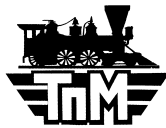


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТУ**  
**Кафедра теоретичної і прикладної механіки**



**О.В.Агарков, Д.В. Польовий**

**ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА**  
**РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА**

Методичні рекомендації  
до курсового проекту з «Прикладної механіки»  
для студентів спеціальності  
«Електричний транспорт»  
денної та заочної форм навчання

КИЇВ 2012

УДК 621. 01 (075.8)

**Проектування циліндричного редуктора:** Методичні рекомендації до курсового проекту з «Прикладної механіки» для студентів спеціальності «Електричний транспорт» усіх форм навчання / О. В. Агарков, Д. В. Польовий. – К.: ДЕТУТ, 2012. – 24 с.

Розглянуто методику розрахунку циліндричного прямозубого редуктора загального призначення. Наведено приклад та надані необхідні нормативно-технічні і довідкові матеріали та методичні поради.

Методичні рекомендації розглянуто та затверджено на засіданні кафедри ТПМ (протокол № 7 від 25.03.2011 року) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ (протокол № 8 від 30.03.2011 року).

Призначено для студентів спеціальності «Електричний транспорт» денної та заочної форм навчання.

Укладачі: *Агарков О. В.*, викладач  
*Польовий Д. В.*, канд. техн. наук, доцент

Рецензенти: *Н. Л. Белевцова*, кандидат технічних наук,  
професор (ДЕТУТ);  
*С. Л. Панов*, кандидат технічних наук,  
доцент (НТУУ «КПІ»)

## Зміст

Передмова.....	4
Технічне завдання.....	5
1. Вибір електродвигуна.....	6
2. Розрахунок зубчастої передачі.....	6
2.1. Визначення кінематичних і силових параметрів.....	6
2.2. Вибір матеріалів зубчастих коліс і способу їхньої термообробки..	7
2.3. Визначення допускних напружень.....	7
2.4. Проектувальний розрахунок передачі за умови забезпечення контактної витривалості.....	9
2.5. Призначення модуля і числа зубців.....	9
2.6. Перевірний розрахунок на контактну витривалість.....	10
2.7. Перевірний розрахунок на витривалість при згині.....	11
2.8. Визначення геометричних параметрів передачі.....	12
3. Попередній розрахунок валів редуктора.....	13
3.1. Вибір матеріалу.....	13
3.2. Вибір допускового напруження при крученні.....	13
3.3. Визначення розмірів ступеней валів.....	13
4. Попередній вибір підшипників кочення.....	16
Література.....	17
Додаток А. Двигуни асинхронні трьохфазні серії 4А загального технічного призначення.....	18
Додаток В. Номінальні значення передаточних чисел (СТ СЭВ 221-75).....	11
Додаток С. Сталі для виготовлення зубчастих коліс і валів.....	18
Додаток Д. Граничні значення напружень витривалості при згині.....	19
Додаток Є. Значення коефіцієнтів нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубців для циліндричних зубчастих передач при симетричному розташуванні колес відносно опор ( $HВ_1$ або $HВ_2 < 350$ ).....	19
Додаток Ж. Міжосьові відстані $a_w$ , мм циліндричних зубчастих редукторів (СТ СЭВ 229-75).....	19
Додаток К. Значення модуля $m$ , мм (СТ СЭВ 310-76).....	20
Додаток М. Степінь точності зубчастих коліс у залежності від колових швидкостей $V$ , м/с у зачепленні.....	20
Додаток Н. Значення коефіцієнтів динамічності прямозубих передач ( $HВ_1$ або $HВ_2 > 350$ ).....	20
Додаток П. Значення коефіцієнта форми $У_F$ для прямозубих циліндричних передач зовнішнього зачеплення.....	21
Додаток Р. Основні розміри кінців валів, мм (ГОСТ 12080 – 66).....	22
Додаток Т. Розміри манжет гумових армованих, мм(ГОСТ 8752 – 70)	22
Додаток У. Технічна характеристика шарикопідшипників радіальних однорядних (ГОСТ 8338 – 75).....	23

## Передмова

У роботі наводиться оформлена у вигляді прикладу методика розрахунку основних деталей циліндричного прямозубого редуктора у відповідності до технічних завдань та методичних вказівок, які викладені у «Методичних вказівках і варіантах завдань до курсового проекту» з «Прикладної механіки» для студентів спеціальності «Електричний транспорт» усіх форм навчання.

На основі сучасної методики проектування машинобудівних конструкцій виконаний вибір електродвигуна, розрахунок зубчастої передачі та попередній розрахунок валів і підшипників кочення.

Робота оформлена у відповідності до вимог вітчизняного стандарту ДСТУ 2.105 – 95 «Правила оформлення текстової технічної документації», який повинен використовуватися студентами як приклад оформлення пояснювальної записки до курсового проекту.

У додатках до роботи зосереджені нормативно-технічні та довідкові матеріали, які необхідні для виконання цієї частини проекту.

## ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Спроекувати одноступінчастий циліндричний редуктор з горизонтальним роз'ємом і прямозубими колесами та підібрати муфту для з'єднання тихохідного вала редуктора з робочою машиною (рис. 1), якщо:

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора $T_2, Н \cdot м$	65
Частота обертів тихохідного вала редуктора $n_2, об/хв$	400
Строк служби редуктора $L, годин$	1000
Коефіцієнт корисної дії редуктора $\eta_p$	0,95
Тип муфти – пружна втулочно-пальцева	МПВП
Режим роботи	Нереверсивний
Навантаження	Стале

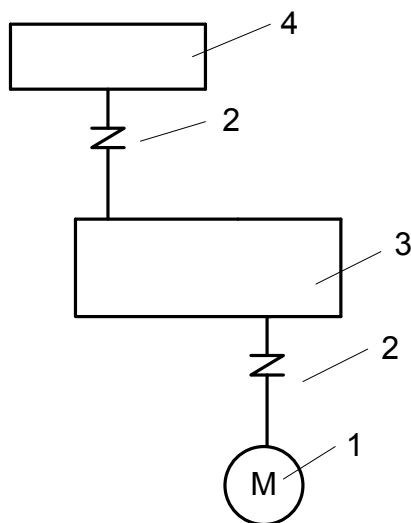


Рис. 1. Схема приводу компресора:  
1 – двигун; 2 – муфта;  
3 – редуктор; 4 – компресор

## 1. Вибір електродвигуна

Найбільш придатними у нашому випадку є трьохфазні асинхронні короткозамкнені двигуни серії 4А. Для визначення конкретного типу двигуна обчислюємо його потужність:

$$P = \frac{T_2 n_2}{9550 \cdot \eta_p} = \frac{65 \cdot 400}{9550 \cdot 0,96} = 2,84 \text{ кВт},$$

де  $\eta_p = 0,95$  – к.к.д. одноступінчастого циліндричного редуктора.

