, що радіальні навантаження  $F_r$  супроводжуються внутрішніми осьовими силами (рис.15), які прагнуть розсунути кільця підшипника в осьовому напрямку. Цьому перешкоджають завзяті буртіки вала і корпусу з відповідним реакціями  $F_{a1}$  та  $F_{a2}$ . Для того, щоб підшипник не розпався, повинні виконуватися нерівності  $F_{a1} \geq S_1$  та  $F_{a2} \geq S_2$ .

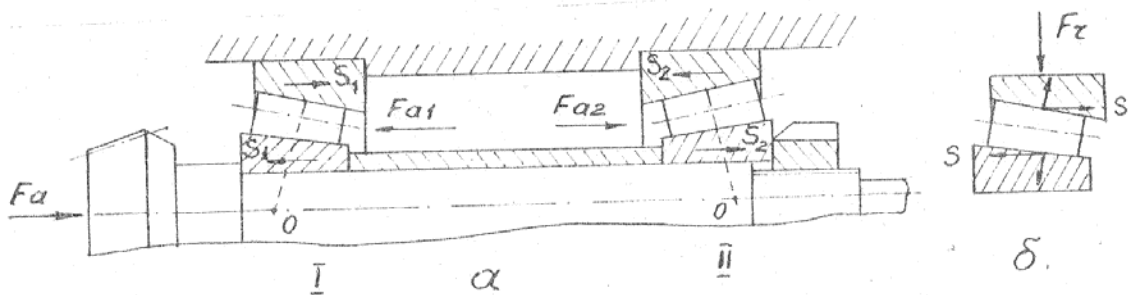


Рис. 15

Для визначення осьових сумарних навантажень  $F_{ai}$  можна скласти тільки одне рівняння рівноваги. Згідно схемі навантаження

$$F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (69)$$

В загальному випадку  $F_{a1} \neq F_{a2}$ . В одному з підшипників повинно бути  $F_{ai} = S_i$ , але в якому-невідомо. Завдання вирішимо методом спроб. Нехай

$F_{a1}=S_1$ , тоді  $F_{a2}=S_1-F_a$ , і якщо при цьому  $F_{a2}\geq S_2$ , то осьові сили визначені правильно. Якщо  $F_{a2}<S_2$ , то приймають  $F_{a2}=S_2$  та знаходять  $F_{a2}=S_2+F_a$ . При цьому умова  $F_{a1}\geq S_1$  виконується, так як при  $F_{a1}=S_1$  було  $F_{a2}<S_2$ , а при збільшенні  $F_{a2}$  повинна також збільшуватись  $F_{a1}$ , згідно з загальним рівнянням рівноваги.

Приклад 9.

Підібрати підшипники для вала (див. приклад по розрахунку вала).

Термін служби підшипників  $L_{10}=225$  млн. обертів, умови експлуатації-нормальні. Діаметр вала в місцях установки підшипників  $d=35$  мм. З розрахунку вала:  $F_a=451.5$  Н,  $F_r=928.2$  Н,  $n=750$  хв<sup>-1</sup>,  $R_{AB}=1254.6$  Н;  $R_{AG}=1265.75$  Н,  $R_{BB}=1254.6$  Н,  $R_{BG}=1201.5$  Н.

8. Для знаходження коефіцієнтів  $X$  та  $Y$  визначаємо відносні осьові навантаження.

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{1042.1}{1 \cdot 1782.1} = 0.584 > e;$$

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{590.6}{1 \cdot 1737.1} = 0.34 = e.$$

По табл. 35:

Для першого випадку  $X=0.45$ ,  $Y=1.44$ ;

Для другого випадку  $X=1.0$ ,  $Y=0$ .

9. По формулі (62) вираховуємо еквівалентні навантаження:

$$P_{r1} = X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.45 \cdot 1 \cdot 1782.1 + 1.44 \cdot 1042.1 = 2302.6 \text{ Н},$$

$$P_{r2} = X_2 VF_{r2} + Y_2 F_{a2} = 1 \cdot 1 \cdot 1737.1 + 0 = 1737.1 \text{ Н}.$$

10. Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

$$C_r = P_{r1} \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 2302.6 \cdot \sqrt[3]{225} = 14004.6 \text{ Н}.$$

Порівнюючи отримані значення  $C_r$  з раніше отриманими  $C$ , бачимо, що підшипник 36207 задовольняють умовам задачі.

