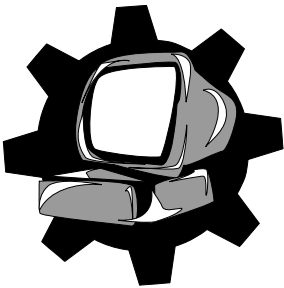


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ
ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Кафедра “ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН”

ДМ- Кпр-04

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
З КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
Розділ 4
"ПРОЕКТУВАННЯ ТИПОВИХ ВУЗЛІВ РЕДУКТОРІВ"
(для студентів напрямку «Інженерна механіка» та
«Машинобудування »)**

2011

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ
ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

З КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Розділ 4

ПРОЕКТУВАННЯ ТИПОВИХ ВУЗЛІВ РЕДУКТОРІВ

**(для студентів напрямку «Інженерна механіка» та
«Машинобудування»)**

Розглянуто на засіданні кафедри
“Основи проектування машин”
Протокол № 10 від 8.02. 2011 р.

Затверджено на засіданні
учбово-методичної ради ДонНТУ
Протокол № 3 від 5.05. 2011 р.

УДК 621.8(071)

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Проектування типових вузлів редукторів (для студентів напрямку «Інженерна механіка» та «Машинобудування») / Сост.: В.Г. Нечепасєв, П.М. Матеко, О.М. Гнитько, В.П. Оніщенко, В.П. Блескун, В.О. Голдобін. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. – 57 с.

Наведено коротку класифікацію та характеристику муфт, методику їхнього вибору і розрахунку, дані рекомендації з проектування корпусних деталей і типових вузлів редукторів.

Автори:

В.Г. Нечепасєв, проф., д.т.н.
П.М. Матеко, доц.
О.М. Гнитько, доц., к.т.н.
В.П. Оніщенко проф., д.т.н.
В.П. Блескун, доц., к.т.н.
В.О. Голдобін, асис.

Відповідальний за випуск:

В.Г. Нечепасєв, проф., д.т.н., зав. каф.
“Основи проектування машин”

© Донецький національний технічний університет, 2011 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. КЛАСИФІКАЦІЯ, ВИБІР І ПЕРЕВІРКА МУФТ.....	5
1.1. Загальні відомості.....	5
1.2. Муфти некеровані.....	7
1.2.1. Муфти зубчасті компенсуючі	7
1.2.2. Муфти ланцюгові.....	9
1.2.3. Муфти пружні.....	11
1.3. Муфти зчіпні (керовані).....	14
1.3.1. Муфти зубчасті зчіпні	14
1.3.2. Муфти кулачкові.....	15
1.3.3. Муфти фрикційні.....	18
1.4. Муфти самокеровані.....	20
1.5. Приклад вибору й розрахунку зубчастої муфти.....	21
2. ПРОЕКТУВАННЯ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ.....	23
2.1. Проектування основних елементів	23
2.2. Проектування допоміжних елементів	30
2.3. Розрахунок корпусних деталей редукторів за допомогою МКЕ в середовищіАРМ WINMACHINE.....	36
3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКІВ ТИПОВИХ ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРІВ.....	41
3.1. Загальні відомості.....	41
3.2. Проектування підшипникових вузлів циліндричних передач.....	42
3.3. Проектування підшипникових вузлів конічних і черв'ячних передач.....	45
3.4. Загальні вимоги до оформлення креслеників.....	49
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	57

ВСТУП

Механічний привід будь-якої машини складається з двигуна, передаточного механізму (редуктора) і робочого органа машини. Для приводів машин застосовують електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідро - та пневмодвигуни. Тип двигуна вибирається з урахуванням таких факторів: призначення машини, для якої проектується привід; наявність того чи іншого джерела енергії; потрібної потужності; обмеження за масою або габаритними розмірами; режиму роботи привода та відповідності його механічної характеристики умовам роботи.

Гідро- та пневмодвигуни застосовують переважно у багатодвигунних приводах машин. Енергоносієм для таких двигунів є стиснена рідина або повітря.

Двигуни внутрішнього згоряння мають найбільше застосування у транспортних засобах. Вони незамінні для приводів машин, що працюють у віддалених районах, де відсутні лінії електропередачі.

Електродвигуни найбільш широко використовують у приводах енергетичних, технологічних і транспортних машин. Вони стандартизовані і випускаються промисловістю різних типорозмірів.

Вибір типу редуктора залежить від параметрів робочого органу, та технологічних умов роботи машини. Редуктор це механізм, що складається із вмонтованих у окремому закритому корпусі передач зачепленням і призначений для зміни параметрів обертового руху – зменшення швидкості обертання і відповідно підвищення обертального моменту.

Розміщення передач зачепленням у окремому закритому корпусі гарантує достатню точність монтажу, добре змащування і відповідно високий ККД, надійний захист передач від впливу навколишнього середовища.

Редуктори що складаються із циліндричних зубчастих передач, застосовують для передавання будь-яких потужностей. Редуктори, до складу яких входять конічні і черв'ячні передачі, переважно застосовують для передавання малих і середніх потужностей.

Базовим елементом будь-якого редуктора є корпус, у якому монтується деталі, що передають обертальний момент від двигуна до робочого органу. Корпус редуктора повинен бути досить міцним і жорстким, тому що деформація корпусу негативно впливає на роботу зубчастих (черв'ячних) передач, валів, підшипників.

Редуктор з двигуном і робочим органом з'єднується, як правило, за допомогою муфт. Тому муфти є відповідальними вузлами привода, що визначають надійність і довговічність усієї машини. Іноді застосовують також пасові й ланцюгові передачі.

Електронний варіант наведених методичних вказівок знаходиться за адресою

http://opm.donntu.edu.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=4&Itemid=4&lang=ru.

1. КЛАСИФІКАЦІЯ, ВИБІР І ПЕРЕВІРКА МУФТ

1.1. Загальні відомості

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають обертальний момент від одного вала до іншого. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин компонується із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор і робочий орган машини. Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали слід виготовляти з кількох складових частин.

З'єднання валів і передавання обертального моменту є основним, але не єдиним призначенням муфт. Муфти можуть виконувати й інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів (компенсуючі муфти), захист елементів машин від перевантажень та зменшення динамічних навантажень (запобіжні муфти), з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання (муфти зчепні керовані).

У машинобудуванні використовують муфти різноманітних конструкцій. Основними характеристиками муфт є обертальний момент, на передавання якого вони розраховані, гранична частота обертання, габаритні розміри та маса.

Стисла класифікація механічних муфт наведена на рис.1.1. Відповідно до цієї схеми усі механічні муфти поділяють на три класи:

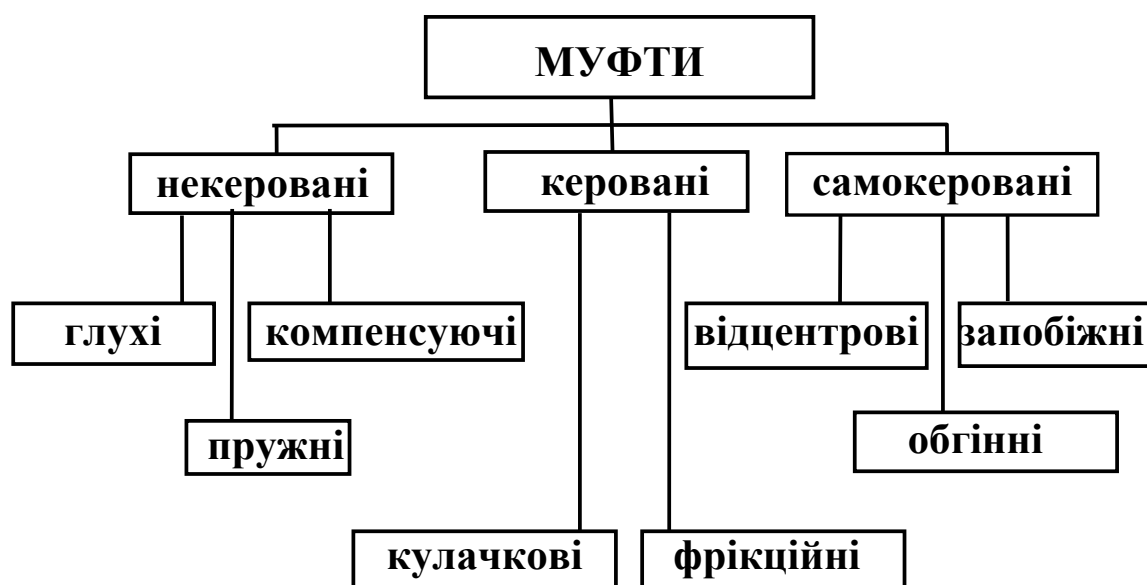


Рисунок 1.1 – Класифікація муфт

некеровані, керовані та самокеровані. Кожний клас муфт складається з декількох груп (рис.1.1).

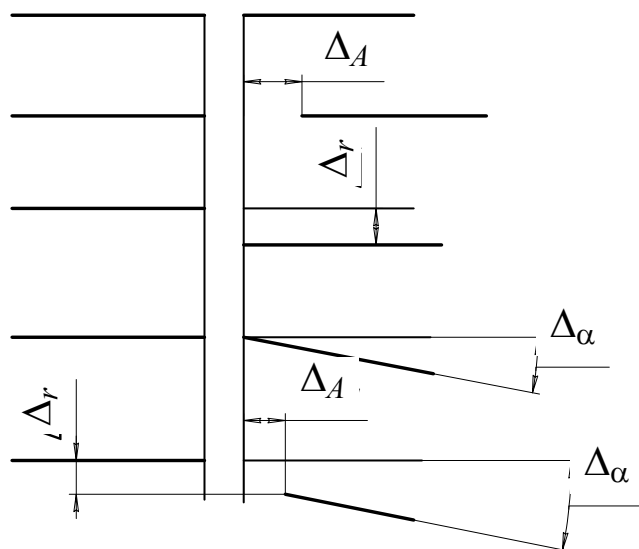


Рисунок 1.2 - Похибки розташування осей валів

При з'єднанні двигуна з редуктором, а також редуктора з робочим органом абсолютно точно встановити вали, що з'єднуються, неможливо. На практиці мають місце похибки монтажу: осьове зміщення валів Δ_A , радіальне зміщення Δ_r і кутове зміщення Δ_α . На практиці переважно зустрічається комбінація вказаних похибок (рис.1.2).

Для з'єднання зміщених валів застосовують муфти компенсуючі, з яких найбільше поширення одержали муфти зубчасті і ланцюгові.

Майже усі механічні муфти стандартизовані і їх не розраховують, а підбирають за обертальним моментом та найбільшим діаметром кінців валів, що з'єднуються [13, 14, 15].

У деяких випадках виконують перевірні розрахунки основних конструктивних елементів.

Муфти обчислюють за розрахунковим обертальним моментом

$$T_P = T_H K_1 K_2 K_3 \leq [T], \quad (1.1)$$

де T_H – найбільший, довгостроково діючий обертальний момент, $H \cdot m$;

K_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму, (табл. 1.1);

K_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи, (табл.1.2);

K_3 – коефіцієнт кутового зміщення, (табл. 1.3);

$[T]$ – найбільший обертальний момент, що передається муфтою.

Таблиця 1.1 - Коефіцієнт відповідальності муфти K_1

Ступінь відповідальності машини	K_1
Зупинка машини	1,0
Аварія машини	1,2
Аварія ряду машин	1,5
Людські жертви	1,8

Таблиця 1.2 - Коефіцієнт умов роботи муфти K_2

Режим роботи механізму	K_2
Спокійна робота рівномірно навантажених механізмів	1,0
Робота нерівномірно навантажених механізмів	1,1...1,3
Важка робота з ударами нерівномірно навантажених і реверсивних механізмів	1,3...1,5

Таблиця 1.3 - Коефіцієнт кутового зміщення K_3

Кут перекосу вала	0,25 ⁰	0,5 ⁰	1,0 ⁰	1,5 ⁰
K_3	1,0	1,25	1,50	1,75

1.2. Муфти некеровані

До класу некерованих муфт належать глухі, пружні та компенсуючі муфти, у яких ведуча і ведена півмуфти з'єднані між собою постійно.

При монтажі двигуна з редуктором, а також редуктора з робочим органом абсолютно точно установити вали, що з'єднуються, неможливо. Для з'єднання зміщених валів застосовують муфти компенсуючі, з яких найбільше поширення одержали муфти зубчасті і ланцюгові.

1.2.1. Муфти зубчасті компенсуючі

Компенсуюча зубчаста муфта (рис. 1.3) є самоустановлювальною універсальною муфтою, має невеликі габаритні розміри і масу, відзначається значною навантажувальною здатністю, технологічна при виготовленні. Вона складається з двох напівмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубцями і рознімною обоймою 3, із двома рядами внутрішніх зубців. Напівмуфти насаджуються на кінці валів, що з'єднуються, які можуть бути циліндричними або конічними. Зубці напівмуфт і обойми мають евольвентний профіль.

Зубчаста муфта (ДСТ 5006-94) компенсує будь-які взаємні зсуви валів: осьове і радіальне до 6,5 мм у залежності від переданого моменту; кутове до 1° 30'. Це можливо тому що зубчасте зачеплення її виконане з бічними зазорами і можливістю вільного осьового взаємного зсуву, а зубці напівмуфт виготовляють бочкоподібними зі сферичною поверхнею виступів.

Для зниження втрат на тертя і збільшення довговічності зубців муфта заповнюється оливою. Муфти вибирають по максимальному розрахунковому моменту і найбільшому діаметру кінців валів, що з'єднуються, (у табл. 1.4 наводиться максимальне значення розточення під вал).

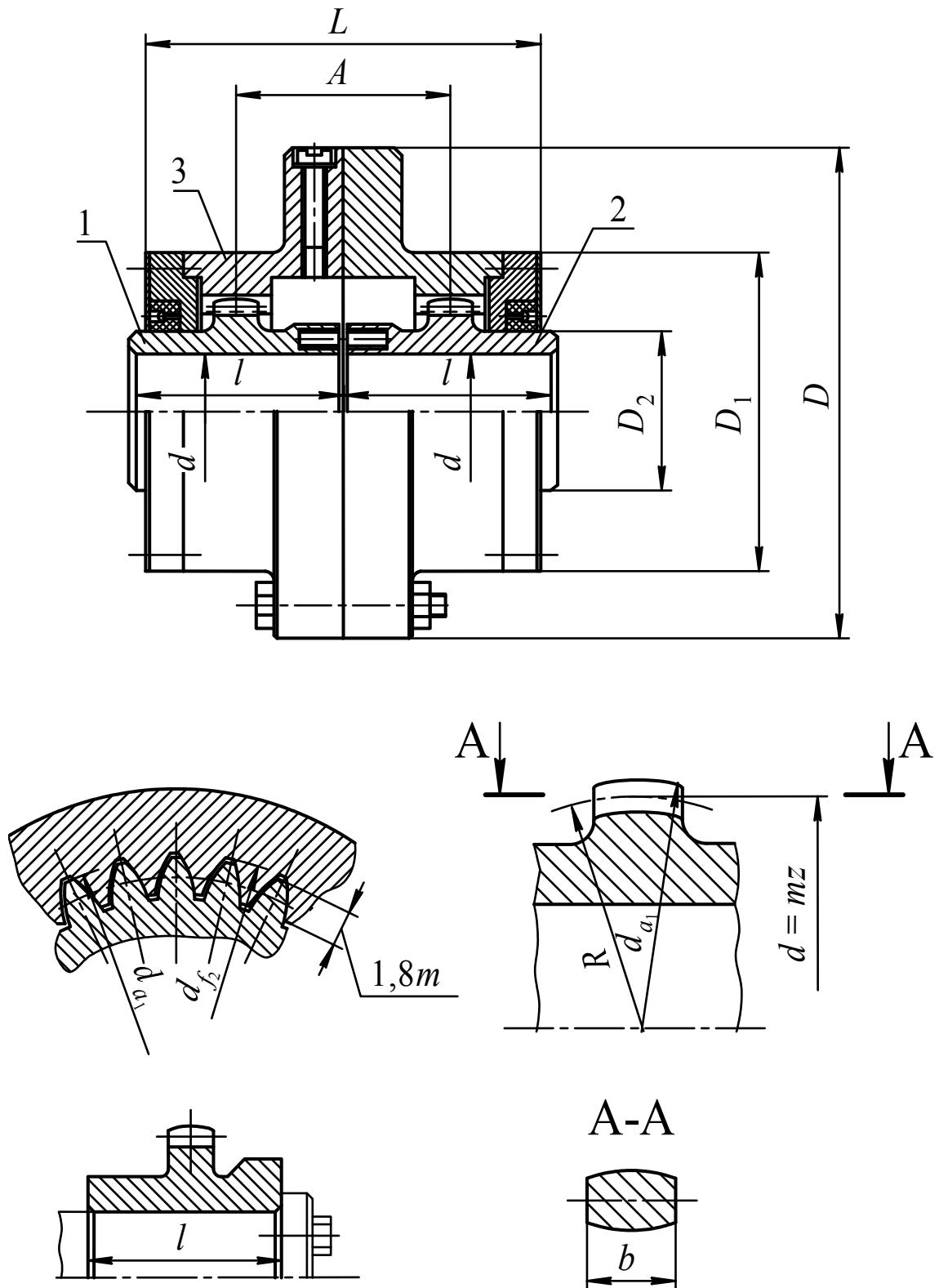


Рисунок 1.3 – Муфта зубчаста компенсуюча

Для розрахунку на міцність елементів зубчастих муфт необхідно знати значення зазорів між зубцями при перекосі осей напівмуфт і обойми. У зв'язку з трудомісткістю їхнього визначення використовують умовний розрахунок. При цьому вважають, що навантаження розподіляється рівномірно між усіма зубцями, а зубці стикаються по всій довжині і висоті. Тоді на-

пруження змінання при деформації визначаються

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9 m^2 z^2 b} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (1.2)$$

де T_p – розрахунковий момент, $H \cdot мм$;

m – модуль зачеплення, $мм$;

z – кількість зубців напівмуфти;

b – довжина зубця, $мм$;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження змінання, $МПа$.

Для стандартних муфт $[\sigma]_{зм} = 12 \dots 15 МПа$.

Приклад умовного позначення муфти типу 1 (з циліндричними отворами для коротких валів) з номінальним (найбільшим) обертальним моментом $4000 H \cdot м$, діаметрами посадкових отворів у втулках $50 мм$: *Муфта 1-4000-50 ДСТ 5006-94*.

Таблиця 1.4 Параметри зубчастих компенсуючих муфт (ДСТ 5006 – 94)

[T], H·м	Параметр, мм									Кіл-сть зубців, z	Маса, кг
	d	D	D ₁	D ₂	A	L	l	m	b		
1000	40	145	105	60	60	174	82	2,5	12	30	6,7
1600	55	170	125	75	75	174	82	2,5	15	38	9,2
2500	60	185	135	85	75	220	105	3,0	20	36	10,2
4000	65	200	150	95	85	220	105	3,0	20	40	15,2
6300	80	230	175	115	125	270	130	3,0	20	48	22,6
10000	100	270	200	145	145	340	165	3,0	25	56	36,9
16000	120	300	230	175	180	345	165	4,0	30	48	62,5
25000	140	330	260	200	180	415	200	4,0	30	56	100,0
40000	160	410	330	230	210	415	200	6,0	35	46	164,3
63000	200	470	390	290	250	500	240	6,0	40	56	228,0

1.2.2. Муфти ланцюгові

У ланцюгових муфтах (ДСТ 20742 – 93) як сполучний елемент застосовують однорядні роликові ланцюги за ДСТ 13568-75.

Перевага ланцюгових муфт у тому, що при монтажі і демонтажі не потрібно осьового зсуву вузлів. Через наявність зазорів у шарнірах ланцюга і у сполученні його з зірочкою, ці муфти не застосовуються в реверсивних приводах, а також у приводах з великими динамічними навантаженнями.

За рахунок вибору зазорів допускають перекіс валів до 1^0 і радіальні зсуви, що залежать від переданого моменту.

Напівмуфти виготовляються чотирьох типів:

- з циліндричним отвором на кінці вала;
- з конічним отвором на кінці вала;

- з отвором з евольвентними шліцями;
- з отвором з прямокутними шліцями.

Загальний вигляд ланцюгової муфти показаний на рис.1.4, основні її характеристики наведені в табл. 1.5.

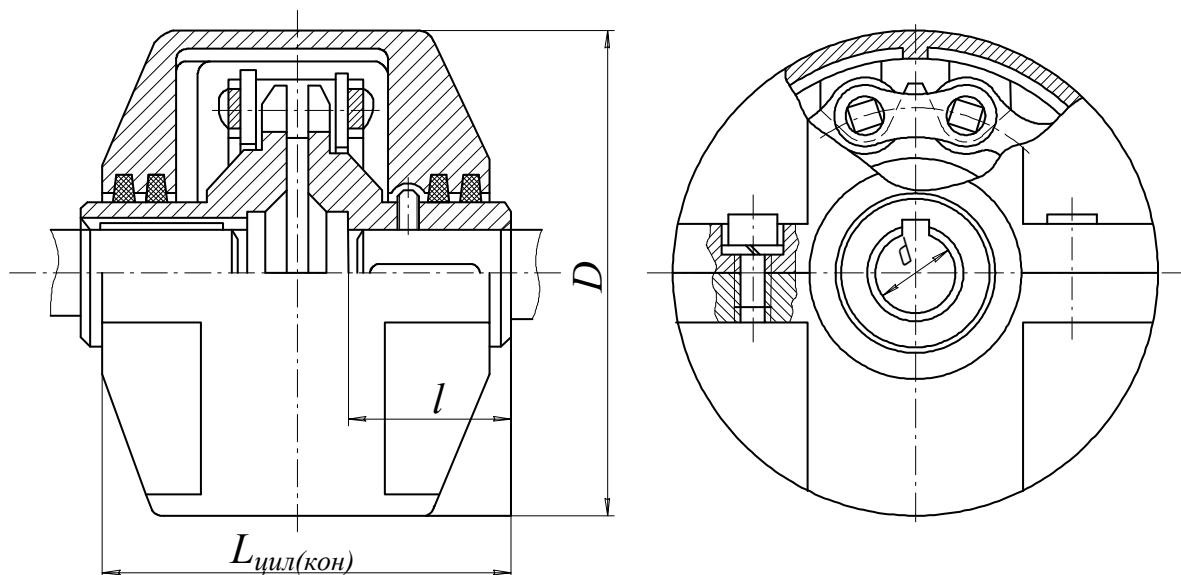


Рисунок 1.4 – Муфта ланцюгова

Таблиця 1.5 - Параметри ланцюгової муфти (ДСТ 20742-93)

[T], Н·м	Параметр, мм						Кіл-сть зубців напівмуфт <i>z</i>	Маса, кг
	<i>d</i>	<i>l</i> _{цил}	<i>l</i> _{кон}	<i>L</i> _{цил}	<i>L</i> _{кон}	<i>D</i>		
63	20, 22, 24	36	25	102	80	110	12	3,15
	25, 28	42	27	122	92			3,25
125	25, 28	58	39	162	124	125	10	3,80
	30, 32, 35, 36							4,50
250	32, 35, 36, 38	82	57	222	172	140	12	4,80
	40, 42, 45							5,7
500	40, 42, 45, 48	82	57	222	172	200	14	13,10
	50, 53, 55, 56					200	14	14,60
1000	50, 53, 50, 56	105	73	284	220	210	12	14,70
	60, 63, 65, 70, 71							19,50
2000	63, 65, 70, 71	130	94	344	272	280	12	29,50
	75, 80, 85, 90							42,60
4000	80, 85, 90, 95	165	124	424	342	310	14	49,00
	100, 105, 110							54,00
8000	100, 105, 110, 112, 120, 125	200	154	504	408	350	16	78,90
	130, 140							89,40

Примітка: 1. Для всіх муфт припустимий перекис $\Delta_{\alpha} = 1^{\circ}$.