Цьому значенню потужності відповідають чотири типи двигунів серії 4А, які відрізняються синхронними частотами обертання роторів (табл. Д.А у додатку). Зважаючи на те, що двигуни з високою частотою мають понижений ресурс, а з низькою – значну металомісткість, зупиняємо свій вибір на двигунах з частотою 1000 об/хв і 1500 об/хв.

Другий двигун має меншу масу та габарити і дозволяє з більшою точністю забезпечити необхідну частоту обертання вихідного валу редуктора (табл. 1).

Таблиця 1 – Порівняльні дані електродвигунів

Тип двигуна	Частота обертання		Передаточне число		Відносна похибка $\delta_u = \delta_n =$ $= \frac{u - u_{cm}}{u} \cdot 100$
	ротора двигуна $n, об/хв$	вихідного вала $n_2, об/хв$	необхід- не $u = \frac{n}{n_2}$	стандарт- не * $u_{c0}$	
4АМІІ2МА6УЗ	955	400	2,39	2,50	- 4,6
4АМІ00S4УЗ	1435		3,59	3,55	1,11
* Стандартні значення передаточних чисел наведені в табл. Д.В додатку					

Остаточно приймаємо двигун типу 4АМІ00S4УЗ;  $P = 3 \text{ кВт}$ ;  $n = 1435 \text{ об/хв}$ ;  $u = 3,55$ .

## 2. Розрахунок зубчастої передачі

Розрахунок зубчастих передач сучасного машинобудування базується на положеннях Державного стандарту України ДСТУ 32617-94 [1].

### 2.1. Визначення кінематичних і силових параметрів

Частоти обертання і обертальні моменти відповідно дорівнюють:  
швидкохідний (вхідний) вал редуктора:

$$n_1 = n = 1435 \text{ об/хв};$$

$$T_1 = 9550 \frac{P}{n_1} = 9550 \frac{3}{1435} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

тихохідний (вихідний) вал редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1435}{3,55} = 404 \text{ об/хв};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_p = 20 \cdot 3,55 \cdot 0,95 = 67,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 2.2. Вибір матеріалів зубчастих коліс і способу їх термообробки

При виборі матеріалів орієнтуємося на дешеві сталі таких марок, які після термообробки забезпечували б різницю твердості робочих поверхонь зубців шестерні і колеса в межах 20-50 одиниць за Бринелем. Це забезпечить рівномірне зношування зубців і краще їх пропрацьовування [2].

Як видно з табл. Д.С у додатку, цим вимогам найкращим чином відповідають сталі:

шестерня – Сталь 40Х;  $HB_1 = 260 - 280$  ( $S \leq 60$  мм); заготовка – прокат;

термообробка – поліпшення;

колесо – Сталь 45;  $HB_2 = 192 - 240$  ( $S \leq 100$  мм); заготовка – поковка;

термообробка – поліпшення.

Визначаємо середні розрахункові значення твердості:

$$HB_{1cp} = \frac{260 + 280}{2} = 270;$$

$$HB_{2cp} = \frac{192 + 240}{2} = 215;$$

і перевіряємо значення:

$$HB_{1cp} - HB_{2cp} = 270 - 215 = 55,$$

що відповідає заданій вимозі.

## 2.3. Визначення допускних напружень

Головними критеріями працездатності зубчастих передач редукторів у загальному машинобудуванні є контактна витривалість і витривалість зубців при згині [2]. Відповідно до цього визначаємо допусчне контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot K_{HL},$$

де  $\sigma_{Hlim}$ ,  $H/mm^2$  – границя контактної витривалості;  $S_H$  – коефіцієнт запасу міцності;  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності.

Згідно з даними табл. Д.Д відповідно для шестерні і колеса маємо:

$$\sigma_{Hlim1} = 2HB_{1cp} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ Н}/mm^2;$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2HB_{2cp} + 70 = 2 \cdot 215 + 70 = 500 \text{ Н}/mm^2.$$

Згідно з рекомендаціями ДСТУ 32617-94 для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу заготовки, яку можна очікувати після поліпшення, слід призначити (табл. Д.Д)

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

Коефіцієнт довговічності, який враховує заданий строк служби передачі, обчислюємо за формулою:

$$1 \leq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \leq 2,6,$$

де  $N_{Hlim}$  – базове число циклів напружень, яке обчислюється за формулою

$$N_{Hlim} = 30(HB)^{2,4};$$

$N_K$  – число циклів напружень, яке відповідає заданому строку служби передачі

$$N_K = 60 \cdot n \cdot L.$$

Після підстановки величин відповідно для шестерні і колеса в наведені формули одержуємо:

$$N_{Hlim1} = 30(HB_{1cp})^{2,4} = 30 \cdot 270^{2,4} = 2 \cdot 10^7 \text{ циклів};$$

$$N_{K1} = 60 \cdot n_1 \cdot T = 60 \cdot 1435 \cdot 10000 = 86 \cdot 10^7 \text{ циклів};$$

$$N_{Hlim2} = 30(HB_{2cp})^{2,4} = 30 \cdot 215^{2,4} = 1,2 \cdot 10^7 \text{ циклів};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot n_2 \cdot L = 60 \cdot 404 \cdot 10000 = 24 \cdot 10^7 \text{ циклів}.$$

Оскільки в обох випадках  $N_K > N_{Hlim}$  приймаємо  $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$ . У цьому випадку:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{610}{1,1} \cdot 1 = 555 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{500}{1,1} \cdot 1 = 455 \text{ Н/мм}^2.$$

Згідно з рекомендаціями ДСТУ 32617-94 для прямозубих передач у значенні допускового контактного напруження приймаємо

$$[\sigma_H] = \min\{[\sigma_H]_1; [\sigma_H]_2\} = \min\{555; 455\} = 455 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускне напруження при згині обчислюємо за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot K_{FL},$$

де  $\sigma_{Flim}$ ,  $\text{Н/мм}^2$  – границя витривалості при згині;

$S_F$  – коефіцієнт запасу міцності при згині;

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності при згині.