Розв'язання.

1. Визначаємо відношення осьового і радіального навантажень:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{451.5}{928.2} = 0.48$$

З табл. 33 по умові  $0.35 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 0.70$  назначаємо радіально-опірні шарикопідшипники типу 3600 ( $\alpha = 12^\circ$ ).

2. Сумарні реакції в опорах А (1), В (2):

$$F_{r1} = R_A = \sqrt{R_{AA}^2 + R_{AB}^2} = \sqrt{1265.75^2 + 1254.6^2} = 1782.2 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = R_B = \sqrt{R_{BA}^2 + R_{BB}^2} = \sqrt{1201.5^2 + 1254.6^2} = 1737.1 \text{ Н}$$

1. Орієнтуючись на підшипник 36207 (для  $d=35\text{мм}$ ), по табл. 36 виписуємо  $C_0=18100 \text{ Н}$ ,  $C=24000 \text{ Н}$ .

2. Визначаємо відносне осьове навантаження  $\frac{F_a}{C_0} = 0.0249$ , і по табл. 34

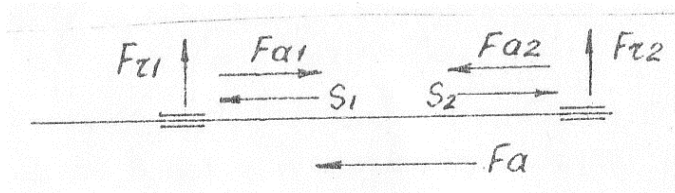
для  $\alpha = 12^\circ$  по цьому значенню знаходимо  $e = 0.34$ .

3. По формулі (67) визначаємо

$$S_1 = eF_{r1} = 0.34 \cdot 1782.2 = 605.9 \text{ Н}$$

$$S_2 = eF_{r2} = 0.34 \cdot 1737.1 = 590.6 \text{ Н}$$

4. Згідно з конструкцією вала складаємо схему навантаження на підшипники.



5. Визначаємо сумарні осьові навантаження  $F_{ai}$

Рівняння рівноваги сил

$$F_{a1} - F_a - F_{a2} = 0.$$

Прийmemo  $F_{a2} = S_2 = 590.6 \text{ Н}$ .

Тоді

$$F_{a1} = F_a + S_2 = 451.5 + 590.6 = 1042.1 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 1042.1 > S_1 = 605.9 \text{ Н}$$

Таблиця 33

## Вибір типу підшипника

| Вид навантаження                                    | Тип підшипника при частоті обертання та швидкісному параметрі $D\rho\omega \cdot \eta$ , мм об/хв.                                                                                                 |                                                                                           |                                                                                                  |                                                                                                       |
|-----------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                     | $D_{\rho\omega} \cdot \eta \leq 10^5 : 10^{-5} \leq D_{\rho\omega} \cdot \eta \leq 3 \cdot 10^5 : 3 \cdot 10^5 \leq D_{\rho\omega} \cdot \eta \leq 15 \cdot 10^5 : D_{\rho\omega} > 15 \cdot 10^5$ |                                                                                           |                                                                                                  |                                                                                                       |
| $F_r$                                               | Радіальний однорядний                                                                                                                                                                              |                                                                                           | Радіальний однорядний                                                                            |                                                                                                       |
| $F_r, F_a$<br>$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.35$           | Радіальний однорядний                                                                                                                                                                              |                                                                                           | Радіальний однорядний                                                                            | Радіальний однорядний, радіально опірний $d = 12^\circ, 18^\circ$                                     |
| $F_r, F_a$<br>$0.35 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 0.70$ | Радіально-опірний $\alpha = 12^\circ, 18^\circ$                                                                                                                                                    |                                                                                           |                                                                                                  | Радіально-опірний $d = 12^\circ, 18^\circ$<br>Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 18^\circ$ |
| $F_r, F_a$<br>$0.70 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 1.0$  | Радіально-опірний $\alpha = 12^\circ, 18^\circ$                                                                                                                                                    |                                                                                           |                                                                                                  | Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 18^\circ$                                               |
| $F_r, F_a$<br>$1.0 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 10$    | Радіально-опірний $\alpha = 26^\circ$                                                                                                                                                              | Радіально-опірний $\alpha = 26^\circ$<br>Радіально-опірний двухрядний $\alpha = 35^\circ$ | Радіально-опірний $\alpha = 26^\circ$<br>Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 18^\circ$ | Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 18^\circ$                                               |
| $F_a$                                               | Опірний                                                                                                                                                                                            | Опірно-радіальний $\alpha = 45^\circ \dots 60^\circ$                                      | Радіально-опірний $\alpha = 26^\circ$<br>Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 26^\circ$ | Радіально-опірний з скидним кільцем $\alpha = 26^\circ$                                               |