2. Для муфт $[T]=63 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – ланцюг ПР-19,05-3180; $[T]=125\dots250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – ланцюг ПР-25,4-600; $[T]=500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – ланцюг ПР-31,75-8850; $[T]=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – ланцюг ПР-38,1-12700; $[T]=1200\dots8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, ланцюг ПР-50,8-22680.

Приклад умовного позначення муфти, що передає номінальний обертальний момент $[T]=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, з діаметром посадкового отвору напівмуфт $d = 56 \text{ мм}$ і з циліндричним розточенням: *Муфта ланцюгова 1000-56-1 ДСТ 20742 – 93*.

Значення номінального обертального моменту зазначені для муфт із постійними за значенням і напрямком навантаженнями. При перемінному навантаженні, що періодично досягає двохкратного збільшення, значення номінального обертального моменту повинне бути зменшене в 1,4 рази.

Перевірний розрахунок (у разі потреби) проводять тільки на надійність ланцюга.

1.2.3. Муфти пружні

Муфти пружні призначені для зм'якшення поштовхів і ударів, захисту від крутильних коливань, компенсації зсуву валів.

Муфти пружні конструктивно можуть бути виконані з неметалевими (гумовими) і металевими (пружинними) пружними елементами. Найбільше поширення одержали пружні муфти з неметалевими пружними елементами, завдяки порівняно простій конструкції і дешевині виготовлення.

На рис. 1.5 показана пружня втулково-пальцева муфта типу МПВП. Розміри її в залежності від розрахункового моменту встановлені ДСТ 21424 - 93 (табл. 1.6).

Муфта складається з двох напівмуфт 1 і 2. У фланці напівмуфти 1 кріпляться пальці 3 з насадженими на них пружними втулками 4. Пружні втулки під час складання входять в отвори напівмуфти 2. Напівмуфти виготовляють з чавуну СЧ 20 або сталі 35, пальці – зі сталі не нижче марки 45, втулки - зі спеціальної гуми.

Розточення в напівмуфтах для посадки на вали можуть бути циліндричними або конічними. Допускається перекис валів до 1° , радіальний зсув до 0,6 мм.

Для всіх муфт (рис. 1.5) розмір $B=C$. При $[T] = 31,5$ і $63 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=28 \text{ мм}$; $[T] = 125$ і $250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=42 \text{ мм}$; $[T]=500$ і $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=56 \text{ мм}$; $[T] = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=71 \text{ мм}$; $[T]=4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=85 \text{ мм}$; $[T] = 8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – $B_1=110 \text{ мм}$.

Вибирають муфти по розрахунковому обертальному моменту і діаметрам кінців валів, що з'єднуються. Приклад умовного позначення муфти з $[T]=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d=40 \text{ мм}$: *Муфта пружня втулково - пальцева 250 – 40 ДСТ 21424 – 93*.

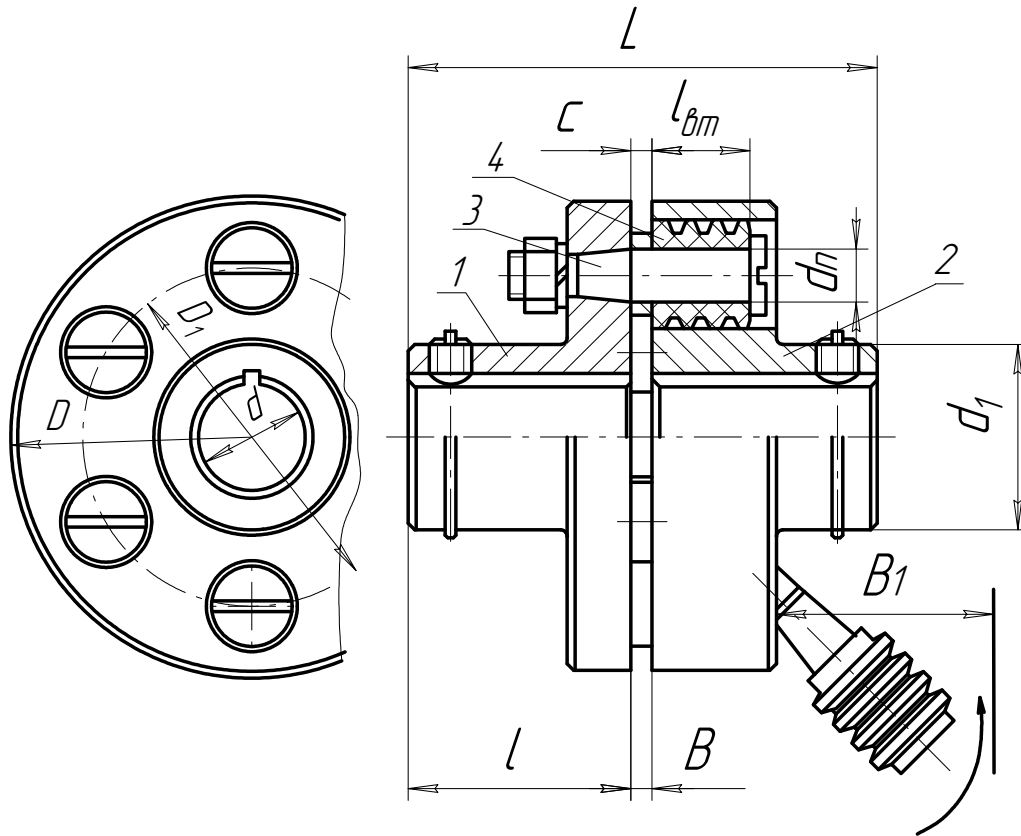


Рисунок 1.5 – Муфта пружня втулково-пальцева

Умовно вважаючи, що навантаження рівномірно розподіляється між пальцями і по їх довжині, виконують перевірний розрахунок пальців на згинання, а пружних втулок на зминання по формулах

$$\sigma_{зг} = \frac{2T_p (C + 0,5l_{вм})}{D_1 z 0,1 d_n^3} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (1.3)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{D_1 z l_{вм} d_n} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (1.4)$$

де T_p – розрахунковий момент, $H \cdot мм$;

D_1 – діаметр кола розташування центрів пальців, $мм$;

C – товщина розпірної втулки, $мм$;

$l_{вм}$ – довжина пружної втулки, $мм$;

d_n – діаметр пальців, $мм$;

z – кількість пальців;

$[\sigma]_{зг} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$ – допустимі напруження при згинанні пальців;

σ_T – границя текучості матеріалу пальців;

$[\sigma]_{зм} = 2 \text{ МПа}$ – допустимі напруження зминання матеріалу пружної втулки.

Таблиця 1.6 - Параметри муфт МПВП (ДСТ 21424-93)

[T], Нм	Параметр, мм											Ма- са, кг	
	d	D	D ₁	L		l		d ₁	d _n	l _{вн}	C		Кіл-сть пальців
				Виконання									
				1	2	1	2						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
31,5	16	90	63	84	60	40	28	30	10	15	4	4	1,44
	18							32					1,48
	20							36					1,64
	22							38					1,80
63,0	20	100	71	104	76	50	36	36	10	15	4	6	2,00
	22							40					2,20
	25							45					2,90
	28							48					3,10
125	25	125	90	125	89	60	42	45	14	28	5	4	4,48
	28							50					4,60
	32							56					5,30
	36							60					5,60
250	32	140	105	165	125	110	85	56	14	28	5	6	7,60
	36							63					7,76
	40							71					9,10
	45							75					9,80
500	40	170	130	225	175	110	85	71	18	36	6	8	12,20
	45							90					13,20
	50							95					12,40
	56							95					12,60
1000	50	210	160	226	176	110	110	90	18	36	6	10	20,40
	56							100					21,20
	63							110					23,00
2000	63	260	200	288	218	140	105	110	24	44	8	10	37,80
	71							125					38,90
	80							140					45,70
	90							150					47,30
4000	80	320	240	350	270	170	130	140	24	44	8	10	76,30
	90							160					83,40
	100							180					91,20
	110							180					90,20
8000	100	420	320	432	352	210	170	180	30	56	10	10	151,0
	110							200					156,0
	125							220					228,0
	140							240					244,0

1.3. Муфти зчпні (керовані)

Керовані муфти дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали, елементи передач з валами, переключати швидкості. Розрізняють муфти, що передають обертальний момент при зачепленні зубців (кулачків), або за допомогою сил тертя.

1.3.1. Муфти зубчасті зчпні

Принцип роботи зубчастої зчпної муфти пояснюється креслеником (рис.1.6). На рисунку показане замкнуте положення зубчастої напівмуфти 3, при якому обертальний момент від зубчастого колеса 1 передається на вал 2. Зачеплення виконується і розраховується так само, як і в зубчастій компенсуючій муфті.

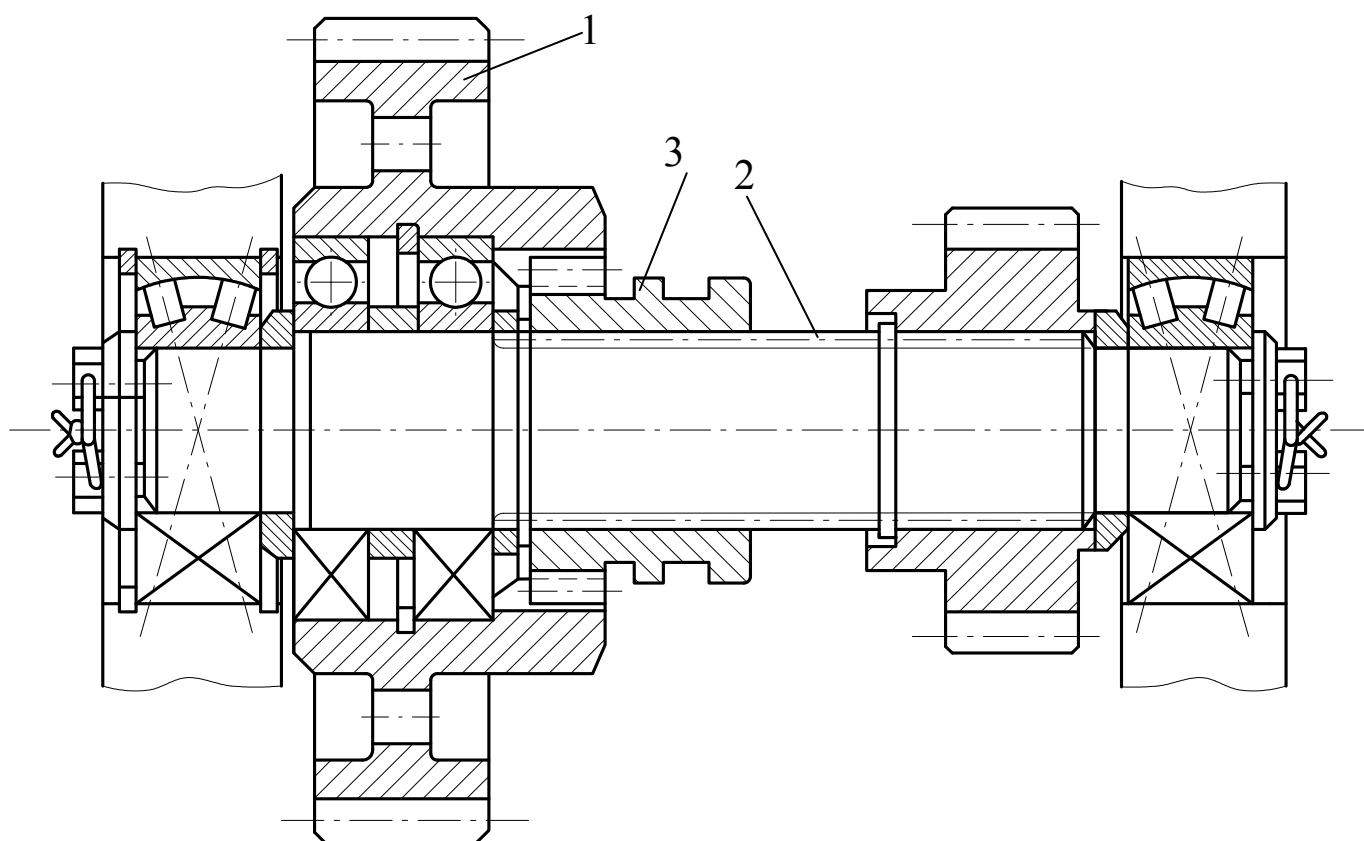


Рисунок 1.6 – Муфта зубчаста зчпна

Муфта зубчаста зчпна з рухливою зовнішньою обоймою (рис. 1.7) застосовується у коробках швидкостей.

Обойма 2 переміщується вліво або вправо й з'єднує шестірні 1 або 3 з валом, тим самим забезпечує необхідну швидкість обертання.

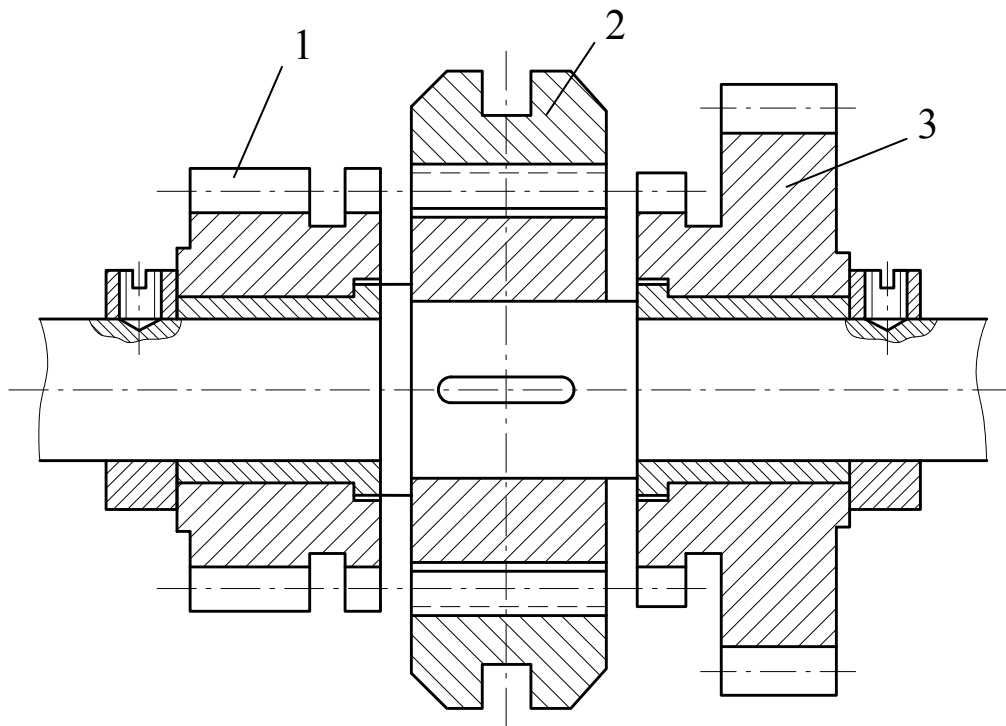


Рисунок 1.7 – Муфта зубчаста зчіпна з зовнішньою обоймою

1.3.2. Муфти кулачкові

На рис. 1.8 показана конструкція кулачкової зчіпної муфти. Так само як і зубчасті, ці муфти варто включати в нерухомому стані або при малій різниці кутових швидкостей деталей, що з'єднуються.

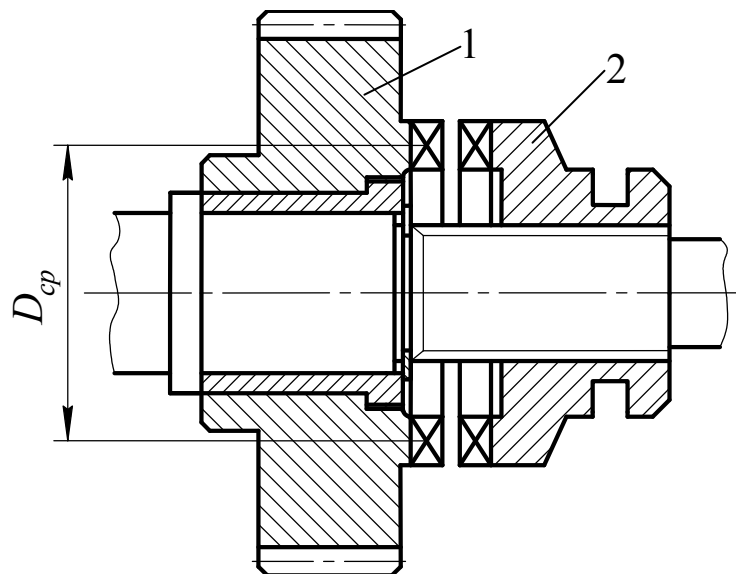


Рисунок 1.8 – Муфта кулачкова

Кулачкові муфти складаються з двох напівмуфт 1 і 2 (одна з яких може виконуватися разом з деталлю, що передає обертання) з кулачками (виступами) на торцях. Кулачки можуть мати прямокутну, трапецеїдальну або трикутну форму (рис.1.9). В основному ці муфти застосовуються при малих навантаженнях і для тихохідних передач.

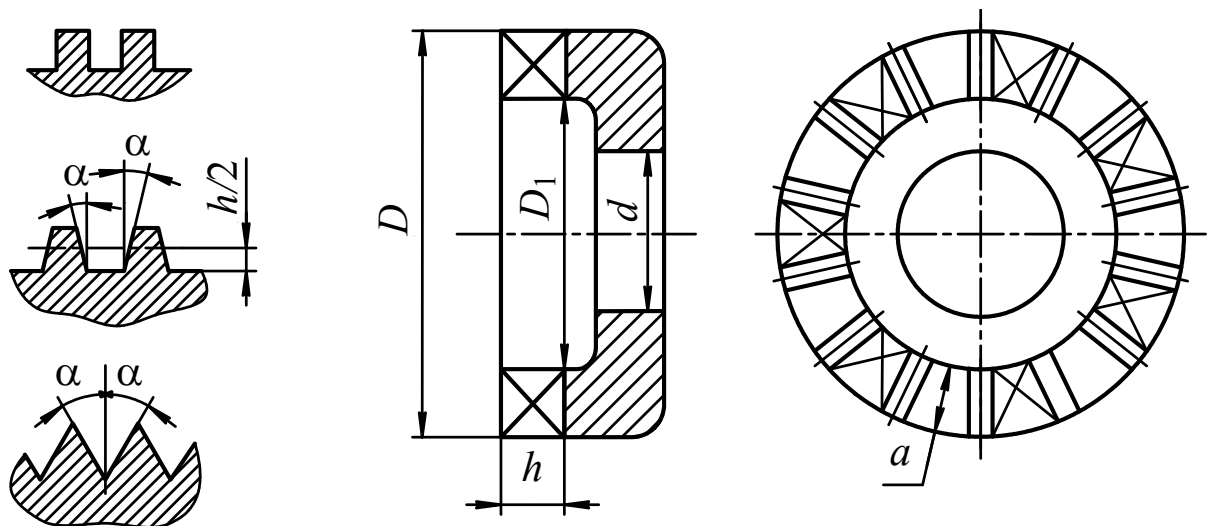


Рисунок 1.9 – Варіанти конструктивного виконання кулачків

Трикутні кулачки застосовуються при малих кутових швидкостях, помірному навантаженні; прямокутні – при великих навантаженнях, але при малій різниці кутових швидкостей. Найбільш раціональна форма кулачків – трапецеїдальна. У табл. 1.7 наведені рекомендовані розміри цих кулачків.

Таблиця 1.7 - Розміри кулачків, мм

Умови роботи	Кількість кулачків z	Зовнішній діаметр D	Ширина кулачків $a = \frac{D - D_1}{2}$	Висота кулачка h
Ручне включення і виключення	7	35	6	4
		40, 45	7	
Автоматичне виключення і включення (зуб нормальний)	9	50	8	6
		55	8	
		60, 70	10	
Те ж при роботі з невеликими швидкостями (зуб дрібний)	7	40	5...8	4
		45, 50, 55	5...10	
Те ж при роботі з невеликими швидкостями (зуб дрібний)	9	60, 70, 80, 90	5...10	6
		80, 90	5...10	

Поверхня кулачків звичайно має твердість $H = 56...62$ HRC при досить грузлій серцевині. У цьому випадку застосовуються маловуг-

лецеві цементацийні марки сталей 20, 15X, 20X. При виготовленні напівмуфт зі сталі марок 40X, 30XH необхідна твердість досягається загартуванням.

Розрахунок кулачкових муфт полягає в перевірці міцності кулачків на зминання по формулі

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p k}{D_{cp} z h a} \leq [\sigma]_{зм} \quad (1.5)$$

і на згинання по формулі

$$\sigma_{зг} = \frac{2T_p k}{D_{cp} z W} \leq [\sigma]_{зг} \quad (1.6)$$

де T_p – розрахунковий момент, $H \cdot мм$;

$k = 2 \dots 3$ – коефіцієнт нерівномірності роботи кулачків, що залежить від точності їх виготовлення;

D_{cp} – діаметр середнього кола кулачків, $мм$;

z – кількість кулачків муфти;

h – висота кулачка (при кулачках перемінної висоти - середня), $мм$;

a – ширина кулачка, $мм$;

W – осьовий момент опору перетину підстави кулачка, $мм^3$;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання кулачків, $МПа$;

$[\sigma]_{зг}$ – допустимі напруження згинання кулачків, $МПа$.

Рекомендується приймати допустимі напруження зминання:

$[\sigma]_{зм} = 90 \dots 120 МПа$ – вмикання без відносного обертання;

$[\sigma]_{зм} = 50 \dots 70 МПа$ – вмикання на тихому ході;

$[\sigma]_{зм} = 35 \dots 45 МПа$ – вмикання на підвищених швидкостях.

Допустимі напруження при згинанні сталевих кулачків приймають рівними $[\sigma]_{зг} \leq 0,25\sigma_{-1}$.

Сила, необхідна для вмикання та вимикання муфти, H

$$F = \frac{2T_p}{D_{cp}} \left[f \frac{D_{cp}}{d} \pm \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho) \right], \quad (1.7)$$

де $f = 0,15 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя муфти по валу;

d – діаметр вала, $мм$;

α – кут нахилу робочої грані кулачка;

ρ – кут тертя на контактних поверхнях кулачків ($\tan \rho = f$).

У формулі знак плюс відноситься до вмикання, знак мінус – до вимикання муфти. Самовимикання муфти можливо при

$$\tan \alpha > f \left(1 + \frac{D_{cp}}{d} \right). \quad (1.8)$$

1.3.3. Муфти фрикційні

При вмиканні фрикційних муфт обертальний момент зростає поступово в міру збільшення сили натискання на поверхні тертя. Це дозволяє включати механізм на ходу і під навантаженням.

Конусні фрикційні муфти (рис. 1.10) складаються з двох напівмуфт 1 і 2 із конусами, що входять одна до другої. Вони застосовуються для передачі невеликих обертальних моментів у тихохідних передачах. Напівмуфти виготовляються з чавуну або сталі. Для збільшення моменту тертя робочі поверхні конусів іноді покривають матеріалом з високим коефіцієнтом тертя.