Згідно з рекомендацією табл. Д.Д

$$\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot HB_{1cp} = 1,8 \cdot 270 = 485 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot HB_{2cp} = 1,8 \cdot 215 = 385 \text{ Н/мм}^2.$$

Виходячи з нормальної ймовірності неруйнування передачі, приймаємо (табл. Д.Д):

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,8.$$

Коефіцієнт довговічності обчислюємо за формулою

$$1 \leq K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_K}} \leq 1,6,$$



де  $N_K$  – число циклів напружень, яке відповідає заданому строку служби передачі; як і раніше:

$$N_{K1} = 86 \cdot 10^7 \text{ циклів};$$

$$N_{K2} = 24 \cdot 10^7 \text{ циклів};$$

$N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$  – базове число циклів напружень для всіх сталей.

Оскільки  $N_{K1,2} > N_{F\text{lim}}$ , то приймаємо:

$$K_{FL1} = K_{FL2} = 1.$$

У зв'язку з цим:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{485}{1,8} = 270 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{385}{1,8} = 215 \text{ Н/мм}^2.$$

## 2.4. Проектувальний розрахунок передачі за умови забезпечення контактної витривалості

Контактна витривалість – головний критерій працездатності закритих зубчастих передач з твердістю поверхонь зубців  $HB < 350$ . При застосуванні цього критерію обчислюють міжосьову відстань передач:

$$a_w = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \psi_{ea}}},$$

де  $K_a = 495 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$  – допоміжний коефіцієнт для прямозубих передач;

$\psi_{ea} = \frac{b_w}{a_w} = 0,3 - 0,5$  – коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця;

приймаємо  $\psi_{ea} = 0,3$ ;

$K_{HB}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контакту зубців; згідно з даним табл. Д. Е приймаємо  $K_{HB} = 1,03$ , що відповідає симетричному розташуванню зубчастих коліс відносно опор і значенню коефіцієнта:

$$\psi_{ed} = \frac{\psi_{ea}(u+1)}{2} = \frac{0,3(3,55+1)}{2} = 0,7.$$

Після підстановки значень обчислюємо:

$$a_w = 495 \cdot (3,55+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{67,5 \cdot 1,03}{455^2 \cdot 3,55^2 \cdot 0,3}} = 100,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення міжосьової відстані  $a_w = 100 \text{ мм}$  (табл. Д. Ж).

## 2.5. Призначення модуля і числа зубців коліс

Визначаємо ділительний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{1+u} = \frac{2 \cdot 100}{1+3,55} = 43,9 \text{ мм};$$

приймаємо  $d_1 = 44 \text{ мм}$ .

Для силових зубчастих передач, до яких відноситься і даний редуктор, рекомендоване значення модуля передачі  $m \geq 2$  мм. З умови забезпечення плавності зачеплення і відсутності підризання зубців призначають  $Z_1 \geq 20$ . Приймаємо стандартний модуль  $m = 2$  мм (табл. Д.К), тоді:

$$Z_1 = \frac{44}{2} = 22.$$

Число зубців колеса становитиме:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 3,55 \cdot 22 = 78,1;$$

прийmemo  $Z_2 = 78$  і уточнюємо значення передаточного числа:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{78}{22} = 3,54$$

та міжосьову відстань:

$$a_w = m \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} = 2 \cdot \frac{78 + 22}{2} = 100 \text{ мм},$$

яка залишилася без зміни.

## 2.6. Перевірний розрахунок передачі на контактну витривалість

Після остаточного з'ясування значення міжосьової відстані виконуємо перевірку умови контактної витривалості за формулою:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{u}}{\psi_{ed} \cdot d_1^3}} \leq [\sigma_H],$$

де  $Z_M = 190 (H/\text{мм}^2)^{1/2}$  – коефіцієнт, який враховує механічні властивості спряжених зубчастих сталевих коліс;  $Z_H$  – коефіцієнт, який враховує форму зубців спряжених коліс і обчислюється за формулою:

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{1}{\sin 2\alpha}} = 2 \sqrt{\frac{1}{\sin 2(2 \cdot 20^\circ)}} = 2,6;$$

де  $\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення;

$Z_\varepsilon$  – коефіцієнт, який враховує дійсну довжину ліній контакту зубців і залежить від значення торцевого коефіцієнта перекриття, що дорівнює:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{22} + \frac{1}{78} \right) \right] = 1,69.$$

У цьому випадку  $Z_\varepsilon$  становитиме:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,69}{3}} = 0,88;$$

$K_{H\beta} = 1,03$  – коефіцієнт концентрації напружень (визначений раніше);

$K_{HV}$  – коефіцієнт внутрішньої динамічності передачі. Значення цього коефіцієнта залежать від твердості поверхонь зубців, лінійної швидкості в зачепленні і ступені точності передачі.

Лінійну швидкість обчислюємо за формулою:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 44 \cdot 1435}{60000} = 3,3 \text{ м/с}.$$

При такій швидкості відносимо передачу до передач 8-ої ступені точності (табл. Д.М). При цьому за табл. Д.Н призначаємо  $K_{HV} = 1,13$ .

Після підстановки значень величин у формулу умови витривалості одержимо:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 190 \cdot 2,6 \cdot 0,88 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 1,03 \cdot 1,13}{0,7 \cdot 44^3} \cdot \frac{3,54 + 1}{3,54}} = \\ &= 435 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 455 \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

тобто умова контактної витривалості виконується.

## 2.7. Перевірний розрахунок передачі на витривалість при згині

Цей критерій для передач з твердістю зубців  $HB < 350$  є менш важливим, і за ним виконується тільки перевірний розрахунок. Розраховується «слабка» ланка передачі, для якої значення відношення  $\frac{[\sigma_{Fi}]}{Y_{Fi}}$  є меншим.