Зауваження.  $D\rho\omega$  - діаметр кола центрів шарів чи роликів, мм.

$$D_{\rho\omega} = \frac{D+d}{2}$$

Технічні дані підшипників роликових конічних однорядних. Легка серія  
( $\alpha = 10^0 \dots 16^0$ )

Таблиця 34

Технічні дані підшипників роликових конічних однорядних. Легка серія  
( $\alpha = 10^0 \dots 16^0$ )

| Позначення         | Розміри, мм |     |    |    |      | e     | X                         | Y | x                      | y     | C, H   |
|--------------------|-------------|-----|----|----|------|-------|---------------------------|---|------------------------|-------|--------|
|                    | d           | D   | B  | C  | T    |       | $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ |   | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ |       |        |
| 1                  | 2           | 3   | 4  | 5  | 6    | 7     | 8                         | 9 | 10                     | 11    | 12     |
| 7202               | 15          | 35  | 11 | 9  | 12   | 0.451 | 100.4                     |   |                        | 1.329 | 8780   |
| 7203               | 17          | 70  | 12 | 11 | 13.5 | 0.314 |                           |   |                        | 1.909 | 13800  |
| 7204               | 20          | 47  | 14 | 12 | 15.5 | 0.360 |                           |   |                        | 1.666 | 19100  |
| 7205               | 25          | 52  | 15 | 13 | 16.6 | 0.360 |                           |   |                        | 1.666 | 23900  |
| 7206               | 30          | 62  | 16 | 14 | 17.5 | 0.365 |                           |   |                        | 1.645 | 29800  |
| 7207               | 35          | 72  | 17 | 15 | 18.5 | 0.369 |                           |   |                        | 1.624 | 35200  |
| 7208               | 40          | 80  | 20 | 16 | 20   | 0.383 |                           |   |                        | 1.565 | 42400  |
| 7209               | 45          | 85  | 19 | 16 | 21   | 0.414 |                           |   |                        | 1.450 | 42700  |
| 7210               | 50          | 90  | 21 | 17 | 22   | 0.374 |                           |   |                        | 1.604 | 52900  |
| 7211               | 55          | 100 | 21 | 18 | 23   | 0.411 |                           |   |                        | 1.459 | 57900  |
| 7212               | 60          | 110 | 23 | 19 | 24   | 0.351 |                           |   |                        | 1.710 | 72200  |
| 7214               | 70          | 125 | 26 | 21 | 26.5 | 0.369 |                           |   |                        | 1.624 | 95900  |
| 7215               | 75          | 130 | 26 | 22 | 27.5 | 0.388 |                           |   |                        | 1.547 | 97600  |
| 7216               | 80          | 140 | 26 | 22 | 28.5 | 0.421 |                           |   |                        | 1.426 | 106000 |
| Легка широка серія |             |     |    |    |      |       |                           |   |                        |       |        |
| 7506               | 30          | 62  | 21 | 17 | 21.5 | 0.365 | 100.4                     |   |                        | 1.645 | 34900  |
| 7507               | 35          | 72  | 23 | 20 | 24.5 | 0.346 |                           |   |                        | 1.733 | 50200  |
| 7508               | 40          | 80  | 24 | 20 | 25   | 0.381 |                           |   |                        | 1.575 | 53900  |
| 7509               | 45          | 85  | 24 | 20 | 25   | 0.416 |                           |   |                        | 1.442 | 51600  |
| 7510               | 50          | 90  | 24 | 20 | 25   | 0.421 |                           |   |                        | 1.426 | 59800  |
| 7511               | 55          | 100 | 25 | 21 | 27   | 0.360 |                           |   |                        | 1.666 | 72200  |
| 7512               | 60          | 110 | 28 | 24 | 30   | 0.392 |                           |   |                        | 1.528 | 8400   |
| 7513               | 65          | 120 | 31 | 27 | 33   | 0.369 |                           |   |                        | 1.624 | 109000 |
| 7514               | 70          | 125 | 31 | 27 | 33.5 | 0.388 |                           |   |                        | 1.547 | 110000 |
| 7515               | 75          | 130 | 31 | 27 | 33.5 | 0.407 |                           |   |                        | 1.476 | 115000 |
| 7516               | 80          | 140 | 31 | 28 | 33.5 | 0.402 |                           |   |                        | 1.493 | 133000 |