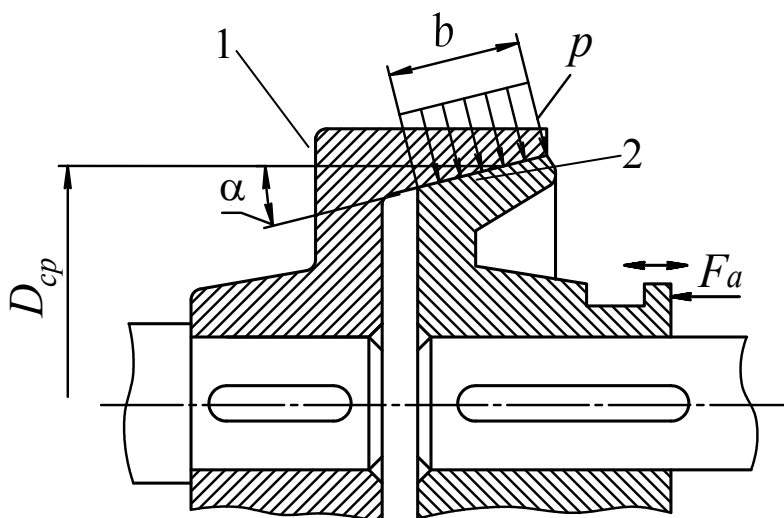


Рисунок 1.10 – Муфта фрикційна конусна

При розрахунку фрикційних конічних муфт звичайно задаються середнім діаметром конуса $D_{cp} = (6...10) d$, (де d – діаметр вала), а потім визначається робоча ширина

$$b = \frac{2T_p \beta}{\pi D_{cp}^2 [p] f} = \frac{F_a}{\pi D_{cp} [p] \sin \alpha}, \quad (1.9)$$

де T_p – розрахунковий момент, переданий муфтою, $H \cdot мм$;

$\beta = 1,25...1,50$ - коефіцієнт запасу сил зчеплення;

$[p]$ – тиск, що допускається. Приймається в залежності від матеріалу напівмуфт і наявності змащення (табл.1.8);

f – коефіцієнт тертя (табл. 1.8);

F_a – осьова сила, H ;

$\alpha = 12...15^\circ$ – кут між утворюючою конуса і його віссю, $град.$

Таблиця 1.8 - Допустимі тиски

Матеріал	$[p]$, МПа	f
Зі змащенням		
Загартована сталь по загартованій сталі	0,6...0,8	0,06
Чавун по чавуну або по загартованій сталі	0,6...0,8	0,08
Текстоліт по сталі	0,4...0,6	0,12
Металокераміка по загартованій сталі	0,8	0,10
Без змащення		
Пресований азбест або феродо по сталі або чавуну	0,2...0,3	0,30
Металокераміка по загартованій сталі	0,3	0,40
Чавун по чавуну або по загартованій сталі	0,2...0,3	0,15

Примітки: 1. Менші значення тисків відносяться до більшого числа поверхонь тертя, а більші – до меншого.
 2. Якщо не передбачається спеціальний тепловий розрахунок, то при великих колових швидкостях, вимірюваних на середині ширини поверхні тертя, і при великих числах включення в годину необхідно питомі тиски знижувати, особливо для багатодискових муфт: при $V=5$ м/с – на 15%, при $V=10$ м/с – на 30%, при $V=15$ м/с – на 35%.

Необхідний хід пересувного конуса

$$\lambda = \frac{a}{\sin \alpha}, \quad (1.10)$$

де $a = 0,5...2,0$ мм – зазор між конусами при вимиканні муфти.

Багатодискові пластинчасті фрикційні муфти (рис. 1.11) складаються з двох напівмуфт 1 і 2, дисків внутрішніх 3, дисків зовнішніх 4, натискного диска 5, натискного важеля 6.

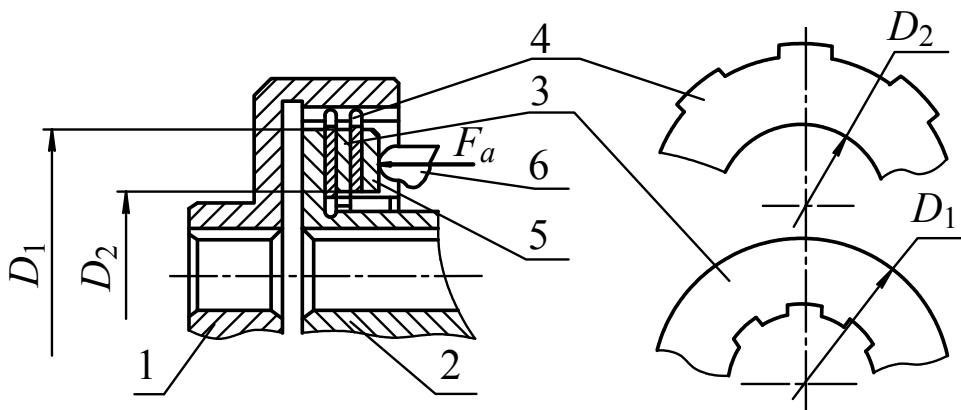


Рисунок 1.11 – Муфта фрикційна багатодискова

Переданий муфтою момент збільшується пропорційно збільшенню числа поверхонь тертя.

Дискові фрикційні муфти можуть бути вбудовані в маховики, зубчасті колеса, шківни й інші деталі. Корпуса напівмуфт виготовляються з чавунів різних марок і сталевих лиття, фрикційні диски – зі сталі марки 65Г2 товщиною 0,2...2,5 мм. Диски можуть бути з фрикційним покриттям і без покриття. Диски без покриття піддаються термообробці ($H = 40...45$ HRC).

Нажимний диск виконується зі сталі марки 45, твердість $H = 45...50$ HRC.

Нормаллю МН 5664-65 передбачені муфти для роботи зі змащенням і всуху. Муфти, що працюють зі змащенням, повинні мати шліфовані диски, кількість яких може досягати 30...40 і більше. Працюють ці муфти більш рівномірно і надійно. Муфти, що працюють без змащення, мають сталеві диски з футеровкою феродо або фіброю.

Нормалізовані фрикційні диски й інші деталі використовують при конструюванні спеціальних керованих, запобіжних і комбінованих муфт.

Осьове зусилля натискання, що забезпечує зносостійкість дисків, визначається по формулі

$$F_a = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) [p], \quad (1.11)$$

де D_1 і D_2 – зовнішній і внутрішній діаметри дисків, мм.

Кількість пар поверхонь тертя визначається з виразу

$$z = \frac{2T_p \beta}{D_{cp} F_a f} = \frac{8T_p \beta}{\pi (D_1^2 - D_2^2) D_{cp} [\rho] f}, \quad (1.12)$$

де $D_{cp} = 0,5 (D_1 + D_2)$.

Необхідна кількість ведених n і ведучих m дисків визначається умовою $m + n = z + 1$. Значення f і $[p]$ приймаються по табл. 1.8.

1.4. Муфти самокеровані

Самокеровані муфти автоматично з'єднують, або роз'єднують вали у випадках, коли параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. Найбільш широке застосування у цьому випадку знайшли запобіжні муфти.

Запобіжні муфти автоматично роз'єднують передачу руху при досягненні обертального моменту визначеної величини і, таким чином, запобігають поломку приводу.

Як запобіжні муфти в машинобудуванні застосовують муфти з елементами, що руйнуються, кулачкові, кулькові і фрикційні.

Муфти з елементами, що руйнуються, відрізняються компактністю і високою точністю спрацьовування і складаються з двох сталевих (звичайно сталь 40Х, $H = 38...50$ HRC), запресованих у корпусі напів-

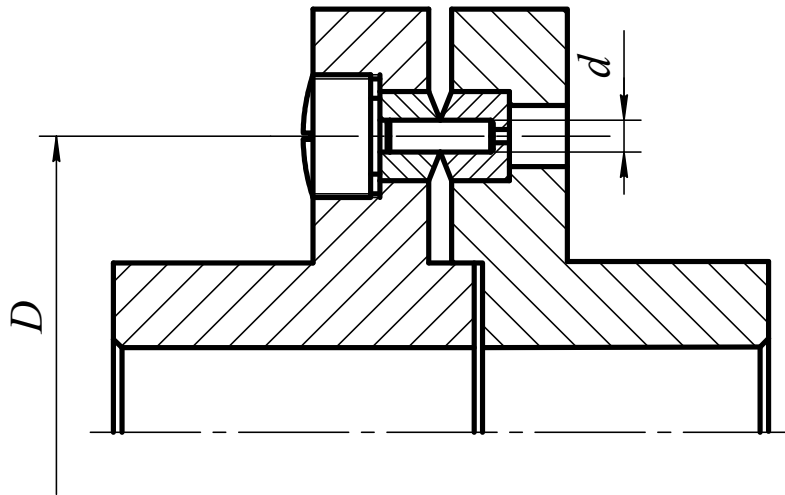


Рисунок 1.12 – Муфта запобіжна із зрізним штифтом

муфт, втулок і зрізних штифтів. Штифт повинен зрізатися під дією граничного моменту (рис. 1.12)

$$T_{пред} = \frac{\pi d^2}{4} R z \tau_b, \quad (1.13)$$

де d – діаметр штифта в небезпечному перерізі, мм;

$R = 0,5D$ – радіус кола, на якому розташовані осі штифтів, мм;

z – кількість штифтів (не більш двох);

τ_b – границя міцності на зрізання, МПа.

Ці муфти нераціональні в приводах з різким коливанням навантаження і кращі в приводах з перевантаженнями випадкового характеру.

Найбільше поширення одержали запобіжні муфти кулачкові, кулькові і фрикційні. Одна з напівмуфт з'єднується з валом, а інша зміщується по осі і постійно притискається до нерухомої (в осьовому напрямку) за допомогою однієї чи декількох пружин.

Кулачкові і кулькові муфти застосовуються тільки при невеликих швидкостях і моментах, фрикційні - при частих короткочасних перевантаженнях і особливо перевантаженнях ударної дії.

У кулачкових муфтах застосовуються кулачки зі скошеними краями. Розрахунок виконують так само, як і зчпної кулачкової муфти. Технічні дані муфт запобіжних кулачкових для $T_{ном} = 4...400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ наведені в ДСТ 15620 – 93.

При розрахунку фрикційної запобіжної муфти значення $[p]$ можуть бути прийняті на 20...30% вище, ніж для фрикційних зчпних, тому що прослизання, а отже, і зношування дисків відбуваються тільки при пробуксовуваннях.

1.5. Приклад вибору й розрахунку зубчастої муфти

Вихідними даними для вибору типорозміру зубчастої муфти є: найбільший діаметр з'єднуваних валів і найбільший розрахунковий момент.

Максимальний момент на вихідному валу редуктора
 $T_{p \max} = 2810 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Діаметр вихідного кінця вала визначимо орієнтовно по залежності

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T_{p \max}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

тобто з умови дії тільки обертального моменту. Дотичні напруження кручення приймаємо $[\tau]_{кр} = 25 \text{ Н/мм}^2$. Тоді

$$d_{хв} \geq 3 \sqrt[3]{\frac{2810 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 83 \text{ мм}.$$

Приймаємо по ДСТ 6636-69 $d_{хв} = 95 \text{ мм}$.

Максимальний розрахунковий момент

$$T_p = T_{ном} K_1 K_2 K_3 \leq [T],$$

де $T_{ном} = T_{p \max}$ – номінальний розрахунковий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$K_1 = 1,0$ – зупинка машини, (табл.1.1);

$K_2 = 1,1$ – нерівномірно навантажені механізми, (табл. 1.2);

$K_3 = 1,5$ – кут перекосу вала до 1° , (табл.1.3);

$[T]$ – найбільший обертальний момент, який передає муфта, (табл. 1.4);

$$T_p = 2810 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 4630 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Згідно табл. 1.4 розрахунковим даним відповідає муфта з параметрами $[T] = 10000 \text{ Н}\cdot\text{м}$; діаметр розточки $d = 100 \text{ мм}$; $D = 270 \text{ мм}$; $D_1 = 145 \text{ мм}$; $D_2 = 145 \text{ мм}$; $A = 145 \text{ мм}$; $L = 340 \text{ мм}$; $l = 165 \text{ мм}$; $m = 3 \text{ мм}$; $z = 56$; $b = 25 \text{ мм}$ (рис. 1.3).

Умовні напруження внаслідок деформації зминання знаходимо по залежності

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9 m^2 z^2 b} \leq [\sigma]_{зм},$$

де m – модуль зачеплення, мм ;

z – кількість зубців напівмуфти;

b – довжина зубця, мм ;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання, МПа . ($[\sigma]_{зм} = 12 \dots 15 \text{ МПа}$).

$$\sigma_{зм} = \frac{4630 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 3^2 \cdot 56^2 \cdot 25} = 7,4 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм}.$$

2. ПРОЕКТУВАННЯ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ

Корпус редуктора призначений для розміщення в ньому деталей передач, забезпечення змащення передач і підшипників, запобігання деталей від забруднення, сприйняття зусиль, що виникають при роботі редуктора. Він повинен бути досить міцним і жорстким, тому що при значних деформаціях корпуса можливий перекис валів і внаслідок цього підвищення нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубців зубчастих коліс.

Для зручності монтажу деталей корпус звичайно виконують рознімним. Площина рознімання при цьому проходить через вісі валів. У вертикальних, циліндричних, одноступеневих редукторах звичайно виконують рознімання по двох площинах, а в двоступеневих навіть по трьох.

2.1. Проектування основних елементів

На рис. 2.1 показана лита конструкція підстави й кришки корпуса циліндричного редуктора традиційної конструкції. Орієнтовні розміри основних елементів редуктора можна визначати по нижче приведеніх емпіричних залежностях [4, 9]. Ці рекомендації можна використовувати і для інших типів редукторів.

Товщина стінки підстави корпуса

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T_T} \geq 6 \text{ мм},$$

де T_T – обертальний момент на тихохідному валу, $H \cdot м$.

Товщина стінки кришки корпуса

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6 \text{ мм}.$$

Корпус з однією площиною рознімання складається з підстави і кришки (рис. 2.1). У серійному виробництві корпуса редукторів виготовляють литими із сірого чавуна марки не нижче СЧ 15 (ДСТ 1412 – 85). Редуктори відповідальних машин виконують зі сталевого лиття, наприклад сталі марки 25 Л (ДСТ 977 – 88). При індивідуальному виготовленні корпуси можуть виконуватися зварної конструкції з листової сталі Ст. 2, Ст. 3 (ДСТ 380 – 94) [4, 5].

Відповідно до вимог технічної естетики корпуси редукторів повинні мати строгі геометричні форми: виступаючих частин треба по можливості уникати; бобишки і ребра можна розміщати у середині корпуса. Для полегшення формування бобишки і ребра в кришці можна розміщати зовні. Елементи для стропування варто виконувати у виді вушок або гаків, відлитих разом з корпусом. Кришку з корпусом доцільно з'єднувати гвинтами, що ввертаються в гнізда, нарізані в корпусі.

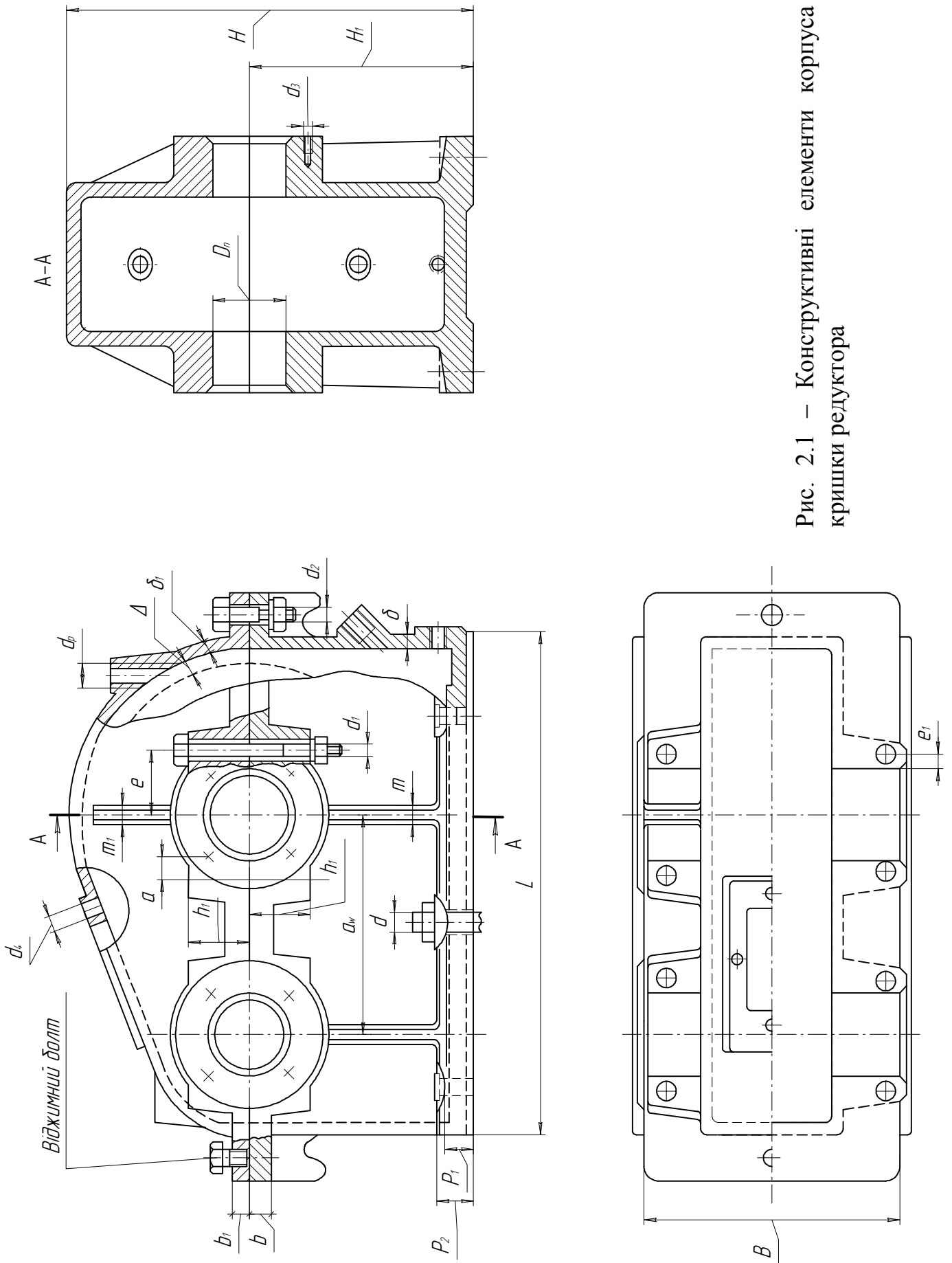


Рис. 2.1 – Конструктивні елементи корпусу і кришки редуктора

При конструюванні і виготовленні корпусів повинне бути забезпечене виконання наступних вимог:

- заготівля корпуса повинна бути піддана відпалу;
- у легких редукторах на кришці корпуса необхідно передбачати елементи для стропування (вушка, гаки), у середніх і важких редукторах - у нижній частині корпуса доцільно виконувати піднімальні гаки (у редукторах традиційної конструкції застосовують також вантажні гвинти);
- неопрацьовані поверхні повинні бути пофарбовані;
- розміщення прокладок у площині рознімання неприпустимо (теча оливи надійно запобігається пастою «Герметик»);
- допуск на відхилення від площинності поверхонь рознімання, мм

$$\Delta_1 = 0,05 L; \quad \Delta_1 \geq 0,05 \text{ мм},$$

де L – довжина редуктора;

- шорсткість поверхні рознімання і отворів під підшипники $Ra \leq 2,5 \text{ мкм}$;
- розбіжність осей отворів під підшипники з площиною рознімання – не більш

$$\Delta_2 = 0,002 \cdot D_{\text{П}},$$

де $D_{\text{П}}$ – діаметр отвору під підшипник;

- поле допуску отворів під підшипник $H7$;
- відхилення від циліндричності отворів під підшипник – 0,25 допуску на діаметр.

Конструктивні розміри корпуса визначаються розмірами розташованих у ньому зубчастих коліс, а також кінематичною схемою редуктора. Основою конструкції корпуса є його коробка, контур якої утворюють простим обведенням зубчастих коліс. Тому розробка конструкції зубчастих коліс, валів і опор опереждає розробку конструкції корпуса.

При обведенні внутрішньої поверхні корпуса необхідно витримувати відповідні зазори. Найменший зазор між зовнішньою радіальною поверхнею колеса і стінкою корпуса (рис. 2.1).

$$\Delta = 1,25\delta^*.$$

Зазор між торцями зубчастих коліс приймають

$$\Delta_3 = 0,5\delta^*,$$

де δ – товщина стінки підстави корпуса, мм.

Зазор між торцем колеса і внутрішніми деталями корпуса дорівнює $0,8\delta$.

Зазор між зубчастим колесом і дном підстави корпуса приймають

* Розрахунок допоміжних розмірів дивись гл. 1.3 «Методичних вказівок до виконання курсового проекту з деталей машин» Розділ 3.

рівним $2,5\delta$.

У деяких місцях зазор збільшують по конструктивних розуміннях. Наприклад, зазор між швидкохідною шестірнею і корпусом редуктора збільшують так, як цього вимагає розміщення підшипникового гнізда і припливів для кріплення болтів на стінці корпуса.

Для кріплення підстави і кришки корпуса по всьому їхньому контуру виконують фланці товщиною b і b_1 відповідно (рис. 2.1, 2.2), у яких розміщують болти або гвинти.

Товщина верхнього пояса фланця підстави

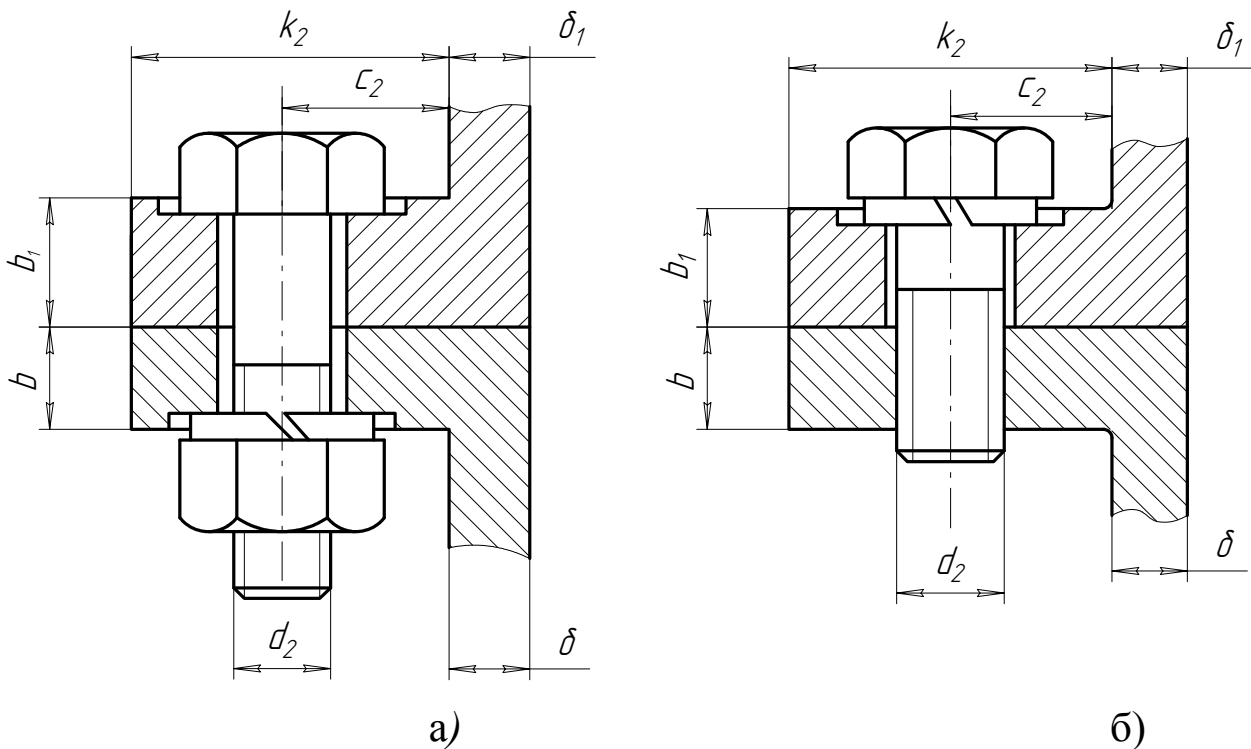


Рисунок 2.2 – Розміри фланців підстави і кришки: а - кріплення болтами; б - кріплення гвинтами

$$b = 1,5\delta,$$

товщина нижнього фланця кришки

$$b_1 = 1,5\delta_1.$$

Для кріплення підстави корпуса редуктора до рами або плити виконують фланці, товщина яких визначається таким чином (рис.2.3):

- без бобишек $P = 2,35\delta$;

- при наявності бобишек під болти $P_1 = 1,5\delta$, $P_2 = (2,25 \dots 2,75) \delta$.