Визначимо значення коефіцієнтів  $Y_F$ , які враховують форму зубців спряжених коліс і концентрацію напружень. По табл. Д.П знаходимо: для шестерні –  $x_1 = 0$ ;  $Z_1 = 22$ ;  $Y_{F1} = 4,0$ ; для колеса –  $x_2 = 0$ ;  $Z_2 = 78$ ;  $Y_{F2} = 3,6$ .

Тоді:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{270}{4} > \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F1}} = \frac{215}{3,6},$$

що обумовлює необхідність розрахунку колеса.

Умова витривалості при згині має вигляд:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{\psi_{ed} \cdot d_1^2 \cdot m} \leq [\sigma_F]_2,$$

де  $Y_{F2} = 3,6$ ;

$K_{F\beta} = 1,06$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження вздовж зубців при згині (табл. Д.Ж);

$K_{FV} = 1,08$  – коефіцієнт внутрішньої динамічності при згині (табл. Д.Н);

$Y_\varepsilon$  – коефіцієнт, який враховує перекриття; для прямозубих коліс  $Y_\varepsilon = 1$ .

Після підстановки значень у формулу умови витривалості при:

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 20}{0,7 \cdot 44^2 \cdot 2} = 61 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 215 \text{ Н/мм}^2.$$

Оскільки обидві умови витривалості задовольняються, то зубчасту передачу можна вважати працездатною.

## 2.8. Визначення геометричних параметрів передачі

Основними розрахунковими геометричними параметрами зубчастих коліс (рис. 2) є:

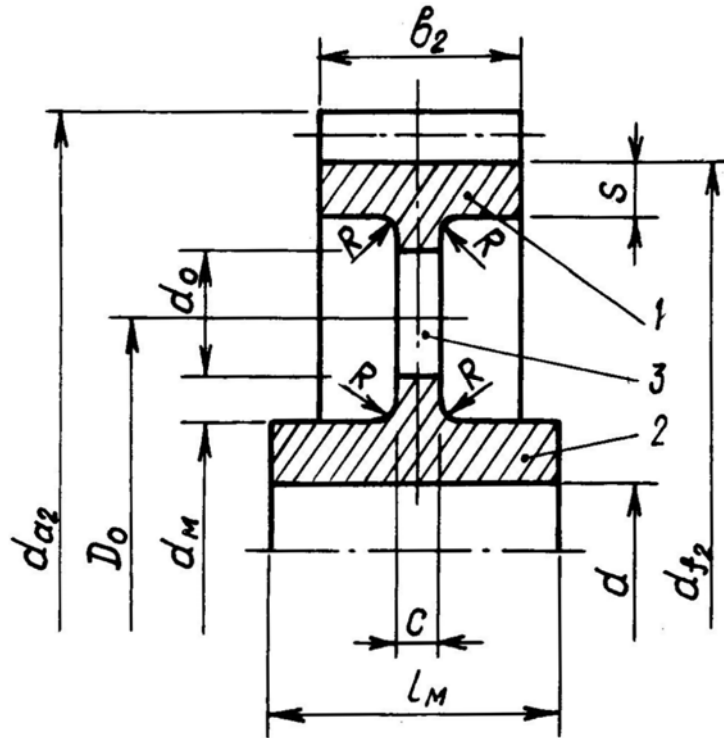


Рис. 2. Ескіз вінця зубчастого колеса

Ступінь точності – 8 за ГОСТ 1643 – 81.

Нормальний вихідний контур – по ГОСТ 13755 – 81:

коефіцієнт висоти головки

$$h_a^* = 1;$$

коефіцієнт радіального зазору

$$c_a^* = 0,25;$$

кут профілю

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

Модуль

$$m = 2 \text{ мм}.$$

Число зубців

шестерні

$$Z_1 = 22;$$

колеса

$$Z_2 = 78.$$

Ділильні діаметри

шестерні

$$d_1 = 44 \text{ мм};$$

колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 78 = 156 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин зубців

шестерні

$$d_{a1} = d_1 + h_a^* m = 44 + 2 \cdot 1 \cdot 2 = 48 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m = 156 + 2 \cdot 1 \cdot 2 = 160 \text{ мм}.$$

Діаметри западин

шестерні

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c_a^*) \cdot m = 44 - 2(1 + 0,25) \cdot 2 = 39 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c_a^*) \cdot m = 156 - 2(1 + 0,25) \cdot 2 = 151 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{44 + 156}{2} = 100 \text{ мм.}$$

Ширина вінця

колеса

$$e_2 = 0,7 \cdot 44 = 30 \text{ мм};$$

шестерні

$$e_1 = e_2 + 5 = 30 + 5 = 35 \text{ мм.}$$

### 3. Попередній розрахунок валів редуктора

#### 3.1. Вибір матеріалу

Для виготовлення валів середньо навантажених передач, до яких відносяться приводи компресорів, застосовують термічно оброблені середньо вуглецеві і леговані сталі 45 і 40Х.

Вибираємо для тихохідного вала Сталь 45, а для швидкохідного – Сталь 40Х. Механічні характеристики цих сталей наведені в табл. Д.С у додатку.

#### 3.2. Вибір допускового напруження при крученні

Попередній розрахунок валів виконується по напруженнях кручення без врахування дії згину і багатьох інших чинників. Тому для компенсації приблизності цього методу розрахунку приймають знижені допускні напруження кручення: для швидкохідних вхідних валів –  $[\tau] = 10 \text{ Н/мм}^2$ ; для тихохідних –  $[\tau] = 20 \text{ Н/мм}^2$ .

#### 3.3. Визначення розмірів ступеней валів

Вали редуктора вважаємо ступінчастими циліндричними деталями. Кількість ступеней і їх розміри визначають розташовані на них деталі: з'єднувальні напівмуфти, ущільнення, підшипники і зубчасті колеса (рис. 3). Визначимо діаметр і довжину кожної такої ступені [3].