| Середня серія        |    |     |      |      |      |       |       |       |        |
|----------------------|----|-----|------|------|------|-------|-------|-------|--------|
| 7304                 | 20 | 52  | 16   | 13   | 16.5 | 0.296 | 100.4 | 2.026 | 25000  |
| 7305                 | 25 | 62  | 17   | 15   | 18.5 | 0.360 |       | 1.666 | 29600  |
| 7306                 | 30 | 72  | 19   | 17   | 21.0 | 0.337 |       | 1.780 | 40000  |
| 7307                 | 35 | 80  | 21   | 18   | 23   | 0.319 |       | 1.881 | 48100  |
| 7308                 | 40 | 90  | 23   | 20   | 25.5 | 0.278 |       | 2.158 | 6100   |
| 7309                 | 45 | 100 | 26   | 22   | 27.5 | 0.287 |       | 2.090 | 7610   |
| 7310                 | 50 | 110 | 29   | 23   | 29.5 | 0.310 |       | 1.937 | 9660   |
| 7311                 | 55 | 120 | 29   | 25   | 32   | 0.332 |       | 1.804 | 102000 |
| 7312                 | 60 | 130 | 31   | 27   | 34   | 0.305 |       | 1.966 | 118000 |
| 7313                 | 65 | 140 | 33   | 28   | 36.5 | 0.305 |       | 1.966 | 134000 |
| 7314                 | 70 | 150 | 37   | 30   | 38.5 | 0.310 |       | 1.937 | 168000 |
| 7315                 | 75 | 160 | 37   | 31   | 40.5 | 0.328 |       | 1.829 | 178000 |
| Середня широка серія |    |     |      |      |      |       |       |       |        |
| 7604                 | 20 | 52  | 21   | 18.5 | 22.5 | 0.298 | 100.4 | 2.011 | 29500  |
| 7605                 | 25 | 62  | 24   | 21   | 25.5 | 0.273 |       | 2.194 | 45500  |
| 7606                 | 30 | 72  | 29   | 23   | 29   | 0.319 |       | 1.882 | 61300  |
| 7607                 | 35 | 80  | 31   | 27   | 33   | 0.296 |       | 2.026 | 71600  |
| 7609                 | 45 | 100 | 36   | 31   | 38.5 | 0.291 |       | 2.058 | 104000 |
| 7610                 | 50 | 110 | 40   | 34   | 42.5 | 0.296 |       | 2.026 | 122000 |
| 7611                 | 55 | 120 | 44.5 | 36.5 | 46   | 0.323 |       | 1.855 | 148000 |
| 7612                 | 60 | 130 | 47.5 | 39   | 49   | 0.305 |       | 1.966 | 171000 |
| 7613                 | 65 | 140 | 48   | 41   | 51.5 | 0.328 |       | 1.829 | 178000 |
| 7614                 | 70 | 150 | 51   | 43   | 54.5 | 0.351 |       | 1.710 | 204000 |
| 7615                 | 75 | 160 | 55   | 46.5 | 58.5 | 0.301 |       | 1.996 | 249000 |