Припливи для розміщення болтів (гвинтів) d_1 у підшипникових гніздах (рис. 2.2, 2.4) вибирають з таким розрахунком, щоб забезпечити опорні поверхні достатні для розміщення голівок гвинтів і гайок болтів. Висота h_1 визначається конструктивно графічним способом так, щоб утворилася опорна поверхня під голівку болта і гайку. Щоб уникнути перетинання отворів діаметром d_1 і d_3 , відстань між ними приймається

$$a \geq 0,5d_1 + d_3.$$

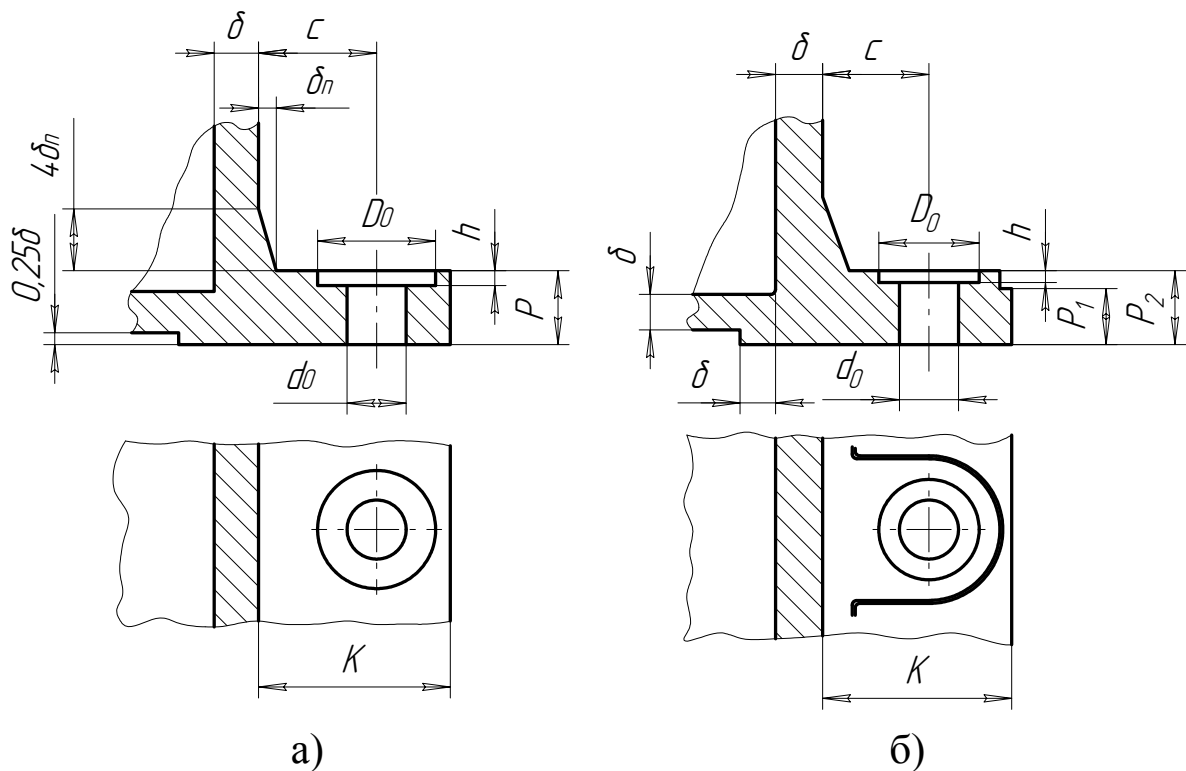


Рисунок 2.3 – Розміри фланців підстави корпуса: а – без бобишек; б – з бобишками.

Відстань e від вісі отвору d_1 до вісі отвору D_{II} знаходиться графічно після визначення розміру a і округляється до стандартного значення у бік збільшення. Варто також перевірити відстань від вісі отвору d_1 до розточення під підшипник $e_1 = (1,1 \dots 1,2) \cdot d_1$. Торці припливів для підшипникових гнізд повинні виступати за фланці площини рознімання на величину $h_2 = 3 \dots 5$ мм, причому розмір $K_1 + h_2$ необхідно виконувати однаковим для всіх припливів, розташованих на одній стінці корпуса. Це дозволяє виконувати обробку торців припливів на прохід при одному налагодженні верстата.

Діаметр фундаментних болтів (рис. 2.1) дорівнює

$$d = 1,6 \sqrt[3]{T_T}, \text{ мм},$$

де T_T – обертальний момент на тихохідному валу, $H \cdot \text{м}$.

Кількість фундаментних болтів для кріплення корпуса редуктора до рами необхідно вибрати з табл. 2.1.

Діаметри болтів (гвинтів) d_1 , розташованих у підшипникових гнізд, приймають більшими, ніж діаметри болтів площини рознімання d_2 . Це робиться для того, щоб не допустити значних деформацій болтів під дією сил різання при розточенні отворів під підшипники, тому що розточення зазначених отворів у корпусі і кришці роблять у зборі. Діаметр болтів у підшипникових гнізд приймають рівним $d_1 = 0,8 \cdot d$.

Діаметр стяжних болтів $d_2 = (0,7 \dots 0,8) d_1$

Таблиця 2.1 - Кількість фундаментних болтів n_1 у залежності від розмірів редуктора

Одноступеневі редуктори		Двоступеневі редуктори		Триступеневі редуктори	
a_w , мм	n_1	$a_{w1} + a_{w2}$, мм	n_1	$a_{w1} + a_{w2} + a_{w3}$, мм	n_1
100...200	4	250...300	6	500...650	8
250...350	6	400...600	6	800...950	10

Діаметр болтів, що кріплять оглядову кришку, приймають рівним $d_4 = (0,3 \dots 0,4) \cdot d_1$.

Ширина фланців K_i (рис. 2.2 і 2.3) редуктора як для кріплення підстави і кришки корпусу, так і для кріплення корпусу редуктора до рами або плити повинна бути достатньою для розміщення гайки або голівки болта і для того, щоб можна було накласти ключ і повернути його на кут $\geq 60^\circ$. Розміри фланців у залежності від діаметра болта наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Розміри фланців редуктора, мм

Параметри	Болти								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K_i	22	24	28	33	39	48	54	58	65
C_i	12	13	16	18	21	25	34	36	40

Якщо товщина елементів корпусу, що з'єднуються, різна, то варто передбачити ливарні переходи у виді клина. Товщина клина у підстави $\delta_n = 0,7 \cdot \delta$.

Конструктивне оформлення ливарного переходу лапи редуктора зі стінками показано на рис. 2.3. Радіус спряження елементів корпусу (рис. 2.2; 2.3; 2.4) повинен бути однаковим і рівним $r = 0,25\delta$.

Опорні поверхні під кріпильні деталі повинні бути обробленими, розміри елементів для кріплення болтів наведені в табл. 2.3 (рис. 2.3).

Таблиця 2.3 - Розміри елементів для розміщення болтів, мм

Параметр,	Діаметр болта,									
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Діаметр цековки D_0	12	15	18	22	25	28	30	35	38	40
Глибина цековки h	1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5
Діаметр отвору під стяжний болт d_0	7	9	11	13	15	18	20	22	24	26
Діаметр отвору під фундаментний болт d_0	—	—	12	14	17	19	21	24	26	29

Для виключення зрушення кришки корпусу відносно його підстави встановлюють два конічних штифти, розташованих якнайдалі

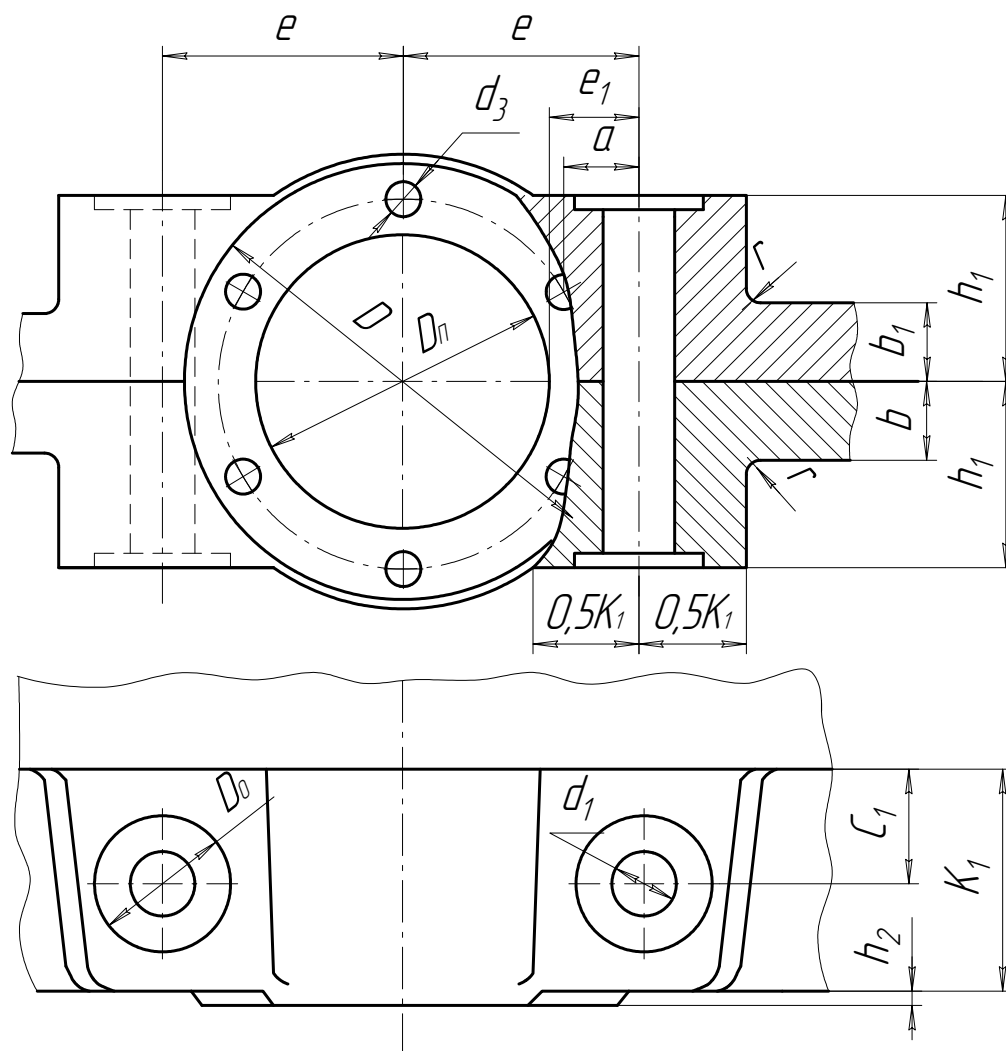


Рисунок 2.4 – Розміри припливів для підшипникових гнізд один від другого на зручних місцях корпуса.

Штифти встановлюються до розточення отворів під підшипники. Діаметр штифта $d_{шт} = 0,5d_1$ і узгоджується з ДСТ 3129-70 .

Щоб забезпечити необхідну працездатність підшипників, бобишки для підшипникових гнізд повинні бути жорсткими. З урахуванням цієї обставини, а також умов розміщення гвинтів кріплення кришки підшипникового вузла в табл. 2.4 дані рекомендації на розміри зовнішнього діаметра бобишек (рис. 2.5), кришок і діаметрів гвинтів кріплення кришки.

Для підшипникових гнізд із діаметрами підшипника $D_{п}$ більше наведених у табл. 2.4 зовнішній діаметр $D = D_{п} + (4,0 \dots 4,5) \cdot d_3$ (для кришки на гвинтах); $D = 1,25 \cdot D_{п} + 10$ (для врізної кришки). Ширину проточки під врізну кришку h_4 приймають рівною $0,9\delta$.

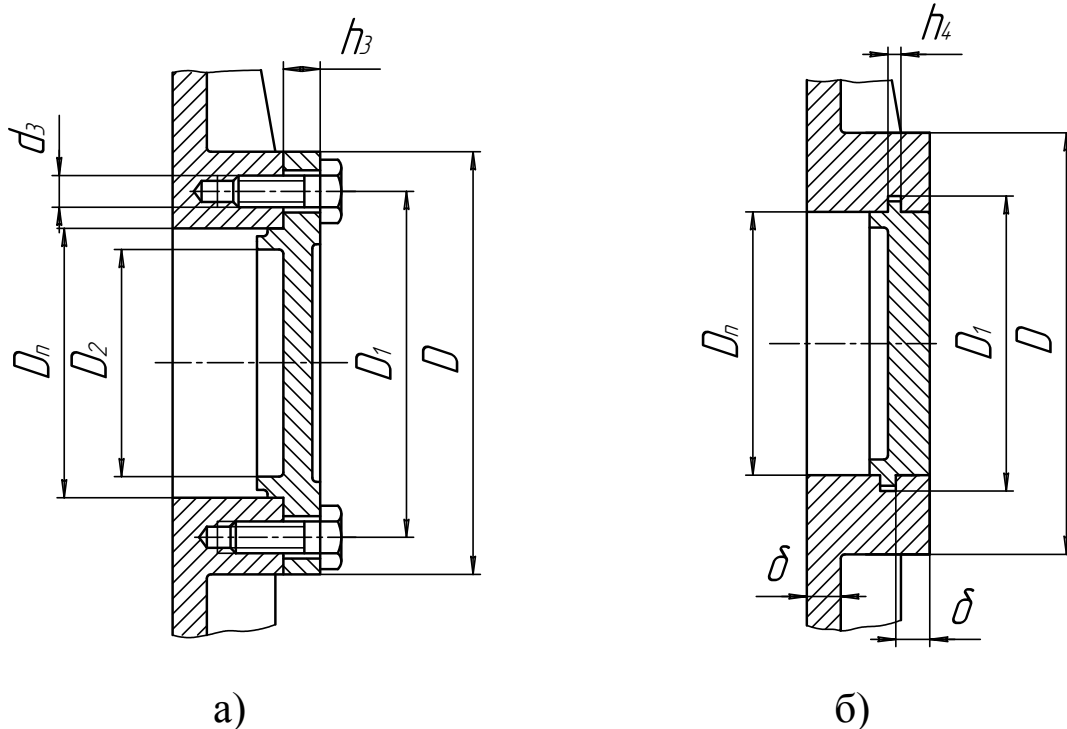


Рисунок 2.5 - Розміри гнізд підшипників і кришок: а - із кришкою на гвинтах; б - з врізною кришкою.

Таблиця 2.4 - Розміри гнізд підшипників і кришок, мм

3 кришкою на гвинтах						
D_{II}	D_1	D	D_2	h_3	Гвинти	
					d_3	Кількість
30...40	$D_n + 12$	$D_1 + 12$	$D_n - (8...10)$	8	M6	4
42...62	$D_n + 16$	$D_1 + 16$	$D_n - (10...12)$	10	M8	4
72...100	$D_n + 20$	$D_1 + 20$	$D_n - (12...16)$	10...12	M10	4; 6
110...125	$D_n + 24$	$D_1 + 24$	$D_n - (15...20)$	12...14	M12	6
3 врізною кришкою						
D_{II}	D_1	D	h_4			
< 90	$D_{II} + 7$	$1,25 \cdot D + 10$	7			
90...170	$D_{II} + 9$	$1,25 \cdot D + 10$	9			

2.2. Конструювання допоміжних елементів

Для полегшення розбирання редуктора на поясі кришки часто встановлюють два віджимних болти, діаметр яких можна приймати рівним діаметру болта d_2 (рис. 2.1).

Для захоплення редуктора при його підйомі в підставі корпуса у верхнього його пояса розташовані гаки. Для підйому і транспортування кришки і зібраного редуктора застосовують вантажні гвинти, або рим-болти (рис. 2.7). Іноді замість рим-болтів застосовують вушка (рис. 2.6). При підборі рим-болтів можна орієнтуватися на вагові характеристики редукторів

$$M = (1,0 \dots 1,5) T_T,$$

де M – вага редуктора, H ;

T_T – обертальний момент на тихохідному валу, $H \cdot м$.

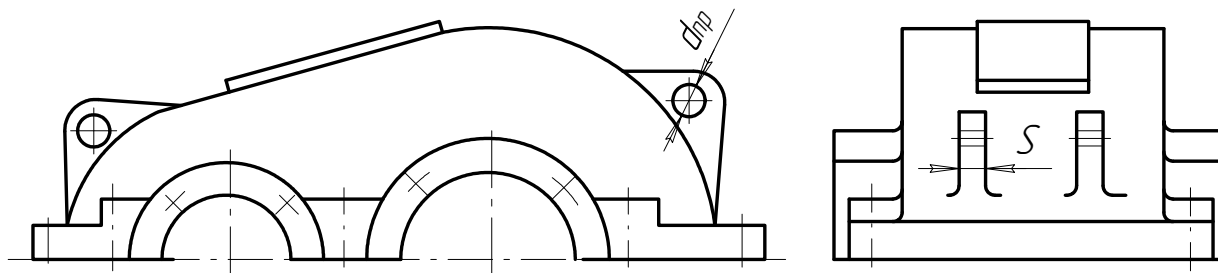


Рисунок 2.6 – Розміри вушок

Матеріал рим-болтів – Сталь 20 або 25 (ДСТ 1050-88). Розміри римів-болтів наведені в табл. 2.5.

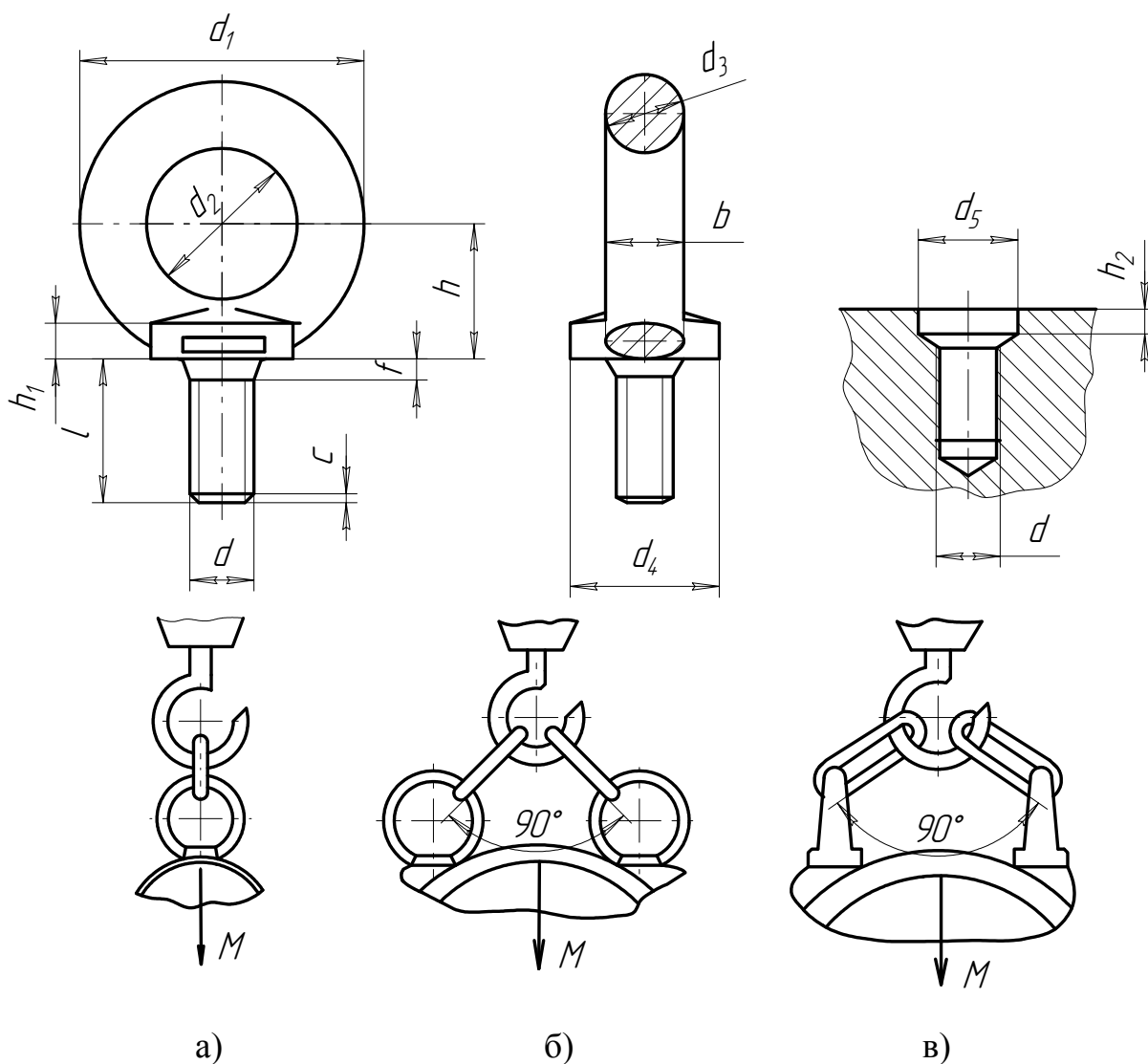


Рисунок 2.7 – Гвинти вантажні і гнізда під них

Таблиця 2.5 - Розміри рим– болтів

Параметр, мм													Вантажопідйомність M , кН (для схем)		
d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	l	f	e	c	a	b	e
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	1,2	1,6	0,8
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	2,0	2,5	1,25
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,0	3,5	1,75
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2,0	5,5	5,0	2,5
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	2	19	2,5	8,5	6,5	3,0
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	24	3,0	12,5	10,0	5,0
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	3	28	4,0	20,0	14,5	7,0
M36	128	70	28	75	46	65	22	12	64	4	32	4,5	30,0	20,0	10,0

Товщина вушка $S = (2 \dots 3)\delta$.

Діаметр отвору у вушку $d_{np} = (3 \dots 4) \cdot \delta$ (рис. 2.6).