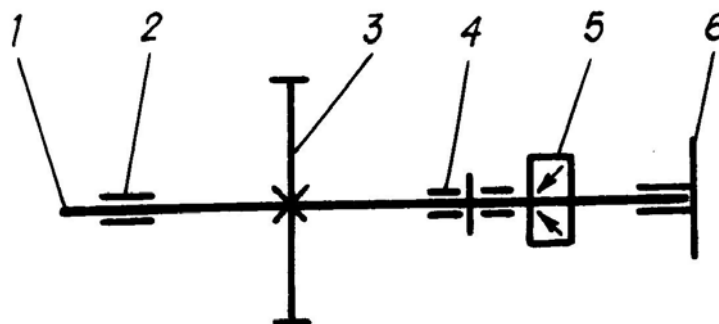


Рис. 3. Схема розміщення деталей на валу редуктора:

1 – вал; 2, 4 – підшипники; 3 – зубчасте колесо;  
5 – ущільнення; 6 – з'єднувальна півмуфта

Швидкохідний вал (рис. 4).

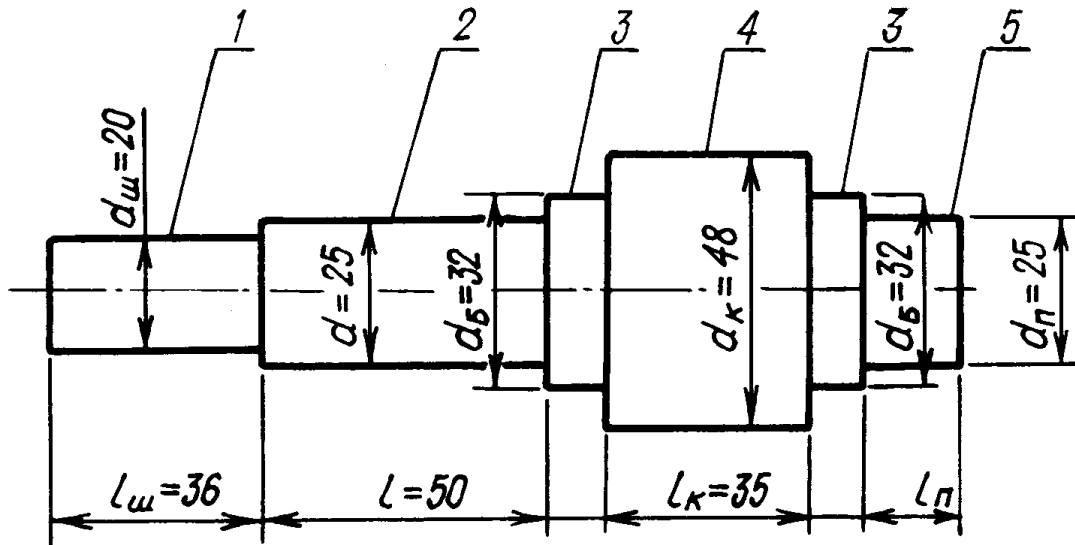


Рис. 4. Ескіз швидкохідного (вхідного) вала редуктора (пояснення позначок – у тексті)

Ступінь 1 – шийка під з'єднувальну напівмуфту, її діаметр обчислюють за формулою:

$$d_u \geq \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 20}{0,2 \cdot 10}} = 21,5 \text{ мм}.$$

Згідно з ГОСТ 12060-66 (табл. Д.Р) приймаємо:

$$d_u = 20 \text{ мм}; \quad l_u = 36 \text{ мм}.$$

Ступінь 2 – шийка під ущільнення і підшипник кочення. Її діаметр становитиме:

$$d = d_u + 2t = 20 + 2 \cdot 2 = 24 \text{ мм},$$

де  $t = 2 - 2,5 \text{ мм}$  – висота бурта для упора напівмуфти.

Значення  $d$  округлюємо до найближчого значення діаметра ущільнення (табл. Д.Т) і підшипника (табл. Д.У) і приймаємо:

$$d = 25 \text{ мм}.$$

Довжину цієї шийки призначаємо за емпіричною формулою:

$$l = 2d = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм}.$$

Ступінь 3 – упорний бурт для підшипника. Діаметр цього бурта  $d_B$  призначаємо таким, щоб він задовольняв умові  $d_B \geq d_2$  (табл. Д.У – підшипник № 305), тобто приймаємо:

$$d_B = 32 \text{ мм}.$$

Ширину цієї шийки призначаємо довільно  $l_B = 10 \text{ мм}$ .

Ступінь 4 – шийка під посадку зубчастого колеса. У нашому випадку на цій шийці повинна бути розташована шестерня, діаметр западин зубців якої

$d_{f1} = 39$  мм (див. п. 2.8) незначно відрізняється від  $d_B = 32$  мм. Тому шестірню виконуємо як одну деталь разом з валом і вважаємо, що:

$$d_k = d_{a1} = 48 \text{ мм};$$

$$l_k = e_1 = 35 \text{ мм}.$$

Ступінь 5 – шийка під підшипник. Діаметр цієї шийки приймаємо таким же, як і  $d$ , тобто:

$$d_{\Pi} = d = 25 \text{ мм},$$

а довжину її призначаємо рівній ширині підшипника:

$$l_{\Pi} = B.$$

Конкретне значення  $l_{\Pi}$  визначаємо після вибору підшипника.

Тихохідний вал (рис. 5).

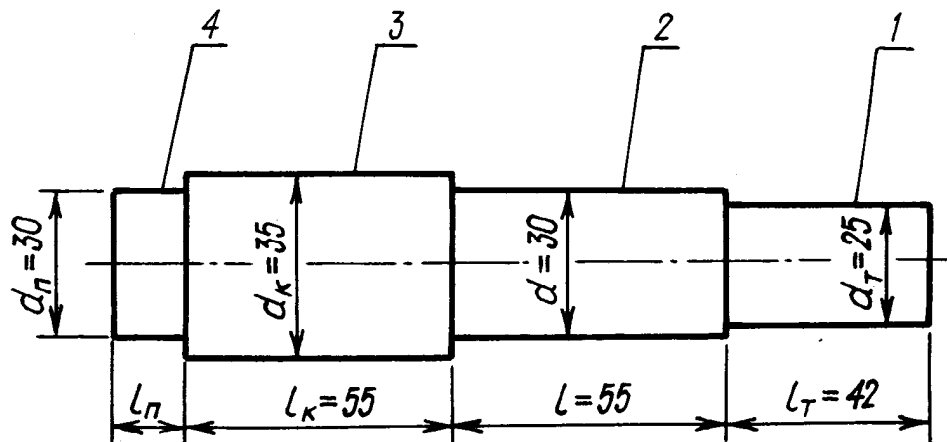


Рис. 5. Ескіз тихохідного (вихідного) вала редуктора (пояснення позначок – у тексті)

Ступінь 1 – шийка під з'єднувальну напівмуфту, її діаметр становитиме

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 67,5}{0,2 \cdot 20}} = 25,6 \text{ мм}.$$

Згідно з ГОСТ 12080-66 (табл. Д.Р) приймаємо:

$$d_T = 25 \text{ мм}; \quad l_T = 42 \text{ мм}.$$

Ступінь 2 – шийка під ущільнення і підшипник кочення. Діаметр цієї шийки:

$$d = d_T + 2t = 25 + 2 \cdot 2 = 29 \text{ мм},$$

де  $t$  – висота упорного бурта для напівмуфти.