Таблиця 35

## Коефіцієнти X та Y радіального і осьового навантажень

| Конструктивний<br>різновид<br>підшипників | $\alpha$ | $\frac{F_a}{C_0}$ | X                          | Y | X                      | Y    | e    |
|-------------------------------------------|----------|-------------------|----------------------------|---|------------------------|------|------|
|                                           |          |                   | Для однорядних підшипників |   |                        |      |      |
|                                           |          |                   | $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  |   | $\frac{F_a}{VF_r} > e$ |      |      |
| 1                                         | 2        | 3                 | 4                          | 5 | 6                      | 7    | 8    |
| Радіальний                                | 0°       | 0.014             | 1                          | 0 | 0.56                   | 2.30 | 0.19 |
|                                           |          | 0.028             |                            |   |                        | 1.99 | 0.22 |
|                                           |          | 0.056             |                            |   |                        | 1.71 | 0.26 |
|                                           |          | 0.084             |                            |   |                        | 1.55 | 0.28 |
|                                           |          | 0.110             |                            |   |                        | 1.45 | 0.30 |
|                                           |          | 0.170             |                            |   |                        | 1.31 | 0.34 |
|                                           |          | 0.280             |                            |   |                        | 1.15 | 0.38 |
|                                           |          | 0.420             |                            |   |                        | 1.04 | 0.42 |
|                                           |          | 0.560             |                            |   |                        | 1.00 | 0.44 |

|                                              |     |       |   |   |      |                                 |                                |
|----------------------------------------------|-----|-------|---|---|------|---------------------------------|--------------------------------|
| Радіально-опірний                            | 12° | 0.014 | 1 | 0 | 0.45 | 1.81                            | 0.30                           |
|                                              |     | 0.029 |   |   |      | 1.62                            | 0.34                           |
|                                              |     | 0.057 |   |   |      | 1.46                            | 0.37                           |
|                                              |     | 0.086 |   |   |      | 1.34                            | 0.41                           |
|                                              |     | 0.110 |   |   |      | 1.22                            | 0.45                           |
|                                              |     | 0.170 |   |   |      | 1.13                            | 0.48                           |
|                                              |     | 0.290 |   |   |      | 1.04                            | 0.52                           |
|                                              |     | 0.430 |   |   |      | 1.01                            | 0.54                           |
|                                              |     | 0.570 |   |   |      | 1.00                            | 0.54                           |
|                                              | 15° | 0.015 | 1 | 0 | 0.44 | 1.47                            | 0.38                           |
|                                              |     | 0.029 |   |   |      | 1.40                            | 0.40                           |
|                                              |     | 0.058 |   |   |      | 1.30                            | 0.43                           |
|                                              |     | 0.087 |   |   |      | 1.23                            | 0.46                           |
|                                              |     | 0.120 |   |   |      | 1.19                            | 0.47                           |
|                                              |     | 0.170 |   |   |      | 1.12                            | 0.50                           |
|                                              |     | 0.290 |   |   |      | 1.02                            | 0.55                           |
|                                              |     | 0.440 |   |   |      | 1.00                            | 0.56                           |
|                                              |     | 0.580 |   |   |      | 1.00                            | 0.56                           |
| Однорядний<br>роликовий<br>радіально-опірний |     |       | 1 | 0 | 0.40 | $0.4 \operatorname{ctg} \alpha$ | $1.5 \operatorname{tg} \alpha$ |
|                                              |     |       |   |   |      |                                 |                                |



Таблиця 36

Технічні дані підшипників шарикових. Радіальні однорядні. Легка серія.