Товщина ребер підстави корпусу $m = (0,8 \dots 1,0)\delta$.

Товщина ребер кришки $m_1 = (0,8 \dots 1,0)\delta_1$, (рис. 2.1)

Огляд редуктора і заливання оливи для змащення зубчастих коліс здійснюють через вікно. Розміри вікна повинні забезпечувати огляд зачеплення. Іноді в багатоступеневих редукторах одне вікно не дозволяє оглядати зачеплення всіх ступеней, тоді виконують два вікна. Варіанти конструкції оглядового вікна з кришкою зображені на рис. 2.8. Розміри оглядового вікна, що рекомендуються, і кришки наведені в табл. 2.6. Під кришку кладуть м'яку ущільнювальну прокладку (наприклад, із пресшпану).

Таблиця 2.6 - Розміри оглядового вікна і кришки

Параметр, мм										Кіл-ть гвинтів
A	B	A_1	B_1	C	C_1	K	R	d_4		
100	75	150	100	125	–	100	12	M8×22	4	
150	100	190	140	175	–	120	12	M8×22	4	
200	150	240	200	230	130	180	15	M10×22	6	

Редуктори з великим тепловиділенням повинні мати віддушину. Унаслідок розбризкування оливи швидкообертливими деталями повітряне середовище у середині корпусу містить зважені частки оливи (оливний туман). Наявність віддушини запобігає підвищенню тиску і просочуванню повітря зі зваженими частками оливи через стик корпусу й ущільнення валів у кришках підшипників.

Отвір для віддушини виконують найчастіше в кришці оглядового вікна, для якої віддушину служить одночасно ручкою. Якщо оглядова кришка виконана з товстого листа, пробку-віддушину приварюють до неї або закріплюють розвальцьовуванням. У чавунних кришках віддушини закріплюють на різьбленні. Якщо оглядовий отвір відсутен

або розташований на бічній стінці корпуса, віддушину встановлюють безпосередньо зверху кришки корпуса редуктора. Конструктивне виконання віддушини зображене на рис. 2.9, а її розміри наведені в табл. 2.7.

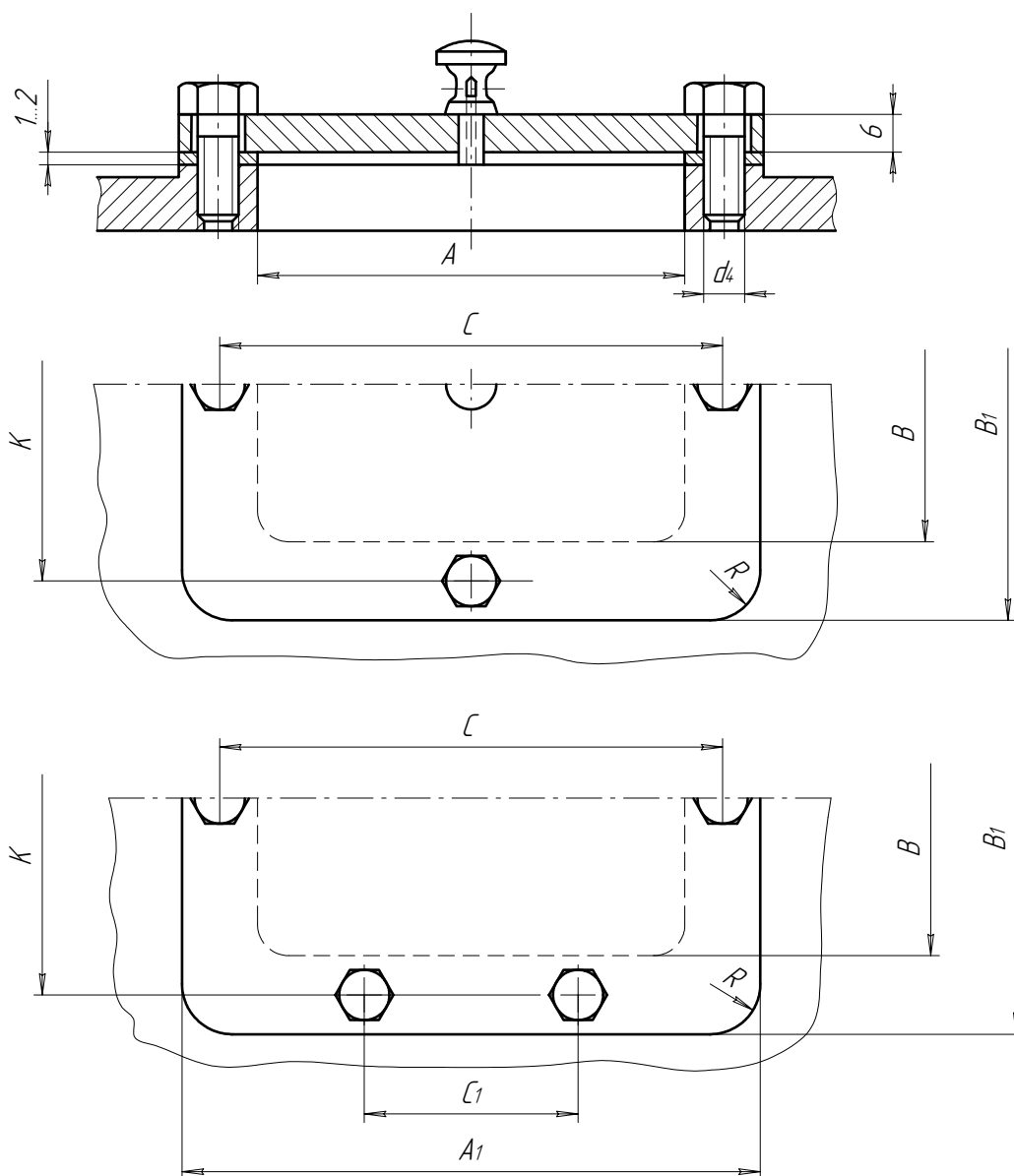


Рисунок 2.8 – Кришка оглядового вікна редуктора

Таблиця 2.7 – Розміри віддушини

Параметр, мм																
A	B	B	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С
M27×2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32
M48×3	35	45	23	70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

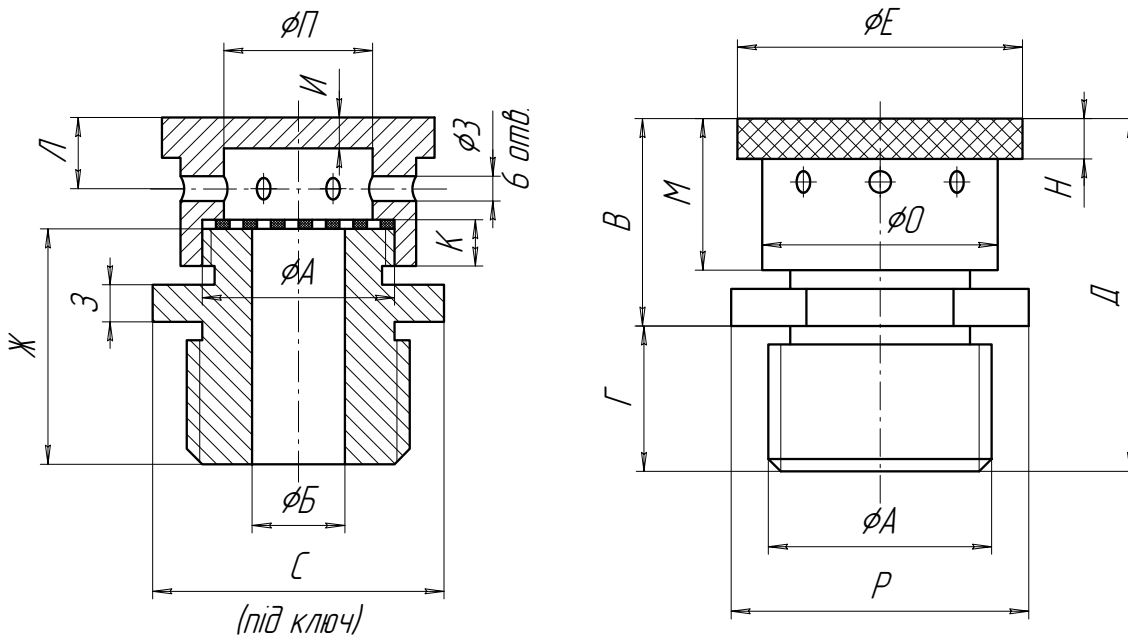


Рисунок 2.9 – Конструктивне виконання віддушини

Отвори для зливної пробки і замірювача рівня оливи треба розміщати там, де до них забезпечений доступ. Обидва отвори бажано розміщати поруч, на одній стінці (рис. 2.1).

Нижня крайка отвору для злива оливи повинна бути на рівні дна або трохи нижче його. Дно бажане робити з ухилом не менш $1...2^\circ$ у бік отвору. У самого отвору у виливку виконують місцеве поглиблення, що сприяє стоку оливи і, крім того, забезпечує вільний вихід інструмента при свердлінні отвору і нарізуванні різьблення в ньому (рис. 2.1). З зовнішньої сторони отвір обробляють бобишкою. Отвір для злива оливи закривають спеціальною пробкою (рис. 2.10), розміри якої наведені в табл. 2.8.

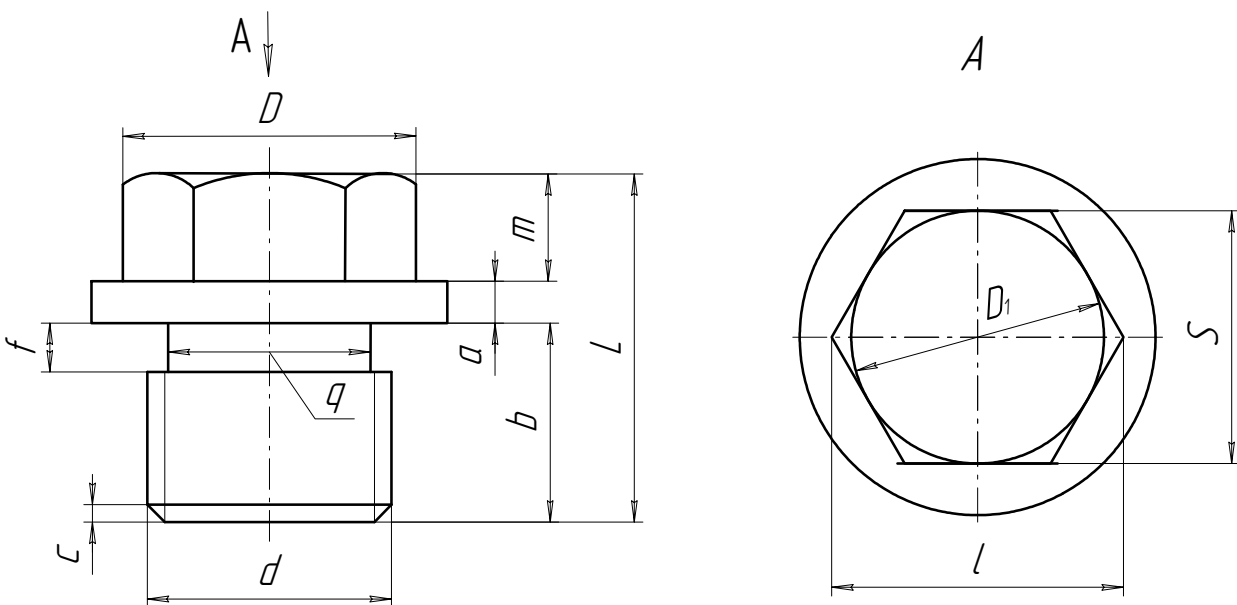


Рисунок 2.10 – Пробка до отвору для злива оливи

Таблиця 2.8 – Розміри пробки до отвору злива оливи

Параметри, мм											
d	e	m	a	f	L	C	Q	D_1	D	S	l
M16×1,5	12	8	3	3	23	2	13,8	16	26	17	19,6
M20×2	15	9	4	3	28	2,5	17,8	21	30	22	25,4
M22×2	15	10	4	3	29	2,5	19,8	21	32	22	25,4
M27×2	18	12	4	4	34	3,5	24	25,5	38	27	31,2
M30×2	18	14	4	4	36	4	27	30,5	45	32	36,9
M33×2	20	14	4	4	38	4	30	30,5	48	32	36,9
M36×3	25	16	5	6	45	4,5	31,5	34	50	36	41,6

Для виміру рівня змащення в корпусі редуктора застосовують замірювачи рівня оливи різних конструкцій. Замірювачи рівня оливи вибирають з урахуванням зручності огляду, величини перепаду рівнів змащення і небезпеки ушкодження. Найбільш поширені жезлові замірювачи рівня оливи, тому що вони зручні для огляду, конструкція їх проста і досить надійна. Жезловий замірювач рівня оливи показан на рис. 2.11. Для можливості контролю рівня змащення під час роботи редуктора замірювач рівня оливи розміщують у трубці, укрученої в корпус (рис.2.11, а).

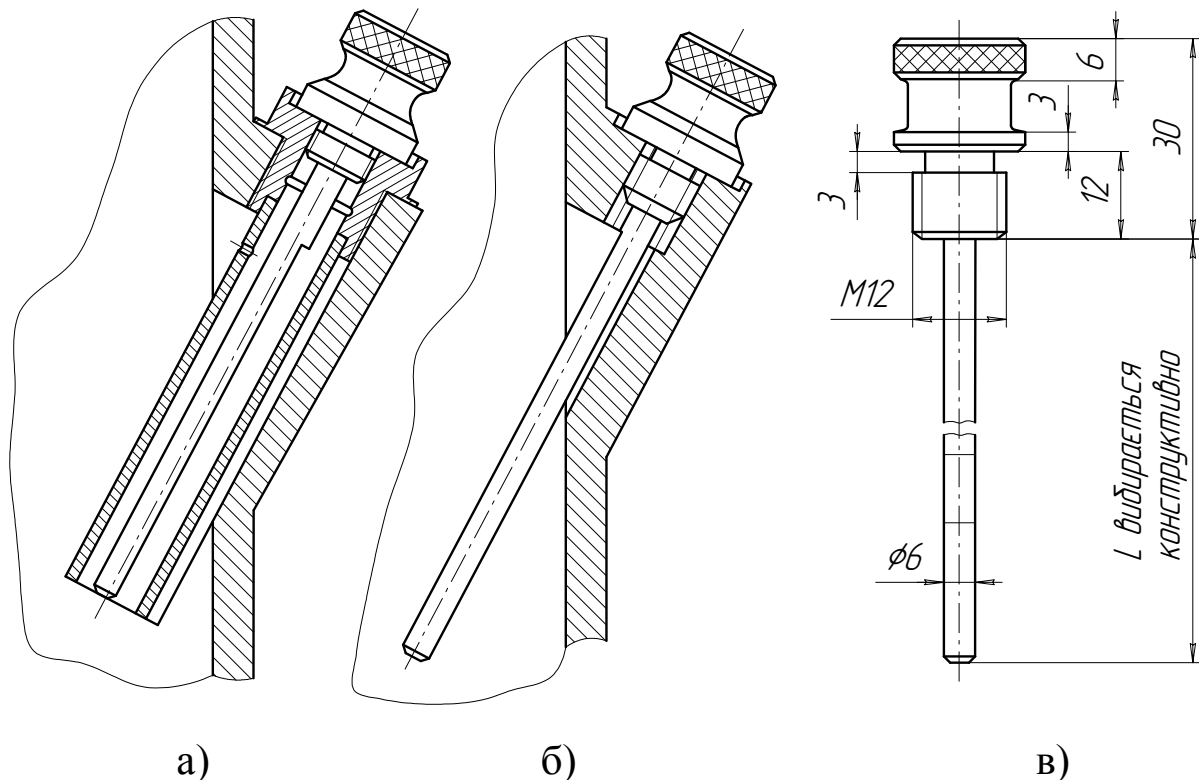


Рисунок 2.11 – Жезловий замірювач рівня оливи

Розміри жезлового замірювача рівня оливи показані на рис. 2.11 в. Замірювачи рівня оливи загвинчуються у корпус редуктора на різьбленні. Іноді вони вставляються в отвір у корпусі без різьблення по посадці $H11/d11$.

2.3. Розрахунок корпусних деталей редукторів за допомогою МКЕ в середовищі APM WINMACHINE

Розрахунок корпусних деталей редукторів виконується з використанням методу кінцевих елементів (МКЕ) [12].

Метод кінцевих елементів є найбільш перспективним чисельним методом, що дозволяє здійснювати аналіз напружено-деформованого стану (НДС) складної конструкції.

Ключова ідея методу полягає в тому, що при аналізі суцільне середовище моделюється розбивкою його на кінцеві області (елементи), у кожній з яких поведінка цього середовища описується за допомогою набору обраних функцій, які представляють собою переміщення в зазначеній області. Ці функції задаються в такій формі, щоб вони задовольняли умовам безперервності описуваних ними характеристик у всьому середовищі.

Якщо конструкція в цілому неоднорідна і складається з великої кількості окремих конструктивних елементів, то метод кінцевих елементів є, по суті, єдиним методом, що дозволяє визначити напружений стан конструкції, динамічні параметри тощо при довільному навантаженні та закріпленні.

Основні типи кінцевих елементів, якими оперують модулі системи APM WinMachine - *стрижневий; пластинчастий і об'ємний*.

Завдання розрахунку НДС конструкції зводиться до наступного. Насамперед, проводиться розбивка цієї конструкції на *кінцеві елементи*. Взаємодія кінцевих елементів здійснюється через їх вузли за певними законами, причому закони, що описують ці рівняння, різні для різних типів кінцевих елементів. З урахуванням обраного типу кінцевого елемента формується матриця жорсткості. В остаточному підсумку, матриця жорсткості зводиться до систем алгебраїчних рівнянь. Ці рівняння доповнюються законами, що описують зовнішні сили, а також заданими обмеженнями на переміщення окремих частин конструкції (опор). Спільним рішенням отриманих систем рівнянь знаходять значення переміщень і напружень, які мають місце в кожному з кінцевих елементів конструкції. Подальшим підсумовуванням результатів від окремих кінцевих елементів визначається загальна деформація конструкції в різних напрямках, деформації окремих її елементів, внутрішні напруження, що виникають у будь-яких її частинах.

Реалізація МКЕ виконується за допомогою послідовного використання двох модулів системи APM WinMachine.

Моделювання в APM Studio. З використанням функцій тривимірного моделювання в модулі APM Studio можуть створюватися поверхневі та твердотільні об'єкти (рис. 2.12).

Поверхнeve моделювання. Поверхні створюються за допомогою операцій над плоскими кривими, підготовленими в ескізах. В APM Studio можливе формування поверхонь наступними командами: сфера, видавлювання по нормалі та по довільній кривій, обертання, кон-

турна площина й ін. Криволінійні поверхні можна задавати набором довільних поперечних перерізів. Для створення більш складних поверхонь можна використовувати наступні операції над готовими поверхнями: перетинання, скругління, проставляння фасок, зшивка поверхонь, видалення існуючих граней тощо.

Твердотільне моделювання. Тверді тіла створюються за допомогою процедур виштовхування, обертання, крутіння, тощо, виконуваних над плоскими об'єктами (замкненими контурами). Для створення більш складних моделей необхідно використовувати вибір типу виробленої операції: об'єднання, віднімання, перетинання.

Робоче вікно (вікно редагування) є основним вікном редактора і призначено для модифікації та відображення результату операцій, пророблених користувачем у модулі APM Studio при побудові 3D моделі.

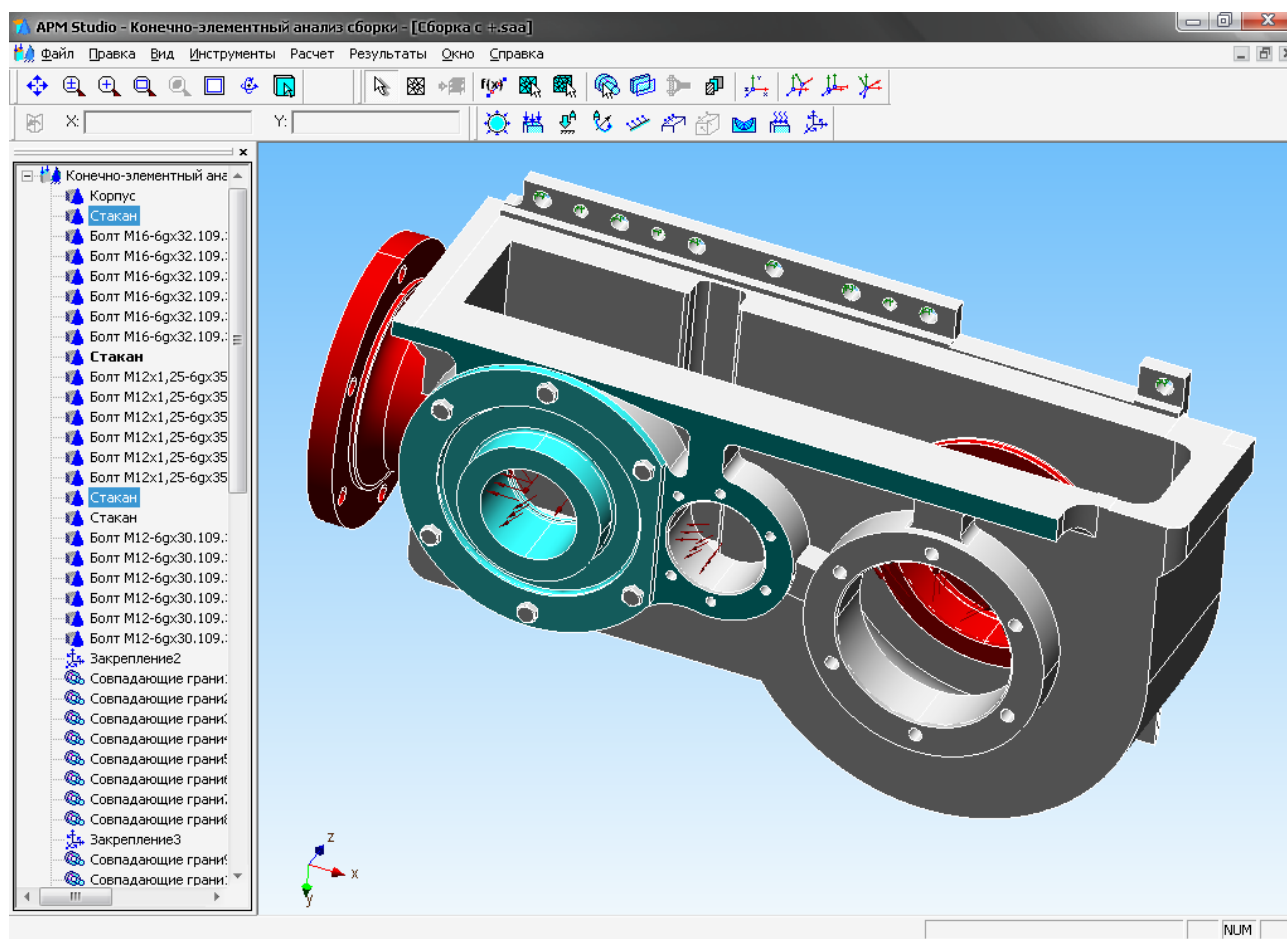


Рис. 2.12 – Твердотільна модель корпусу редуктора з навантаженнями й закріпленнями (модуль APM Studio)

Робоче вікно функціонує у двох режимах – режим редагування плоского або тривимірного ескізу та режим редагування 3D об'єктів. Для орієнтації об'єктів у просторі в редакторі використовується глобальна ортогональна система координат.