Значення  $d$  округлюємо до найближчого діаметра ущільнення (табл. Д.Т) і підшипника кочення (табл. Д.У) і призначаємо:

$$d = 30 \text{ мм}.$$

Довжину цієї шийки призначаємо за формулою:

$$l = e_1 + 20 = 35 + 20 = 55 \text{ мм}.$$

Ступінь 3 – шийка під посадку колеса зубчастої передачі. Її діаметр визначаємо за емпіричною формулою:

$$d_k = d + 3\delta = 30 + 3 \cdot 2 = 36 \text{ мм},$$

де  $\delta = 2 - 2,5 \text{ мм}$  – емпіричний доданок.

Після округлення остаточно приймаємо:

$$d_k = 35 \text{ мм}.$$

Довжину цієї шийки з урахуванням ширини упорного бурта для колеса приймаємо рівною:

$$l_k = e_2 + 25 = 30 + 25 = 55 \text{ мм}.$$

Ступінь 4 – шийка під підшипник кочення. Діаметр цієї шийки приймаємо таким чином, щоб діаметри шийок 2 і 4 були однаковими, тобто:

$$d_{II} = d = 30 \text{ мм};$$

довжину цієї шийки призначаємо рівною ширині підшипника після його вибору:

$$l_{II} = B.$$

#### 4. Попередній вибір підшипників кочення

Щоб вибрати підшипники кочення для валів визначаємо сили, які діють на ці вали (рис. 6).

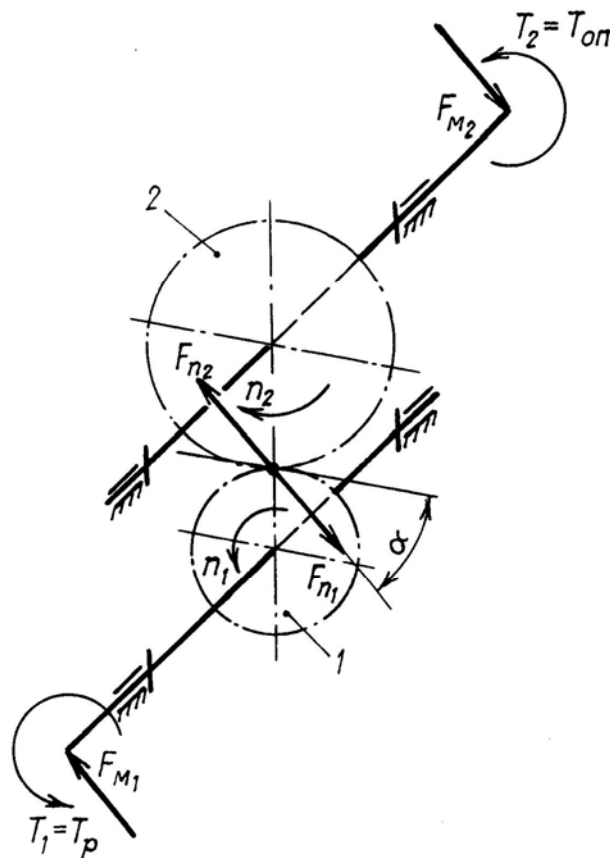


Рис. 6. Схема навантаження валів редуктора



На кожний із валів діє нормальна сила в зачепленні зубчастих коліс, яку обчислюємо за формулою:

$$F_n = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 20}{44 \cdot \cos 20^\circ} = 970 \text{ Н},$$

і консольні сили тиску муфти, який виникає внаслідок неспіввісності з'єднувальних кінців валів. Значення цієї сили, що діє на швидкохідний вал, дорівнює (ГОСТ 16162-85):

$$F_{M1} = (50 - 125) \sqrt{T_1}.$$

Приймаємо:

$$F_{M1} = 100 \cdot \sqrt{T_1} = 100 \cdot \sqrt{20} = 450 \text{ Н}.$$

На тихохідний вал діє консольна сила від муфти:

$$F_{M2} = 125 \cdot \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{67,5} = 1030 \text{ Н}.$$

Усі перераховані сили є радіальними, тобто лежать в площинах, які перпендикулярні до осі вала. Осьові сили відсутні. Це дає підставу вибрати в якості опор валів радіальні однорядні шарикові підшипники. Зважаючи на те, що діаметри ступенів валів під підшипники визначені при розробці їх конструкції і становлять  $d_{II} = 25 \text{ мм}$  – на швидкохідному валу і  $d_{II} = 30 \text{ мм}$  – на тихохідному, то за табл. Д.У призначаємо підшипники легкої серії відповідно № 205 і № 206 [4].

З урахуванням отриманих результатів виконується ескізна компоновка редуктора, уточнюються попередні розрахунки і розроблюється складальне креслення редуктора та робочі креслення його деталей.

## Література

1. ДСТУ 32617–94. Передачі зубчасті циліндричні евольвентні зовнішнього зачеплення. Розрахунок на міцність.
2. *Иванов М. Н.* Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 384 с.
3. *Шейнблит А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
4. *Перель Л. Я.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 544 с.