| Позначення    | Розміри, мм |     |    |     | Вантажопідйомність |                                   |
|---------------|-------------|-----|----|-----|--------------------|-----------------------------------|
|               | d           | D   | B  | R   | Динамічна<br>C, Н  | Статистична<br>C <sub>0</sub> , Н |
| 1             | 2           | 3   | 4  | 5   | 6                  | 7                                 |
| Легка серія   |             |     |    |     |                    |                                   |
| 200           | 10          | 30  | 9  | 1   | 4600               |                                   |
| 201           | 12          | 32  | 10 | 1   | 4700               | 2600                              |
| 202           | 15          | 35  | 11 | 1   | 5850               | 2650                              |
| 203           | 17          | 40  | 12 | 1   | 7500               | 3470                              |
| 204           | 20          | 47  | 14 | 1.5 | 10000              | 4450                              |
| 205           | 25          | 52  | 15 | 1.5 | 11000              | 6300                              |
| 206           | 30          | 62  | 16 | 1.5 | 15300              | 7090                              |
| 207           | 35          | 72  | 17 | 2   | 20100              | 10200                             |
| 208           | 40          | 80  | 18 | 2   | 25600              | 13900                             |
| 209           | 45          | 85  | 19 | 2   | 25700              | 18100                             |
| 210           | 50          | 90  | 20 | 2   | 27500              | 18100                             |
| 211           | 55          | 100 | 21 | 2   | 34000              | 20000                             |
| 212           | 60          | 110 | 22 | 2.5 | 41100              | 25600                             |
| 213           | 65          | 120 | 23 | 2.5 | 44900              | 31500                             |
| 214           | 70          | 125 | 24 | 2.5 | 48800              | 34700                             |
| 215           | 75          | 130 | 25 | 2.5 | 51900              | 38100                             |
| 216           | 80          | 140 | 26 | 2.5 | 57000              | 41900                             |
| 217           | 85          | 150 | 28 | 3   | 65400              | 45400                             |
| 218           | 90          | 160 | 30 | 3   | 75300              | 54100                             |
| 219           | 95          | 170 | 32 | 3.5 | 85300              | 61700                             |
| 220           | 100         | 180 | 34 | 3.5 | 95800              | 70900                             |
|               |             |     |    |     |                    | 80600                             |
| Середня серія |             |     |    |     |                    |                                   |
| 300           | 10          | 35  | 11 | 1   | 6360               | 3830                              |
| 301           | 12          | 37  | 12 | 1.5 | 7630               | 4730                              |
| 302           | 15          | 42  | 13 | 1.5 | 8900               | 5510                              |
| 303           | 17          | 47  | 14 | 1.5 | 10900              | 6800                              |
| 304           | 20          | 52  | 15 | 2   | 12500              | 7940                              |
| 305           | 25          | 62  | 17 | 2   | 17600              | 11600                             |
| 306           | 30          | 72  | 19 | 2   | 22000              | 15100                             |
| 307           | 35          | 80  | 21 | 2.5 | 26200              | 17900                             |
| 308           | 40          | 90  | 23 | 2.5 | 31900              | 22700                             |
| 309           | 45          | 100 | 25 | 2.5 | 37800              | 26700                             |
| 310           | 50          | 110 | 27 | 3   | 48500              | 36300                             |
| 311           | 55          | 120 | 29 | 3   | 56000              | 42600                             |
| 312           | 60          | 130 | 31 | 3.5 | 64100              | 49400                             |
| 313           | 65          | 140 | 33 | 3.5 | 72700              | 56700                             |
| 314           | 70          | 150 | 35 | 3.5 | 81700              | 64500                             |
| 315           | 75          | 160 | 37 | 3.5 | 89000              | 72800                             |
| 316           | 80          | 170 | 39 | 3.5 | 96500              | 81700                             |