У модулі APM Studio передбачений спеціальний режим - *Кінцево-елементний аналіз*. У даному режимі робота ведеться безпосередньо з самою моделлю, а не з кінцево-елементною сіткою, що спрощує виконання необхідних операцій. Безпосередньо у вікні редактора модель може бути довільним образом закріплена і навантажена як силовими, так і термічними впливами. Далі для створення кінцево-елементного представлення об'єкта в модулі APM Studio існує функція *генерації кінцево-елементної сітки* (рис. 2.13), при виклику якої відбувається відповідна розбивка об'єкта з заданим кроком.

При наявності у моделі, що розраховується, складних геометричних переходів може бути проведена так звана адаптивна розбивка. При цьому автоматично (з урахуванням максимального коефіцієнта згущення, уведеного користувачем) генератор КЕ-сітки сам варіює значення кроку розбивки для того, щоб результат процесу був більш якісним.

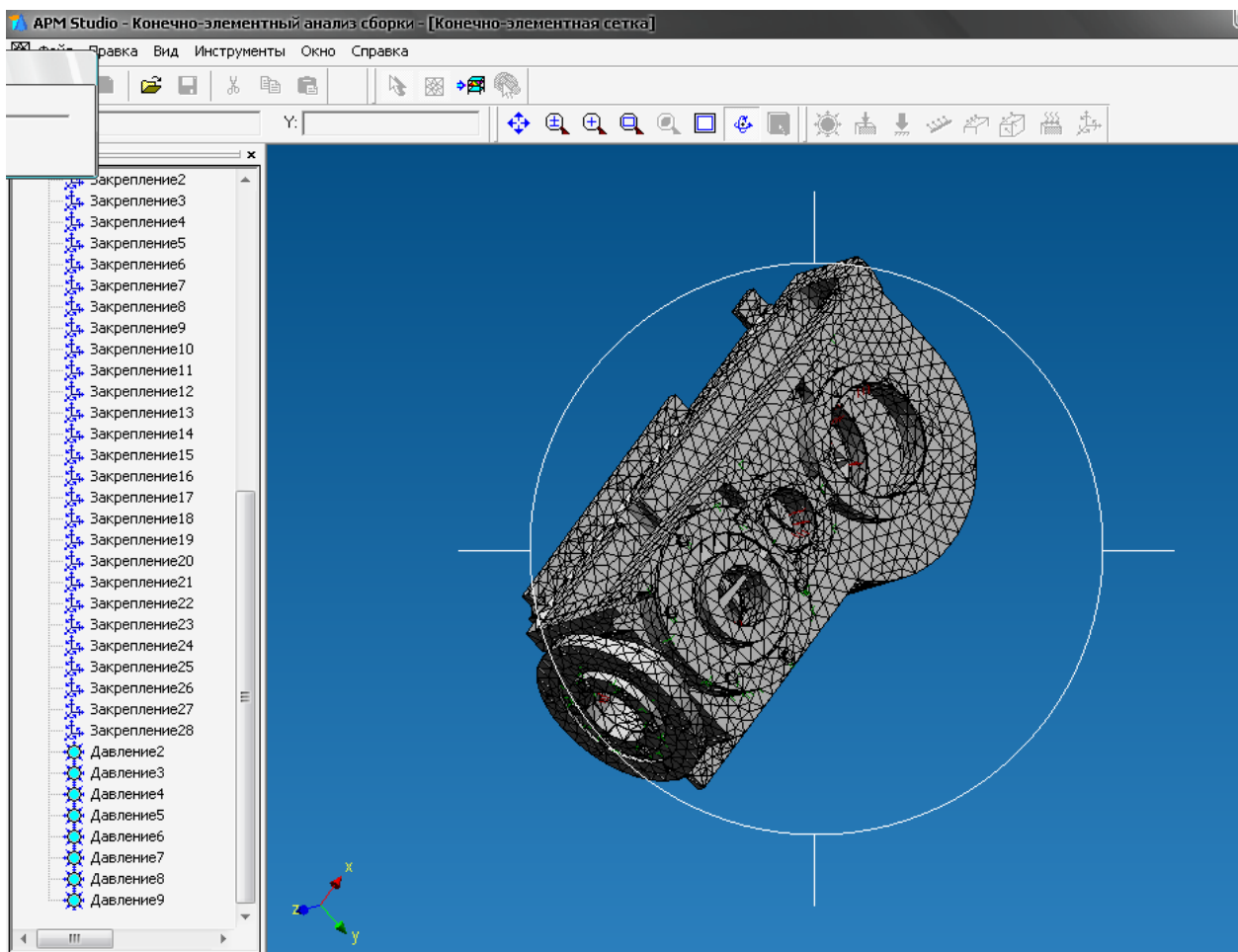


Рис. 2.13 – Кінцево-елементна сітка редуктора приводу конвеєра (модуль APM Studio).

Таким чином основними функціями модулю APM Studio є:

- моделювання конструкції об'єктів – створення 3D моделей (рис. 2.12);
- автоматична генерація кінцево-елементної сітки (рис. 2.13) на

виконаних моделях, і подальший імпорт цих моделей у розрахунковий модуль APM Structure3D для проведення аналізу НДС під дією різного роду силових факторів.

Аналіз НДС у модулі APM Structure3D.

Модуль APM Structure3D дозволяє імпортувати створену та розбиту на кінцеві елементи поверхневу або твердотільну модель, підготувати її до розрахунку (задати товщину пластин, матеріал тощо) і зробити кілька типів розрахунку з метою визначення напружено-деформованого стану, стійкості, розподілу температурних полів, власних частот, аналізу поведінки конструкції при довільно змінних у часі зовнішніх навантаженнях, провести необхідні розрахунки в області великих переміщень.

Модуль дозволяє розрахувати напруження та деформації в будь-якій точці заданої конструкції з урахуванням зовнішнього навантаження і власної ваги кожного з елементів.

Результати розрахунків (рис. 2.14, 2.15 и 2.16) за допомогою спеціального візуалізатора представляються в колірній гамі, у вигляді ізоліній, або у формі епюр напружень, моментів, сил, деформацій тощо.

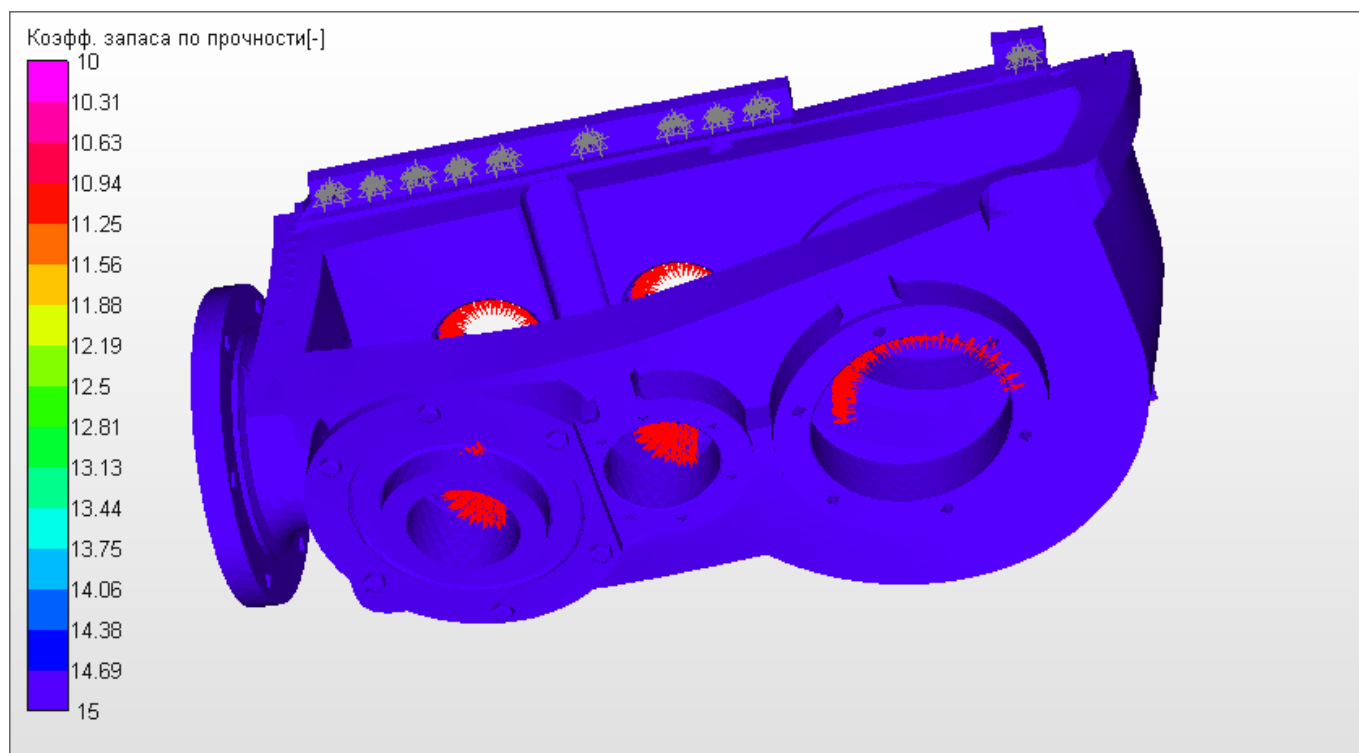


Рис. 2.14 – Карта коефіцієнта запасу міцності (модуль APM Structure 3D)

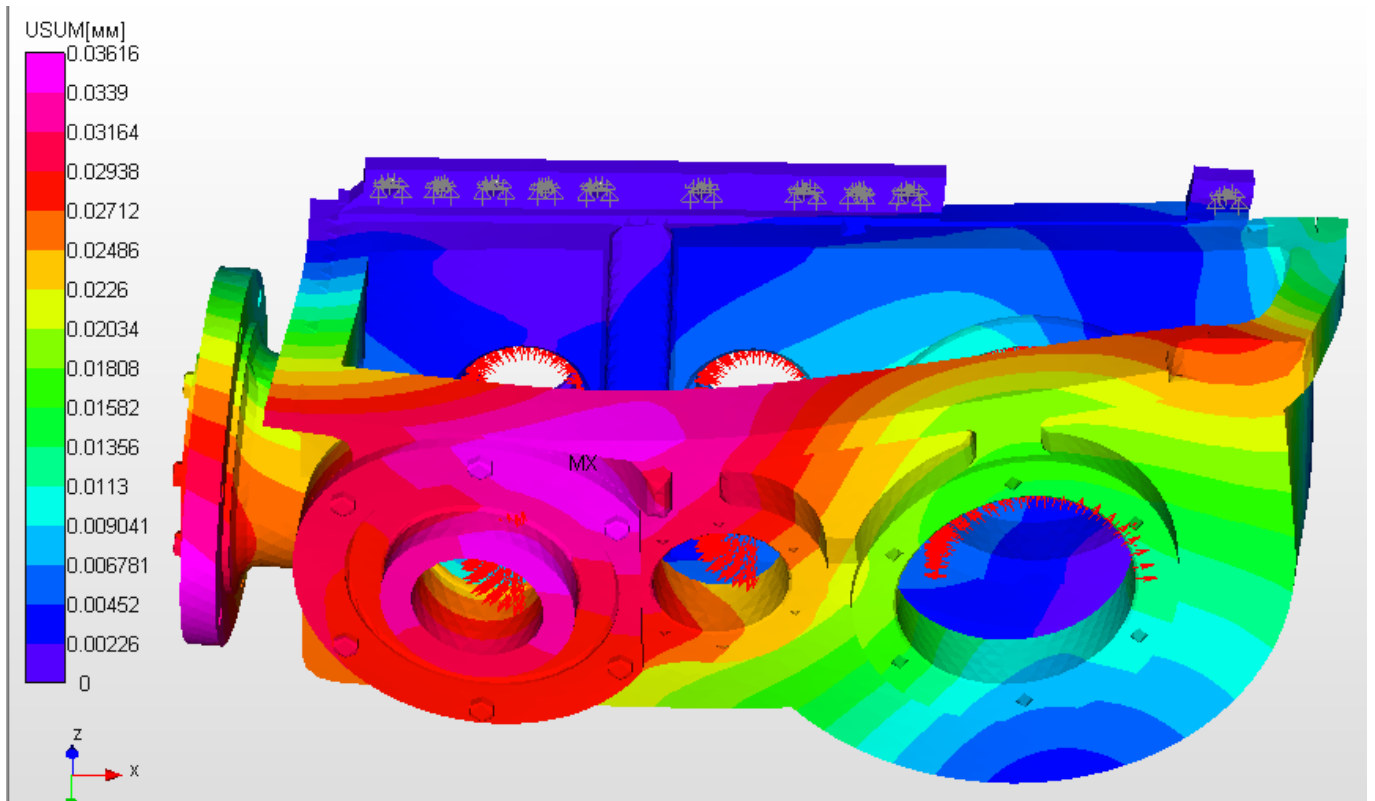


Рис. 2.15 – Карта переміщень (модуль APM Structure 3D)

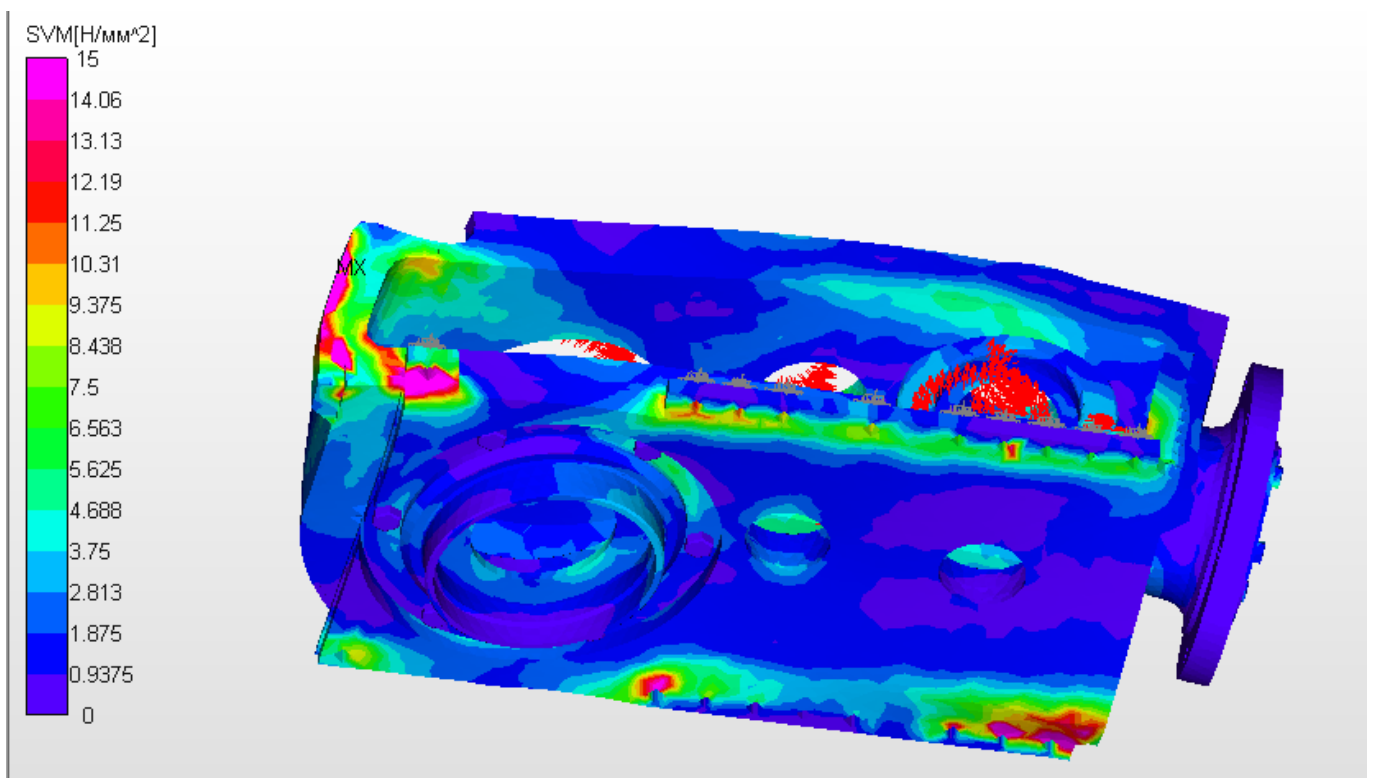


Рис. 2.16 – Карта напружень (модуль APM Structure 3D)

Перелічені можливості модуля визначають можливість проектування конструкцій, близьких до рівномірних за критеріями міцності, жорсткості та вібраційної активності.

3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ КРЕСЛЕНИКІВ ТИПОВИХ ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРІВ

3.1. Загальні відомості

В сучасному машинобудуванні опори валів найчастіше виготовляють на підшипниках кочення, тому що вони мають більш високий ККД, а підшипниковий вузол простіше в виготовленні і обслуговуванні.

Вузол підшипникової опори включає наступні деталі: вал 1, підшипник кочення 2, стакан 3, мастилозахисне кільце 4, ущільнення 5, набір регулювальних прокладок 6 (рис. 3.1).

Конструкція вузла підшипникової опори визначається функціональним призначенням вала і змонтованих на ньому деталей. Саме призначення визначає вимоги до вузла підшипникової опори.

Конструкція вузла повинна дозволяти монтаж і демонтаж підшипника без його ушкодження. Для цього повинна забезпечуватися можливість захоплення кільця, що монтується по посадці з натягом, знімачем. На рис. 3.1 з натягом змонтовано внутрішнє кільце підшипника. Демонтаж підшипника проводиться разом з мастилозахисним кільцем 4.

Виникнення додаткового осьового навантаження на підшипник за рахунок температурного подовження вала або несприятливого співвідношення фактичних розмірів деталей, що утворюють розмірний ланцюг, може приводити до його заклин-

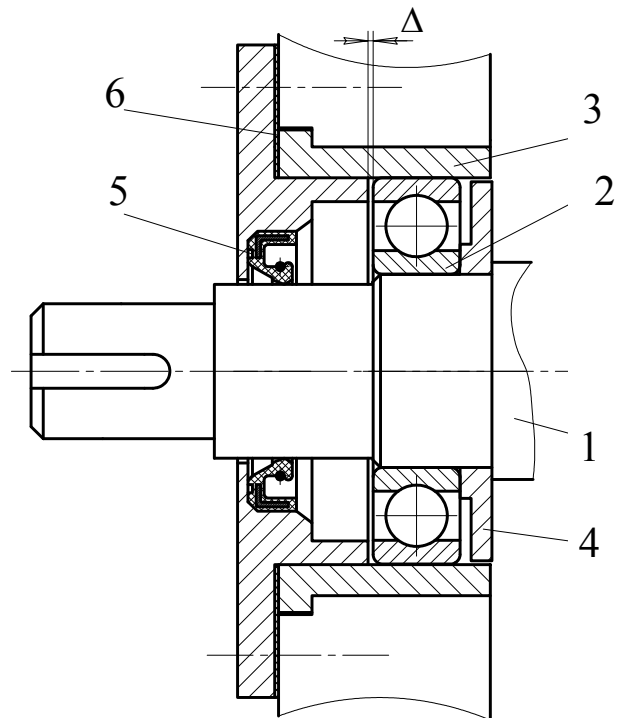


Рисунок 3.1 – Приклад конструкції підшипникового вузла

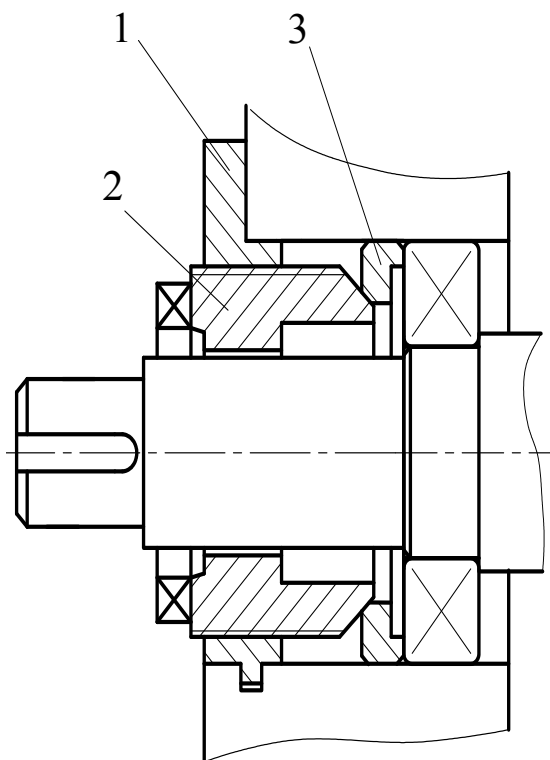


Рисунок 3.2 – Приклад пристрою регулювання підшипникового вузла

нювання і повинне бути виключене шляхом обґрунтованого призначення зазору Δ (рис. 3.1) між торцями кільця підшипника і кришки.

У залежності від типу підшипника необхідно передбачити способи осьової фіксації або регулювання розташування підшипників однієї або обох опор, наприклад кришкою 1 з різьбовою пробкою 2 і регулювальною шайбою 3 (рис. 3.2).

Вибір типу підшипника визначається конструкцією складального вузла вала і змонтованими на ньому деталями і вузлами. Обране рішення повинне бути обґрунтоване логічно або розрахунком.

3.2. Проектування підшипникових вузлів циліндричних передач

Підшипникові вузли циліндричних передач виготовляються на кулькових або роликівих підшипниках. При цьому фіксація вала можлива у двох або в одній опорі. Тип підшипника вибирають в залежності від діючих навантажень на опору, а також напряму та величини навантаження. Найчастіше приймають кулькові радіальні та радіально-упорні підшипники. При дії на опору значних радіальних і осьових сил приймають роликіві конічні радіально-упорні підшипники.

Фіксування вала в одній опорі (рис. 3.3 а, б) використовується для довгих валів зі значними температурними деформаціями. У цьому випадку одна опора фіксується від переміщення з двох сторін, а друга опора виконується "плаваючою": зовнішнє кільце кулькового радіального підшипника встановлюється в розточення корпусу по посадці, що забезпечує ковзання всього підшипника в осьовому напрямку.

Фіксування вала у двох опорах (рис. 3.3 в, г) використовується при невеликому температурному подовженні (незначному нагріванні, малій відстані між опорами – до 400 мм), незначній неспіввісності посадкових гнізд у корпусі, яка обумовлена технологією виготовлення корпусу та є причиною перекосу вала. Перевагами такої фіксації є можливість регулювання опор в осьовому напрямку завдяки прокладкам між кришкою підшипника та корпусом. Радіально-упорні підшипники опор можуть монтуватися "у розпір", коли кожна опора обмежує переміщення вала у "свій" бік (рис. 3.3 в), або "у розтяг", коли кожна опора обмежує переміщення вала в бік протилежної опори (рис. 3.3 г). При установці підшипників "у розтяг" виключене заклинювання підшипників при нагріванні вала, тому така схема використовується для довгих валів. Конструктивна реалізація цього варіанта складніша, ніж у першому випадку: необхідні упорні бурти (рис. 3.3 г). Основні недоліки такого способу монтажу:

- при охолодженні вала можливе утворення зазорів між тілами кочення і кільцями підшипників, що погіршує його роботу;
- необхідно передбачити регулювальні гайки з різьбою. Торцеві

поверхні мають бути виготовленими з високою точністю;

- посадка підшипника на валу вимагає зменшеного натягу через необхідність регулювання його осьового положення.