## Додаток А

Таблиця Д.А – Двигуни асинхронні короткозамкнені трьохфазні серії 4А загальнотехнічного призначення

Номинальна потужність $P$ , кВт	Синхронна частота обертання, $об/хв$							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигуна	Номинальна частота, $n$	Тип двигуна	Номинальна частота, $n$	Тип двигуна	Номинальна частота, $n$	Тип двигуна	Номинальна частота, $n$
0,37	4ААМ63В2У3	2740	4ААМ63В2У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90А8У3	700
1,10	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90В8У3	700
1,50	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90С6У3	935	4АМ100С8У3	700
2,20	4АМ80В2У3	2850	4АМ90А4У3	1425	4АМ100С6У3	950	4АМ112А83	700
3,00	4АМ90С2У3	2840	4АМ100А4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4,00	4АМ100С2У3	2880	4АМ100А4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720
5,50	4АМ100С2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720

## Додаток В

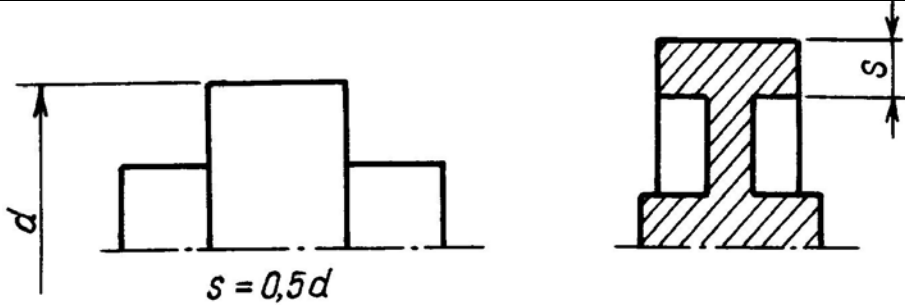
Таблиця Д.В – Номинальні значення передаточних чисел (СТ СЭВ 221-75)

Ряд 1-й	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00
Ряд 2-й	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	7,10	9,00	—

## Додаток С

Таблиця Д.С – Сталі для виготовлення зубчастих коліс і валів

Марка сталі	Розмір перерізу $\leq S$ , мм	Механічні властивості			Термообробка	
		Твердість		Границя міцності $\sigma_s$ , Н/мм <sup>2</sup>		Границя витривалості $\sigma_{-1}$ , Н/мм <sup>2</sup>
		поверхні	серцевини			
Заготовка – поковка (штампування або прокат)						
45	60	НВ 241 – 285		850	260	Поліпшення
	80	НВ 170 – 217		600	260	Нормалізація
40Х	100	НВ 192 – 240		750	260	Поліпшення
	60	НВ 260 – 280		900	400	Поліпшення
	100	НВ 230 – 260		790	400	Поліпшення



## Додаток Д

Таблиця Д.Д – Граничні значення напружень витривалості при згині

Термообробка	Твердість зубців	Марка сталі	$\sigma_{H \lim}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$S_H$	$\sigma_{F \lim}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$S_F$
Нормалізація, поліпшення	НВ $\leq 300$	40, 45, 40Х, 40ХН та інш.	2НВ+70	1,1	1,8НВ	1,8

## Додаток Е

Таблиця Д.Е – Значення коефіцієнтів нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубців для циліндричних зубчастих передач при симетричному розташуванні коліс відносно опор (НВ<sub>1</sub> або НВ<sub>2</sub>  $\leq 300$ )

$\psi_{Bd}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$K_{H\beta}$	1,00	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05
$K_{F\beta}$	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09	1,10

**Примітка.** Для проміжних значень  $\psi_{Bd}$  значення коефіцієнтів слід обчислювати лінійною інтерполяцією.

### Додаток Ж

Таблиця Д.Ж – Міжосьові відстані  $a_w$ , мм циліндричних зубчастих редукторів (СТ СЭВ 229-75)

Ряд 1-й	40	50	63	80	100	125	160
Ряд 2-й			71	90	112	140	180
<b>Примітка.</b> Перевагу надати ряду 1-му.							

### Додаток К

Таблиця Д.К – Значення модуля  $m$ , мм (СТ СЭВ 310-76)

Ряд 1-й	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Ряд 2-й	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0
<b>Примітка.</b> Перевагу слід надати ряду 1-му.							

### Додаток М

Таблиця Д.М – Степінь точності зубчастих коліс у залежності від колової швидкості  $V$ , м/с у зачепленні

Колова швидкість	$\geq 15$	$< 15$	$\leq 10$	$\leq 6$	$\leq 2$
Степінь точності (ГОСТ 1643-81)	5	6	7	8	9

### Додаток Н

Таблиця Д.Н – Значення коефіцієнтів динамічності прямозубих передач (НВ<sub>1</sub> або НВ<sub>2</sub>  $\leq 350$ )

Степінь точності	$K_{HV}$				$K_{FV}$			
	$V$ , м/с							
	1	5	10	15	1	5	10	15
6	1,03	1,16	1,32	1,48	1,06	1,32	1,64	1,96
7	1,04	1,20	1,40	1,60	1,08	1,40	1,80	–
8	1,05	1,24	1,48	1,72	1,10	1,48	1,96	–
<b>Примітка.</b> Для обчислення значення коефіцієнтів при проміжних значеннях швидкостей слід застосувати лінійну інтерполяцію.								

Додаток П

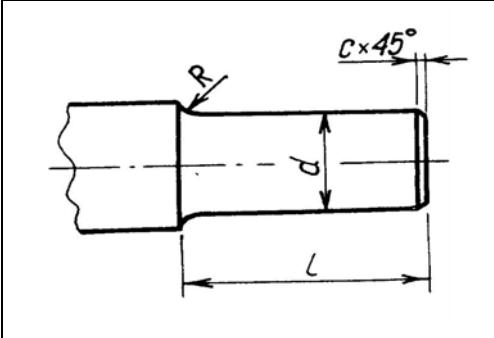
Таблиця Д.П – Значення коефіцієнта форми  $Y_F$  для прямозубих циліндричних передач зовнішнього зачеплення