|                                                                                                          |    |     |    |     |             |             |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|-----|----|-----|-------------|-------------|
| 317                                                                                                      | 85 | 180 | 41 | 4   | 104000      | 91000       |
| 318                                                                                                      | 90 | 190 | 43 | 4   | 112000      | 101000      |
| Важка серія                                                                                              |    |     |    |     |             |             |
| 403                                                                                                      | 17 | 62  | 17 | 2.0 | 17800       | 12100       |
| 405                                                                                                      | 25 | 80  | 21 | 2.5 | 29200       | 20800       |
| 406                                                                                                      | 30 | 90  | 23 | 2.5 | 37200       | 27200       |
| 407                                                                                                      | 35 | 100 | 25 | 2.5 | 43600       | 31900       |
| 408                                                                                                      | 40 | 110 | 27 | 3.0 | 50300       | 37000       |
| 409                                                                                                      | 45 | 120 | 29 | 3.0 | 60400       | 46400       |
| 410                                                                                                      | 50 | 130 | 31 | 3.5 | 68500       | 53000       |
| 411                                                                                                      | 55 | 140 | 33 | 3.5 | 78700       | 63700       |
| 412                                                                                                      | 60 | 150 | 35 | 3.5 | 85600       | 71400       |
| 413                                                                                                      | 65 | 160 | 37 | 3.5 | 92600       | 79600       |
| 414                                                                                                      | 70 | 180 | 42 | 4.0 | 113000      | 107000      |
| 415                                                                                                      | 75 | 190 | 45 | 4.0 | 119000      | 117000      |
| 416                                                                                                      | 80 | 200 | 48 | 4.0 | 128000      | 127000      |
| 417                                                                                                      | 85 | 210 | 52 | 5.0 | 136000      | 138000      |
| Радіально-опірні однорядні<br>Легка серія 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ )<br>46000 ( $\alpha = 26^\circ$ ) |    |     |    |     |             |             |
| 36201 -                                                                                                  | 12 | 32  | 10 | 1   | 5580        | 3400        |
| 36202 46202                                                                                              | 15 | 35  | 11 | 1   | 6380 6070   | 3900 3580   |
| 36203 46203                                                                                              | 17 | 40  | 12 | 1   | 9430 9000   | 6240 5730   |
| 36204 46204                                                                                              | 20 | 47  | 14 | 1.5 | 12300 11600 | 8470 7790   |
| 36205 46205                                                                                              | 25 | 52  | 15 | 1.5 | 13100 12400 | 9240 8500   |
| 36206 46206                                                                                              | 30 | 62  | 16 | 1.5 | 18200 17200 | 13300 12200 |
| 36207 46207                                                                                              | 35 | 72  | 17 | 2   | 24000 22700 | 18100 16600 |
| 36208 46208                                                                                              | 40 | 80  | 18 | 2   | 30600 28900 | 23700 27100 |
| 36209 46209                                                                                              | 45 | 85  | 19 | 2   | 32300 30400 | 25600 23600 |
| 36210 46210                                                                                              | 50 | 90  | 20 | 2   | 33900 31800 | 27600 25400 |
| 36211 46211                                                                                              | 55 | 100 | 21 | 2.5 | 41900 39400 | 34900 32100 |
| 36212 46212                                                                                              | 60 | 110 | 22 | 2.5 | 48200 45400 | 40100 36800 |
| - 46213                                                                                                  | 65 | 120 | 23 | 2.5 | 54400       | 46800       |
| 36214 46214                                                                                              | 70 | 125 | 24 | 2.5 | 63000 59100 | 55900 51400 |
| - 46215                                                                                                  | 75 | 130 | 25 | 2.5 | 61500       | 54800       |
| 36216 46216                                                                                              | 80 | 140 | 26 | 3   | 73500 68900 | 66600 61200 |
| Середня серія<br>Кут контакту $\alpha = 26^\circ$                                                        |    |     |    |     |             |             |
| 46303                                                                                                    | 17 | 47  | 14 | 1.5 | 12600       | 8150        |
| 46304                                                                                                    | 20 | 52  | 15 | 2   | 14000       | 9170        |
| 46305                                                                                                    | 25 | 62  | 17 | 2   | 21100       | 14600       |
| 46306                                                                                                    | 30 | 72  | 19 | 2   | 25600       | 18700       |
| 46307                                                                                                    | 35 | 80  | 21 | 2.5 | 33400       | 25200       |
| 46308                                                                                                    | 40 | 90  | 23 | 2.5 | 39200       | 30700       |
| 46309                                                                                                    | 45 | 100 | 25 | 2.5 | 43100       | 37700       |
| 46310                                                                                                    | 50 | 110 | 27 | 3   | 56300       | 44800       |
| 46311                                                                                                    | 55 | 120 | 29 | 3   | 68900       | 57400       |