При фіксації валу в одній опорі ця опора може містити як один

підшипник (рис. 3.3 а), так і два підшипники (рис. 3.3 б), які можуть монтуватися по О-схемі (рис. 3.4 а) – та по Х-схемі (рис. 3.4 б).

Конструкція фіксує опори більш складна, може вимагати розміщення підшипника в стакані для зручності монтажу і регулювання осьового зазору.

Монтаж у стакані забезпечує збільшення жорсткості фіксує опори і усього вузла в цілому. Опора, що плаває, має знижену жорсткість, тому вибір фіксує опори і плаваючої опори здійснюється з урахуванням навантаженості підшипників.

При наявності осьового і радіального навантажень вибір плаваючої опорою більш навантаженої радіальною силою забезпечує вирівнювання приведенного навантаження між опорами. Однак її переміщення під дією температурного розширення зношує посадкове гніздо.

Якщо діє тільки радіальне навантаження, для плаваючої опори

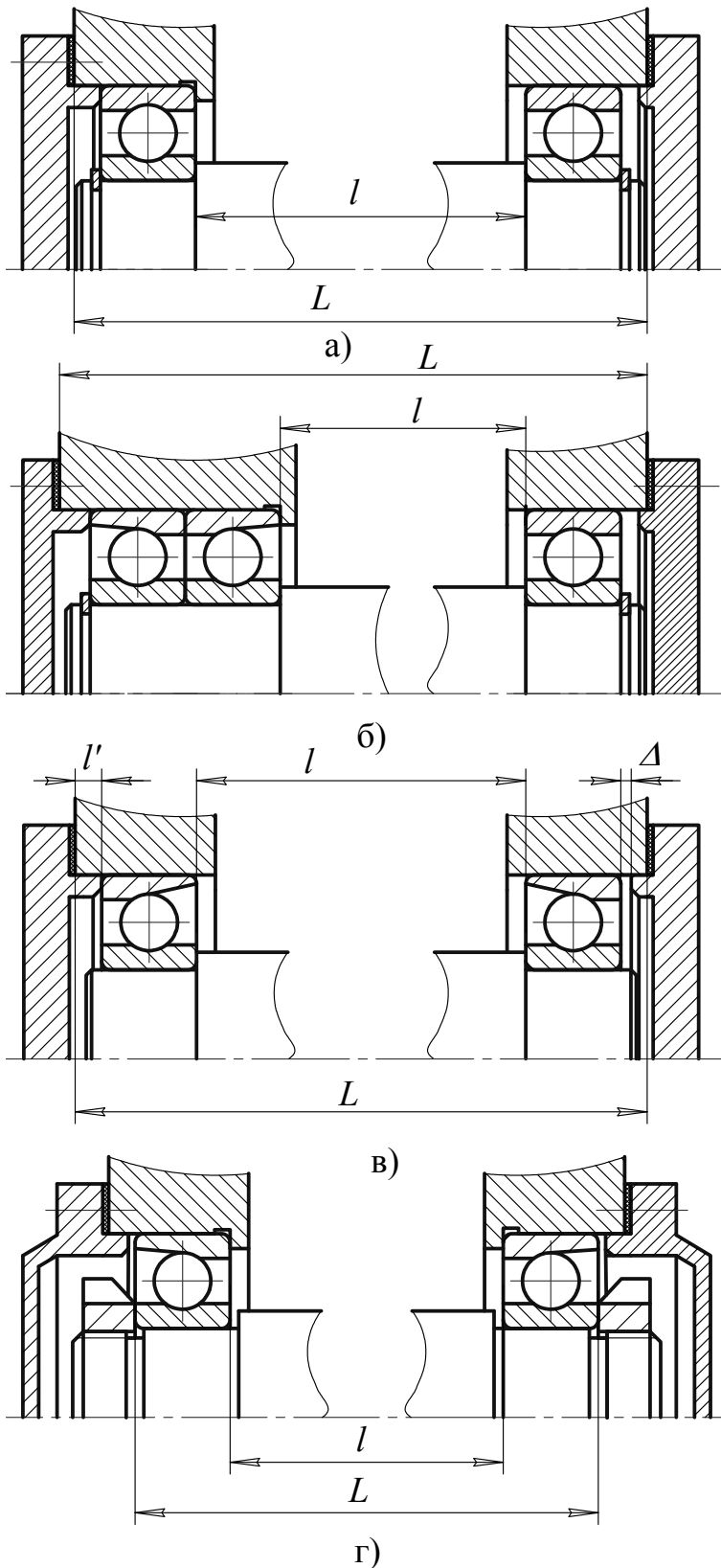


Рисунок 3.3 – Варіанти конструкції опор підшипникового вузла

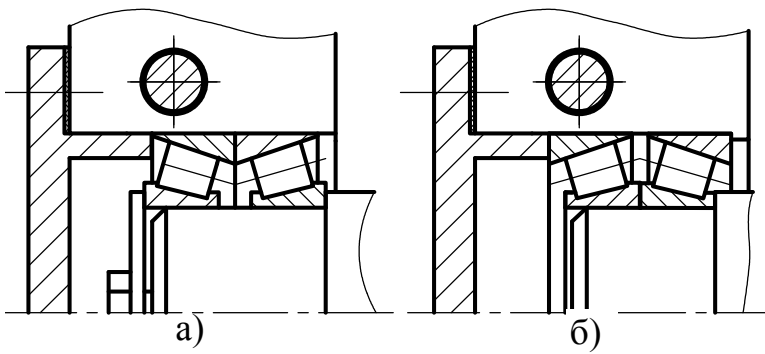


Рисунок 3.4 – Варіанти установки підшипників фіксованої опори а) по O-схемі, б) по X-схемі

бражений на рис. 3.5. Відмінною рисою конструкції є відсутність осьового зовнішнього навантаження на вал. На хвостовику вала мож-

ри рекомендується вибирати менш навантажений підшипник. Остаточне рішення приймається з урахуванням комплексної оцінки можливих наслідків.

Приклад проектування підшипникового вузла вихідного вала редуктора з циліндричним зубчастим колесом зображений на рис. 3.5.

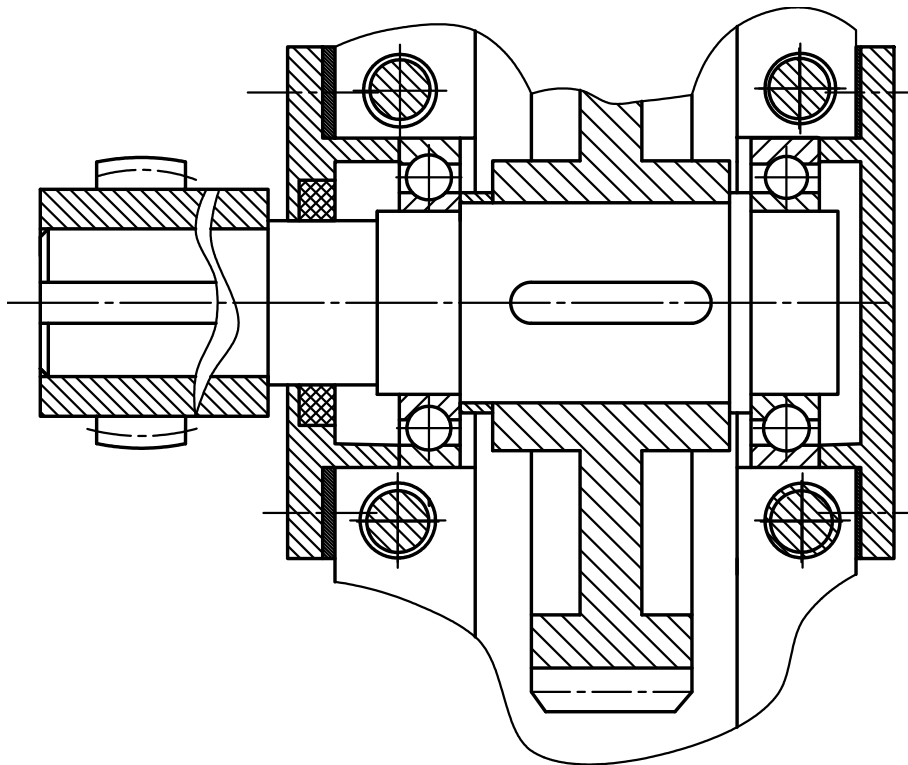


Рисунок 3.5 – Ескіз вихідного вала редуктора

ливий монтаж напівмуфти зубчастої або ланцюгової муфт, зірочки ланцюгової або шестірні відкритої зубчастої передачі.

Для розглянутого вузла можливо використання кулькових радіальних підшипників, кулькових сферичних дворядних підшипників або роликів сферичних дворядних підшипників.

Підшипникові вузли шевронних передач проектуються за умови забезпечення рівномірного розподілу навантаження на півшевронах. Це можливо при забезпеченні “плавання” одного з валів. Таким валом найчастіше приймається вал, який передає менший обертальний момент, тобто вал шестірні. Для забезпечення його “плавання” опори вала монтується на “плаваючих” роликів підшипниках (рис. 3.6).

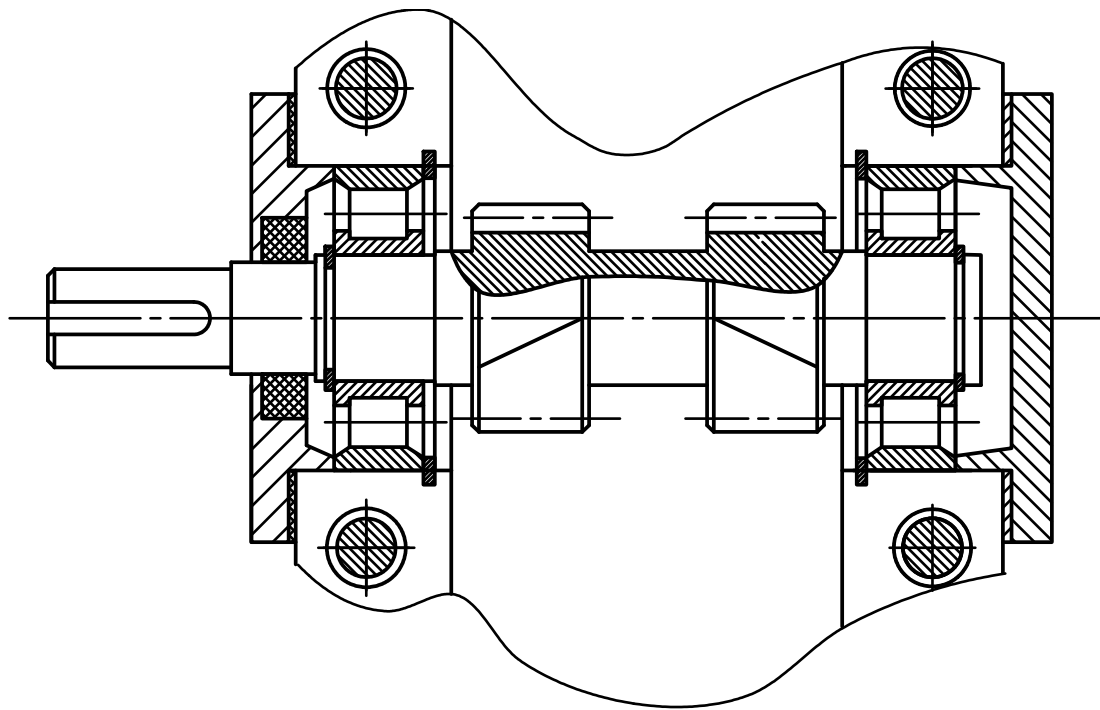


Рисунок 3.6 – Плаваючий вал шевронної передачі

3.3. Проектування підшипникових вузлів конічних і черв'ячних передач

Під час проектування підшипникових вузлів конічних і черв'ячних передач використовують радіально-упорні кулькові або роликові конічні підшипники. Це обумовлено дією на опорах валів радіальних та осьових навантажень.

Приклад проектування підшипникового вузла проміжного вала редуктора з конічним колесом наведений на рис. 3.7. Підшипниковий вузол виконаний на роликових конічних радіально-упорних підшипниках, які сприймають радіальне та осьове навантаження.

Підшипникові вузли конічних шестірень та черв'яків, найчастіше, виготовляють у стаканах (рис. 3.8, 3.9). Виконання цих вузлів у стаканах дозволяє зібрати вузол окремо і при зібранні редуктора помістити цей вузол як збірну одиницю в корпус редуктора.

Підшипниковий вузол конічної шестірни складається з вал-шестірни 1, стакана 2, кришки підшипника 3, підшипників кочення 4 і 5, розпірної втулки 6, прокладок 7 і 8.

При цьому за допомогою прокладок 7 виконується регулювання підшипників, за допомогою прокладок 8 регулюється зачеплення конічної шестірни з колесом.

Відстань між підшипниками приймають $l=(2,5\dots3,0)d$, де d – діаметр вала.

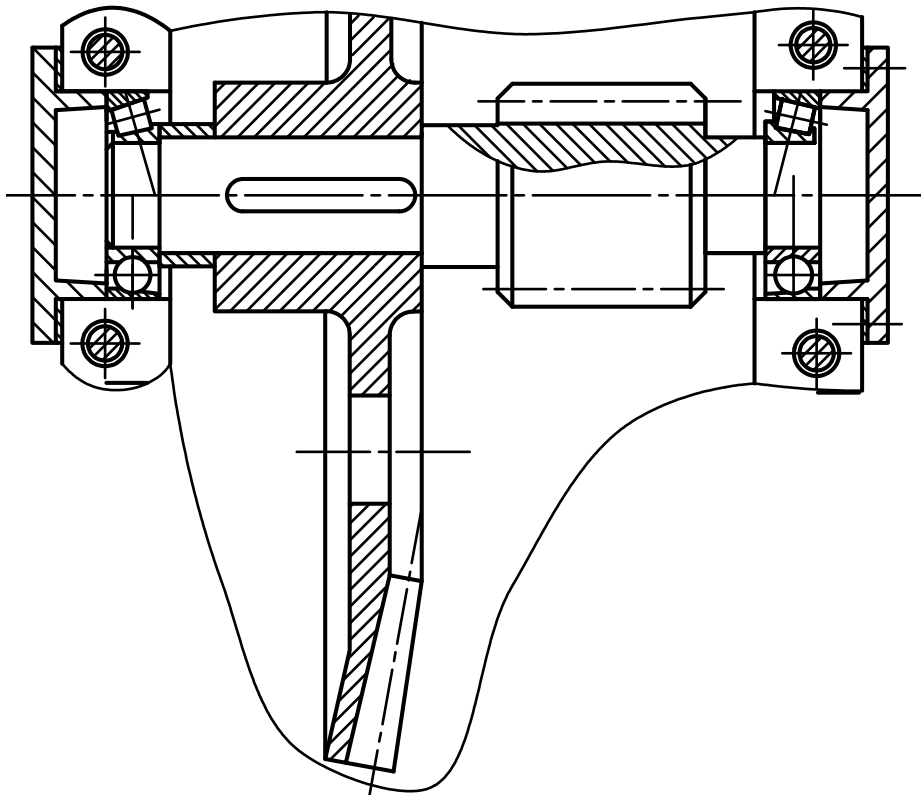


Рисунок 3.7 – Конструкція проміжного вала

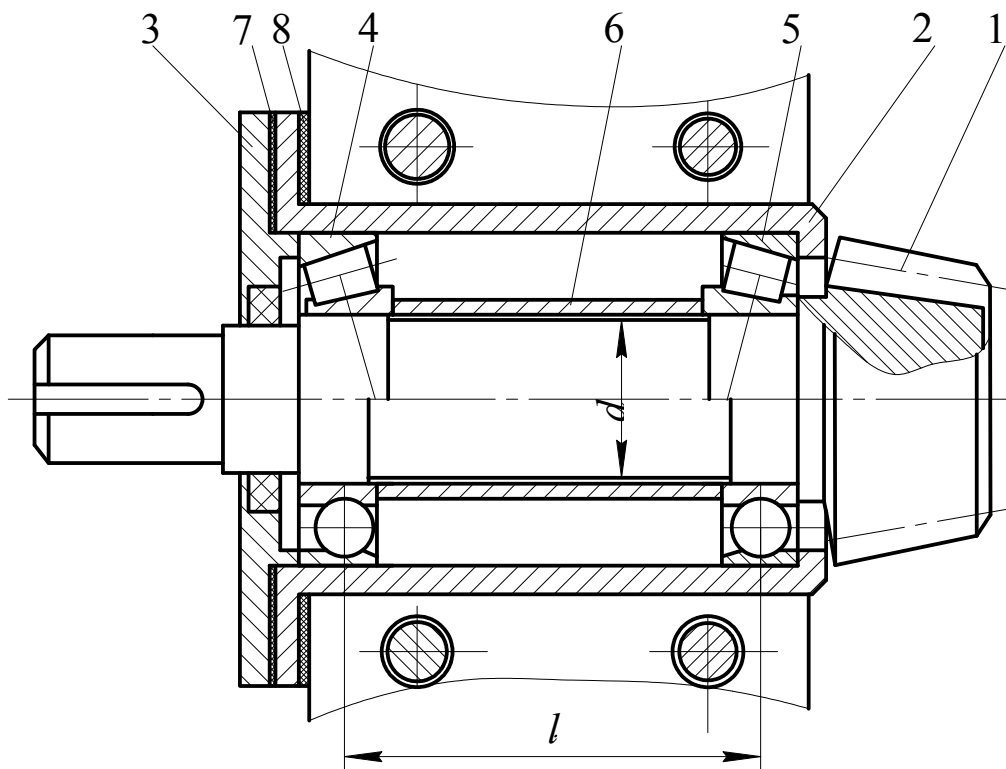


Рисунок 3.8 – Конструкція підшипникового вузла конічної шестерні

Підшипниковий вузол черв'яка (рис. 3.9) складається з черв'яка

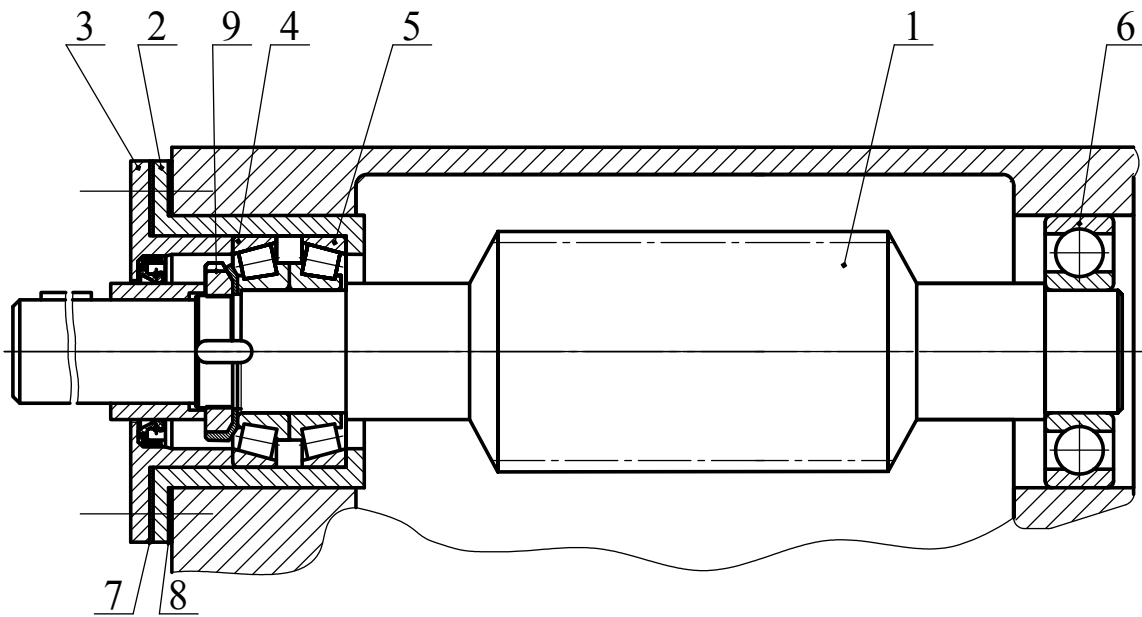


Рисунок 3.9 – Конструкція підшипникового вузла черв'яка

1, стакан 2, кришки підшипника 3, підшипників кочення 4, 5, 6, прокладок 7 і 8, гайки 9. Підшипники 4 і 5 – роликові радіально-упорні з конічними роликами сприймають радіальне і осьове навантаження. Підшипник 6 – кульковий радіальний сприймає тільки радіальне навантаження. Регулювання зачеплення виконується за допомогою прокладок 8, а за допомогою прокладок 7 виконується регулювання підшипників. Кругла гайка 9 не дозволяє зсуву підшипників 4 і 5 при дії осьового навантаження.

Використання стаканів у підшипникових вузлах забезпечує надійну посадку підшипників, зменшує брак корпусів під час лиття або механічної обробки. Стакани найчастіше виготовляються литими з

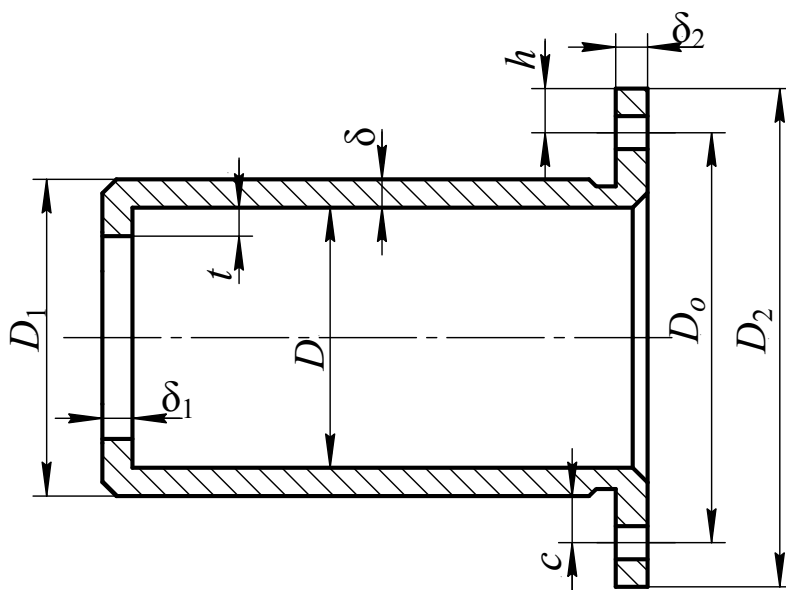


Рисунок 3.10 – Конструкція стакану

чавуну марок СЧ15, СЧ18 (рис. 3.10).

Внутрішній діаметр стакану D приймають рівним зовнішньому діаметру підшипника. Товщина стінки стакану “ δ ” приймається в залежності від внутрішнього діаметра D по табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Товщина стінки стакану

$D, \text{мм}$	30...52	52...80	80...120	120...170
$\delta, \text{мм}$	4..5	5...8	8..10	10...12,5

Інколи товщина стінки стакану приймається конструктивно за умови, щоб зовнішній діаметр стакану D_1 був більшим за діаметр верхніх витків черв'яка для забезпечення нормального монтажу вузла черв'яка у корпусі.