Число зубців $Z$	Коефіцієнти зміщення $X$										
	+ 0,5	+ 0,4	+ 0,3	+ 0,2	+ 0,1	0	- 0,1	- 0,2	- 0,3	- 0,4	- 0,5
17	3,38	3,52	3,66	3,82	4,01	4,25	4,42	-	-	-	-
20	3,37	3,48	3,60	3,73	3,88	4,07	4,28	-	-	-	-
25	3,38	3,46	3,55	3,65	3,75	3,90	4,05	4,20	4,39	-	-
30	3,40	3,46	3,53	3,61	3,70	3,80	3,90	4,00	4,14	4,31	4,50
40	3,41	3,46	3,52	3,57	3,62	3,70	3,76	3,84	3,93	4,03	4,14
50	3,43	3,47	3,51	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	3,81	3,88	3,96
60	3,46	3,50	3,52	3,54	3,58	3,62	3,65	3,70	3,74	3,78	3,84
80	3,48	3,51	3,53	3,54	3,57	3,60	3,62	3,65	3,67	3,70	3,73
100	3,52	3,53	3,54	3,55	3,56	3,60	3,61	3,62	3,64	3,66	3,67
150	3,54	3,55	3,56	3,56	3,58	3,60	3,61	3,62	3,62	3,63	3,64

**Примітки.** Для проміжних значень числа зубців значення коефіцієнта форми слід обчислювати лінійною інтерполяцією.

### Додаток Р

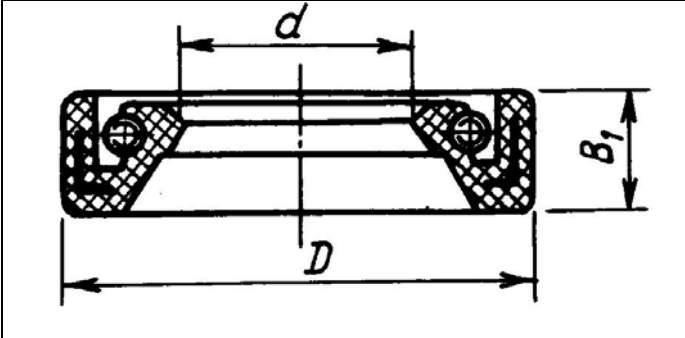
Таблиця Д.Р – Основні розміри кінців валів, мм (ГОСТ 12080 – 66)



$d$	$l$		$r$	$c$
	Виконання			
	1	2		
18	40	28	1,0	0,6
20	50	36	1,6	1,0
22	50	36	1,6	1,0
25	60	42	1,6	1,0
28	60	42	1,6	1,0
32	80	58	2,0	1,6
36	80	58	2,0	1,6
40	110	82	2,0	1,6
45	110	82	2,0	1,6
50	110	82	2,5	2,0

### Додаток Т

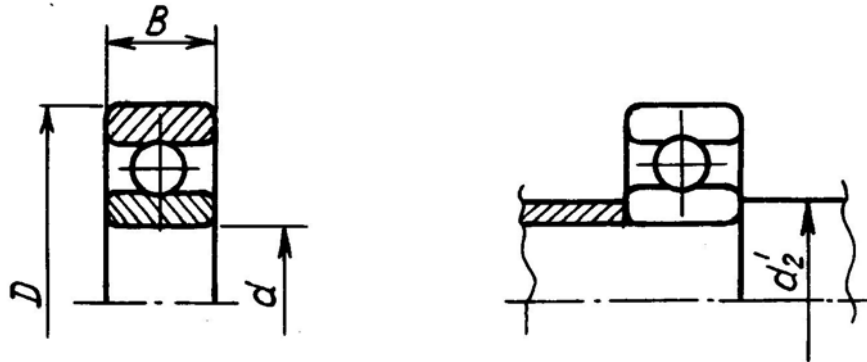
Таблиця Д.Т – Розміри манжет гумових армованих, мм (ГОСТ 8752 – 70)



$d$ вала	$D$	$B$	$d$ вала	$D$	$B$
12	28	7	30	52	10
15	30		35	58	
17	32		40	60	
			45	65	
20	40	10	50	70	
25	42				

Додаток У

Таблиця Д.У – Технічна характеристика шарикопідшипників радіальних однорядних (ГОСТ 8338 – 75)



Умовне позначення підшипника	Розміри, мм					Динамічна вантажопідйомність	Умовне позначення підшипника	Розміри, мм					Динамічна вантажопідйомність
	$d$	$D$	$B$	$d_2$ , мін	$D_2$ , мін			$d$	$D$	$B$	$d_2$ , мін	$D_2$ , мін	
Легка серія діаметрів 2, серія ширини 0													
201	12	32	10	16	28	4,6	206	30	62	16	35	57	15,0
202	15	35	11	19	31	5,85	207	35	72	17	42	65	19,7
203	17	40	12	21	36	7,37	208	40	80	18	46,5	73	25,1
204	20	47	14	25	42	9,81	209	45	85	19	52	78	25,2
205	25	52	15	30	47	10,8	210	50	90	20	57	83	27,0
Середня серія діаметрів 3, серія ширини 0													
301	12	37	12	17	31,2	7,48	306	30	72	19	36,5	65	21,6
302	15	42	13	20	36	8,73	307	35	80	21	43	71	25,7
303	17	47	14	22	41	10,7	308	40	90	23	48	81	31,3
304	20	52	15	26,5	45	12,3	309	45	100	25	53	91	37,1
305	25	62	17	31,5	55	17,3	310	50	110	27	60	99	47,6
Важка серія діаметрів 4, серія ширини 0													
403	17	62	17	24	53	17,5	409	45	120	29	54	107	59,2
405	25	80	21	33	70	28,6	410	50	130	31	63	116	67,2
406	30	90	23	38	80	36,5							
407	35	100	25	43	90	42,8							
408	40	110	27	49	97	49,3							

*Навчально-методичне видання*

Олександр Володимирович **Агарков**  
Дмитро Володимирович **Польовий**

ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА  
РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Методичні рекомендації  
до курсового проекту з «Прикладної механіки»  
для студентів спеціальності  
«Електричний транспорт»  
денної та заочної форм навчання

Відповідальний за випуск О. В. Агарков

Директор РВЦ ДЕТУТ Л. В. Пономаренко  
Редактор Л. В. Пономаренко  
Верстка В. О. Андрієнка

---

Підписано до друку 28.04.2011 р. Формат паперу 60×84/16,  
папір офс., спосіб друку – ризографія.  
Замовлення № 41-2/11, тираж 120 прим.

---

Надруковано в редакційно-видавничому центрі  
Державного економіко-технологічного університету транспорту  
Свідоцтво про реєстрацію Серія ДК № 3079 від 27.12.2007 р.  
03049, м. Київ-49, вул. Миколи Лукашевича, 19.