|                                                                       |    |     |    |     |        |        |
|-----------------------------------------------------------------------|----|-----|----|-----|--------|--------|
| 46312                                                                 | 60 | 130 | 31 | 3.5 | 78800  | 66600  |
| 46313                                                                 | 65 | 140 | 33 | 3.5 | 89000  | 76400  |
| 46314                                                                 | 70 | 150 | 35 | 3.5 | 100000 | 87000  |
| 46318                                                                 | 90 | 170 | 43 | 4   | 129000 | 125000 |
| Важка серія                                                           |    |     |    |     |        |        |
| 46416                                                                 | 80 | 200 | 48 | 4   | 154000 |        |
| 46418                                                                 | 90 | 225 | 54 | 5   | 173000 |        |
| Радіально-опірні<br>Середня серія<br>Кут контакту $\alpha = 36^\circ$ |    |     |    |     |        |        |
| 66311                                                                 | 55 | 120 | 29 | 3   | 60600  |        |
| 66314                                                                 | 70 | 150 | 35 | 3.5 | 93300  |        |
| Важка серія                                                           |    |     |    |     |        |        |
| 66406                                                                 | 30 | 90  | 23 | 2.5 | 38400  | 28100  |
| 66407                                                                 | 35 | 100 | 25 | 2.5 | 45400  | 33700  |
| 66408                                                                 | 40 | 110 | 27 | 3   | 52700  | 38800  |
| 66409                                                                 | 45 | 120 | 29 | 3   | 64000  | 48200  |
| 66410                                                                 | 50 | 130 | 31 | 3.5 | 77600  | 61200  |
| 66412                                                                 | 60 | 150 | 35 | 3.5 | 98000  | 81000  |
| 66414                                                                 | 70 | 180 | 42 | 4   | 119000 | 111000 |
| 66418                                                                 | 90 | 225 | 54 | 5   | 163000 | 172000 |

Таблиця 37

Значення коефіцієнта  $K_T$ 

|       |     |      |      |      |      |
|-------|-----|------|------|------|------|
| t, °C | 100 | 150  | 175  | 200  | 250  |
| $K_T$ | 1.1 | 1.11 | 1.15 | 1.25 | 1.40 |

Таблиця 38

Значення коефіцієнта  $K_\delta$ 

| Характер навантаження                            | $K_\delta$ |
|--------------------------------------------------|------------|
| Спокійне навантаження без поштовхів              | 1.0        |
| Легкі поштовхи                                   | 1.0...1.2  |
| Помірні поштовхи                                 | 1.3...1.8  |
| Навантаження із значними поштовхами і вібраціями | 1.8...2.5  |

## Список літератури:

1. Жуков К.П., Столбин Г.Б. Расчет и проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1978.
2. Иванов М.Н. Детали машин. –М.: Высш. шк., 1984.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. –М.: Высш. шк. 1974.
4. Кудрявцев В.Н. Детали машин. –Л.: Машиностроение, 1980.
5. Машнев М.М., Красновская Е.Л., Лебедев П.А. Теория механизмов и машин и детали машин. –Л.: Машиностроение, 1980.
6. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. –М.: Высш. шк., 1979.
7. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкцій редукторов. –К.: Высш. шк., 1979.
8. Тищенко О.Ф. и др. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. –Ч. 1. –М.: Высш. шк., 1978.
9. Бейзельман Р.Д. та ін. Подшипники качения: Справочник. –М.: Машиностроение, 1981.
10. Явленський К.Н. и др. Приборные шарикоподшипники: Справочник. –М.: Машиностроение, 1981.
11. Спицын Н.А. и др. Підшипники качения: Каталог-справочник. –М.: НИИАвтопром, 1972.
12. Заблонський К.И. и др. Прикладная механика. –К.: Высш шк., 1979