Товщину упорного буртика приймають $\delta_1 = \delta$, а товщину фланця $\delta_2 = 1,2\delta$. Висоту упорного буртика “ t ” приймають в залежності від розміру фаски “ r ” зовнішнього кільця підшипника по табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Висота упорного буртика

$r, \text{мм}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$t, \text{мм}$	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Діаметр фланця стакану D_2 виконують мінімальним. Для цього приймають $c = d, h = (1,0...1,2)d, D_2 = D_1 + (4,0...4,4)d$, де d – діаметр гвинтів.

Діаметр і число, гвинтів вибирається в залежності від внутрішнього діаметра D по табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Діаметр гвинтів

$D, \text{мм}$	40...65	65...80	80...95	100...145	150..200
$d, \text{мм}$	6	8	8	10	12
Число гвинтів	4	4	4	6	6

У торця зовнішньої поверхні і отвору стакану виконують фаски для зручності установки у корпус редуктора і монтажу підшипника.

У куту стакану після механічної обробки залишаються скруглення радіусом R від заточки різця. Але торець фланця стакану повинен сопрягатися з торцем корпусу редуктора. Для цього на зовнішній поверхні стакану виконують канавку глибиною $h = 0,5 \text{ мм}$ і шириною $b = 5...8 \text{ мм}$ рис. 3.11.

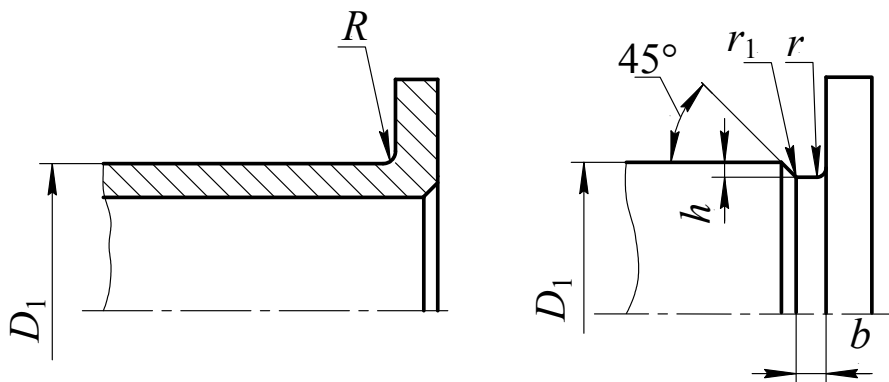


Рисунок 3.11 – Конструктивне оформлення стакану

3.4. Загальні вимоги до оформлення креслеників

Робочі кресленики деталей повинні містити всі дані, що визначають форму, розміри, точність, шорсткість поверхонь, матеріал, термообробку й інші відомості, необхідні для виготовлення деталей і проведення контролю.

Зображення деталі на кресленіку повинне містити мінімальну кількість видів, розмірів і перетинів, достатню для виявлення форми деталі й проставляння розмірів.

Правила нанесення розмірів визначені ДСТ 2.307-68. Відповідно до цього стандарту існує три основні способи проставляння розмірів:

- ланцюговий спосіб – розміри проставляються ланцюжком уздовж осі деталі;
- координатний спосіб – розміри проставляються від однієї бази, що забезпечує точність відстаней між самими елементами;
- комбінований спосіб, що представляє собою комбінацію перерахованих двох способів.

Посадки й граничні відхилення визначені ДСТ 25346-82 і ДСТ 25347-82. Система допусків містить 19 квалітетів: 01, 0, 1, 2, 3...17, розташованих у порядку убудування точності. В табл. 3.4 наведені значення допусків залежно від номінального розміру деталі й квалітету точності.

Таблиця 3.4 - Значення допусків

Номінальний розмір, мм		Допуск IT , мкм, для квалітетів								
понад	до	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-	3	6	10	14	25	40	60	100	140	250
3	6	8	12	18	30	48	75	120	180	300
6	10	9	15	22	36	58	90	150	220	360
10	18	11	18	27	43	70	110	180	270	430
18	30	13	21	33	52	84	130	210	330	520
30	50	16	25	39	62	100	160	250	390	620
50	80	19	30	46	74	120	190	300	460	740
80	120	22	35	54	87	140	220	350	540	840
120	180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
180	250	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
250	315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
315	400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
400	500	40	63	97	155	250	400	630	970	1550
500	630	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750
630	800	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000
800	1000	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300
1000	1250	66	105	165	260	420	660	1050	1650	2600
1250	1600	78	125	195	310	500	780	1250	1950	3100
1600	2000	92	150	230	370	600	920	1500	2300	3700

При призначенні граничних відхилень міжосьових відстаней для зубчастих передач необхідно враховувати характер їхньої роботи. Бічний зазор призначається по нормі «В», розрахований на компенсацію температурних розширень деталей передачі при нагріванні її на 25°C у порівнянні з корпусом. У нереверсивних передачах бічний зазор можна збільшити й призначити по нормі «А». У табл. 3.5 наведені граничні відхилення міжосьової відстані (ДСТ 1643-72).

Таблиця 3.5 - Граничні відхилення міжосьової відстані

Позначення норми	Відхилення, мкм, при міжосьовій відстані, мм									
	до 80	80 ... 125	125 ... 180	180 ... 250	260 ... 315	315 ... 400	400 ... 500	500 ... 630	630 ... 800	800 ... 1000
А	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200	±220	±250	±280
В	±60	±70	±80	±92	±105	±115	±125	±140	±160	±180

Посадки можуть забезпечити в з'єднанні зазор або натяг. Перехідні посадки можуть мати як зазор, так і натяг. Різноманітність посадки зручно одержати, змінюючи положення поля допуску тільки вала або отвору, залишаючи для всіх посадок поле допуску однієї деталі незмінним. Така деталь називається основною деталлю системи. Якщо цією деталлю є отвір, то з'єднання виконане в системі отвору, якщо вал – у системі вала. В основному отвору нижнє відхилення рівне нулю, а поле допуску спрямоване у бік збільшення номінального розміру. В основному вала верхнє відхилення дорівнює нулю, а поле допуску спрямоване у бік зменшення номінального розміру.

Основні відхилення позначаються буквами латинського алфавіту: для отворів – прописними *A, B, C, D* і т. д., для вала – рядковими *a, b, c, d* і т.д. Переважно призначають посадки в системі отвору з основним отвором *H* (нижнє відхилення дорівнює нулю). Тоді для посадок із зазором рекомендують застосовувати не основні вали *f, q, h*; для перехідних посадок – *j, k, m, n*; для посадок з натягом – *p, r, s*.

Позначення посадок $\text{Ø}40 \frac{H7}{f7}$ означає з'єднання двох деталей з номінальним діаметром 40 мм, обробленим по полях допусків *H7* і *f7* у системі отвору. Цифри означають номер квалітету. Та ж посадка в системі вала позначається $\text{Ø}40 \frac{F7}{h7}$.

При неоднакових допусках отвору й вала більший допуск повинен бути в отвору, наприклад $\frac{H7}{m6}$.

Шорсткість поверхні нормована ДСТ 2789-73. Установлено 14

класів шорсткості. Класи 1...5 і 13...14 характеризуються значенням Rz - середньою висотою профілю по десятьом крапкам, класи 6...12 – значенням Ra - середнім арифметичним відхиленням профілю. Шорсткість на креслениках позначають згідно ДСТ 2.309-73.

У табл. 3.6 наведені значення шорсткості поверхонь деталей редуктора.

Таблиця 3.6 - Шорсткість поверхонь деталей редуктора

Деталі, поверхні	Клас шорсткості	Rz , мкм, не більше	Ra , мкм, не більше
Зубчасті й черв'ячні передачі			
Поверхня зуба бічна			
шестірні при модулі до 5 мм	7	-	1,25
понад 5 мм	6	-	2,5
колеса при модулі до 5 мм	6	-	2,5
понад 5 мм	5	20	-
Поверхня витка черв'яка бічна			
черв'як циліндричний	8	-	0,63
глобоїдний	7	-	1,25
Поверхня вершин			
при контролі довжини загальної нормалі	5	20	-
товщина зуба по хорді	6	-	2,5
Поверхня западин	5	20	-
Розточення маточини	6	-	2,5
Торець маточини	6	-	2,5
Торець обода			
при діаметрі колеса до 500 мм	6	-	2,5
понад 500 мм	5	20	-
Грань бічна шпонкового паза	5	20	-
Дно шпонкового паза	4	40	-
Поверхні неробочі у ковтаному колесі:			
Диск, обід зсередини, маточина зовні	3	80	-
Вали			
Поверхня нерухливого сполучення – посадкового місця під внутрішнє кільце підшипника кочення, під зубчасте колесо, під муфту			
при $d \leq 80$ мм			
при $d > 80$ мм	7	-	1,25
Перехід галтельний, торець заплічка	6	-	2,5
Шийку, що треться по гумовій манжеті	6	-	2,5
при швидкості ковзання до 1 м/с			
до 10 м/с	8	-	0,63
Різьблення кріпильне на валу	9	-	0,32
Грань бічна шпонкового паза	5	20	-

Дно шпонкового паза	5	20	-
	4	40	-
Кільце дистанційне на валу			
Поверхня внутрішня	5	20	-
Поверхня зовнішня	3	80	-
Торець	6	-	2,5
Корпусні деталі			
Розточення гнізда під підшипник кочення при $D \leq 80$ мм	7	-	1,25
при $D > 80$ мм	6	-	2,5
Торець гнізда для підшипника кочення	5	20	-
Поверхні стику корпусу й кришки	6	-	2,5
Опорна поверхня підшви	3	80	-
Отвір, свердлення під болт	3	80	-
Поверхня під кришку люка	4	40	-
Поверхня, оброблена під гайку, головку болта	4	40	-
Кришки підшипникових гнізд			
Циліндрична поверхня кришки, що сполучається з розточенням гнізда	5	20	-
Торець кришки, що сполучається з торцем зовнішнього кільця підшипника кочення	6	-	2,5
Плоска поверхня фланця, що сполучається з торцем гнізда через прокладки регулювальні	5	20	-

На рис. 1, рис. 2 і рис. 3 представлені робочі кресленики відповідно циліндричного зубчастого колеса, конічної шестірні й черв'ячного колеса, на рис. 4 – робочий кресленик вала.

ПК.ПА.04.29.00.03.027

63 (✓)

Левый профиль

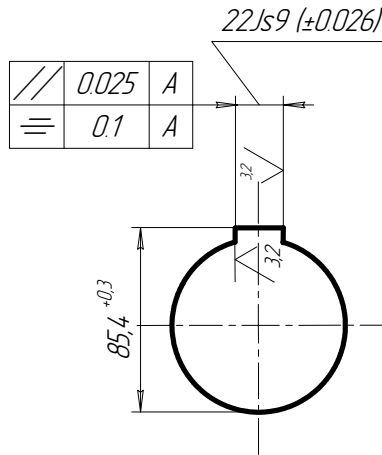
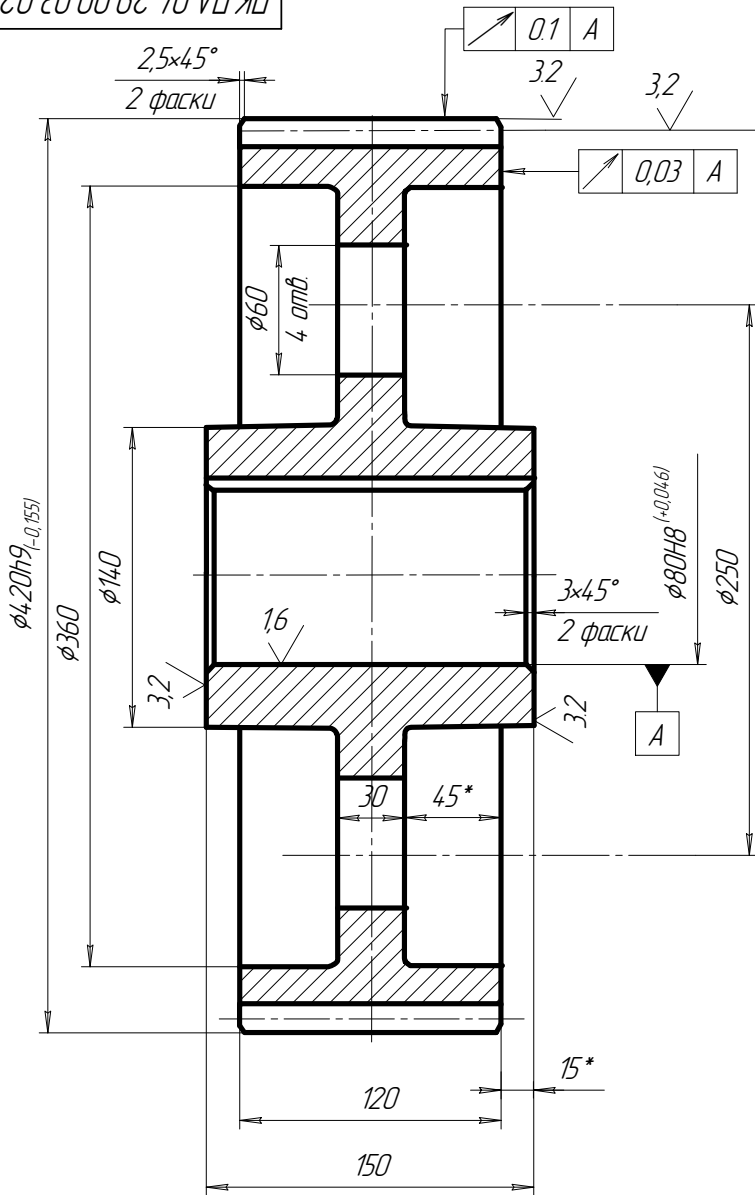
Справка №

Полн и дата

Инв. №

Полн и дата

Инв. №



1. $H = 240..280 \text{ НВ}$ Улучшение
2. Неуказанные радиусы скруглений 2 мм .
3. Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm IT14/2$
4. * Размер для справок

Модуль нормальный	m_n	6
Число зубьев	z	68
Угол наклона зубьев	β	0
Направление линии зуба		-
Коэффициент смещения	x	0
Исходный контур		ГОСТ 13755-94
Степень точности ГОСТ 1643-81		9-B
Высота до пост. хорды	h_f	4.48
Постоянная хорда	S_c	$8.32_{-0.25}^{-0.47}$
Делительный диаметр	d	408

ПК.ПА.04.29.00.03.027								
Изм./Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	Колесо зубчатое	Лист	Масса	Масштаб	
					у	7,3	1:2	
Разраб.	Васин С.К.	Васин	28.05.02	Сталь 40 ГОСТ 1050-88	Лист	1	Листов	1
Проб.	Романов С.В.	Роман.	28.05.02		ДОННТУ каф.ОПМ. гр. Мех-99.			
Т.контр.	Романов С.В.	Роман.	28.05.02					
Н.контр.	Федоров П.К.	Федор.	28.05.02					
Утв.	Павлов П.П.	Павл.	28.05.02					

Копировал

Формат А3

ПК.ПБ.04.29.00.01.023

6,3 (✓)

Левый проточен

Справ №

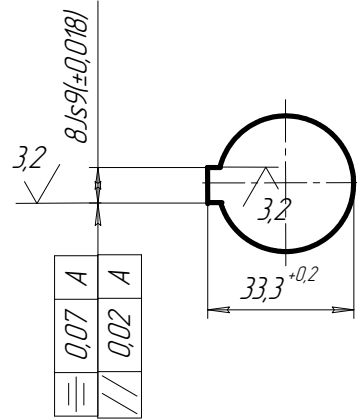
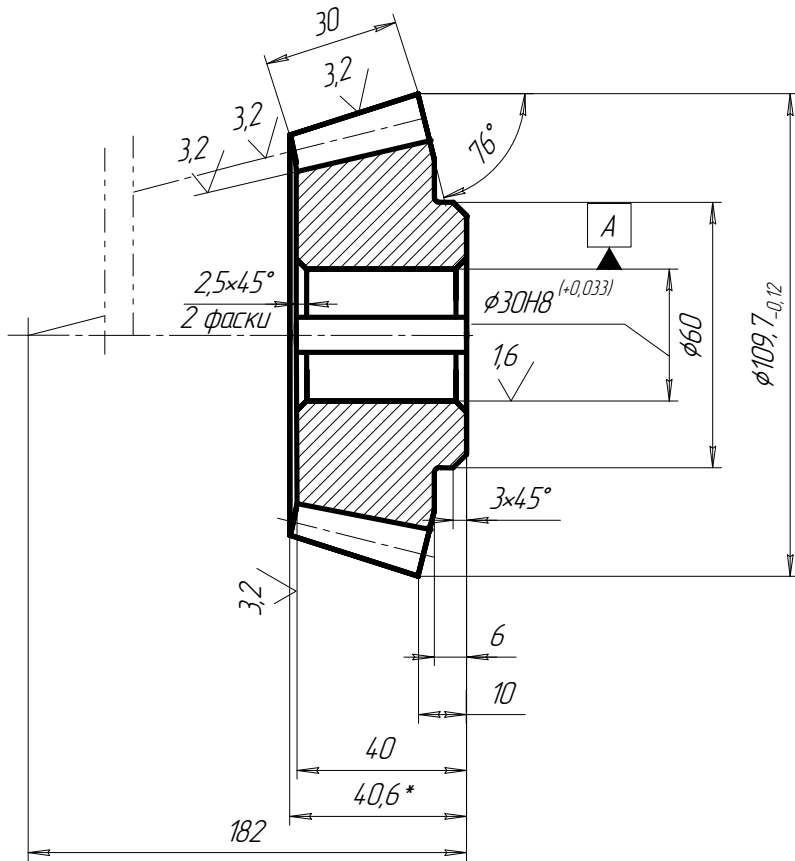
Лист и дата

Изм. №

Взам. шиф. №

Лист и дата

Изм. №



Внешний окружной модуль	m_{te}	5
Число зубьев	z	20
Тип зуба		Прямой
Исходный контур	-	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	X_n	0
Угол делительного конуса	δ	14° 2' 10"
Степень точности ГОСТ 3675-81	-	9-B
Постоянная хорды	S_{ce}	6,97 ^{-0,1} _{-0,23}
Высота до внешней постоянной хорды	h_{ce}	3,71
Межосевой передний угол	Σ	90°
Средний нормальный модуль	m_n	4,64
Внешнее конусное расстояние	R_e	206,15
Среднее конусное расстояние	R	191,15
Средний делительный диаметр	d_m	92,8

1. Закалить $H = 48...54 \text{ HRC}_2$.
2. Неуказанные радиусы скруглений 2мм.
3. Острые кромки притупить.
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, вала h14, остальных ±IT14/2.
5. * Размер для справок

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов А.С.	Иван		24.05.02
Проб.	Петров К.В.	Петр		25.05.02
Т.контр.	Петров К.В.	Петр		25.05.02
Н.контр.	Сидоров Р.А.	Сидр		25.05.02
Утв.	Гусев В.А.	Гусев		25.05.02

ПК.ПБ.04.29.00.01.023

Шестерня коническая

Лит	Масса	Масштаб
у	4,2	1:1

Лист 1 | Листов 1

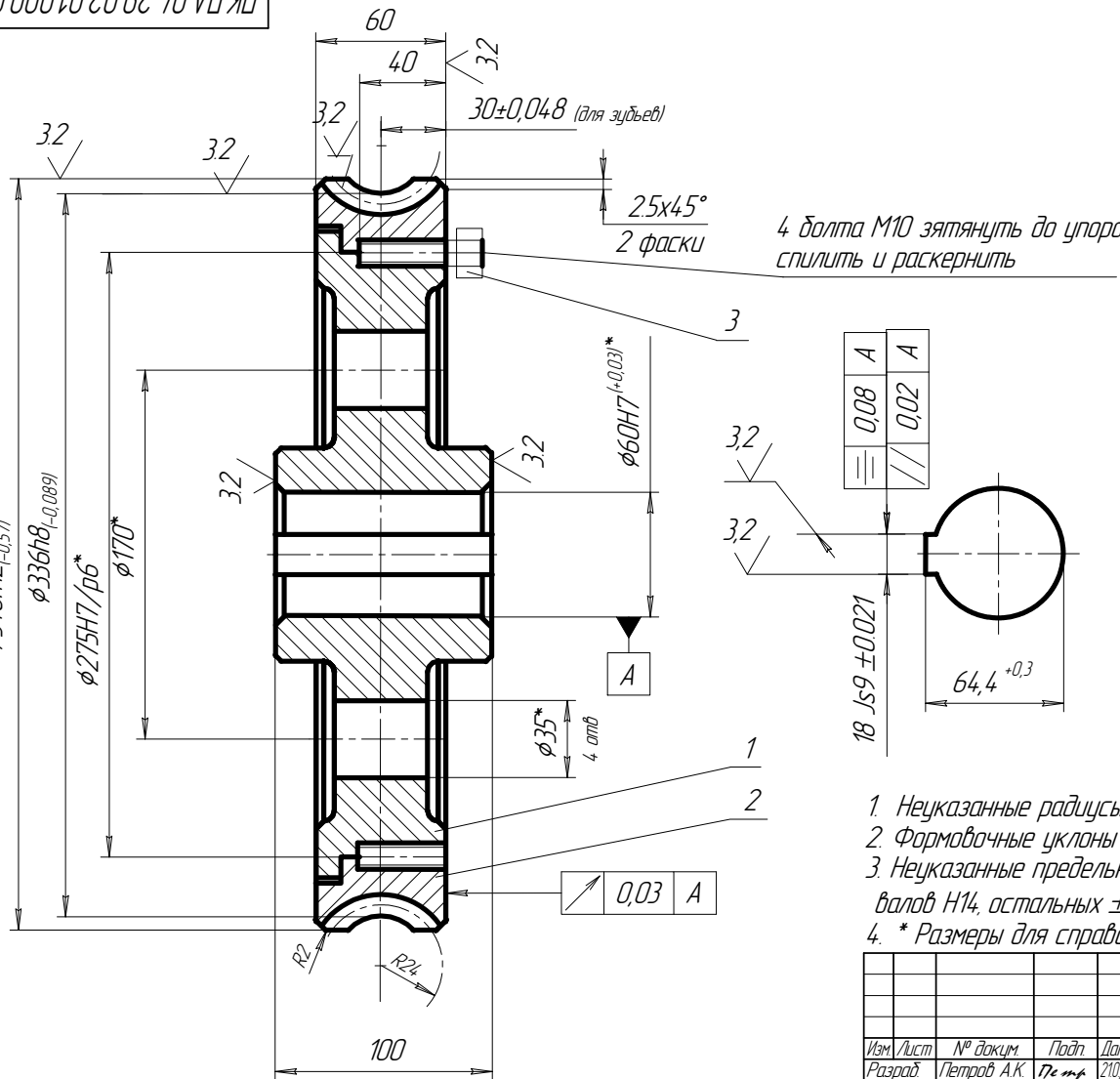
Сталь 40Х ГОСТ 4543-81

ДонНТУ каф. ОПМ гр. МС-99а

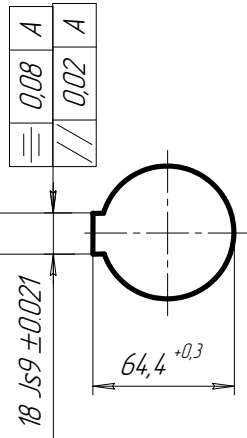
Копировал

Формат А3

Лист № документа	ПК.ПА.04.29.02.01.000.СБ
Справ. №	
Лист и дата	
Изм. № докум.	
Взам. инв. №	
Инв. №	
Лист и дата	
Изм. № докум.	



4 болта М10 затянуть до упора
спилить и раскернить

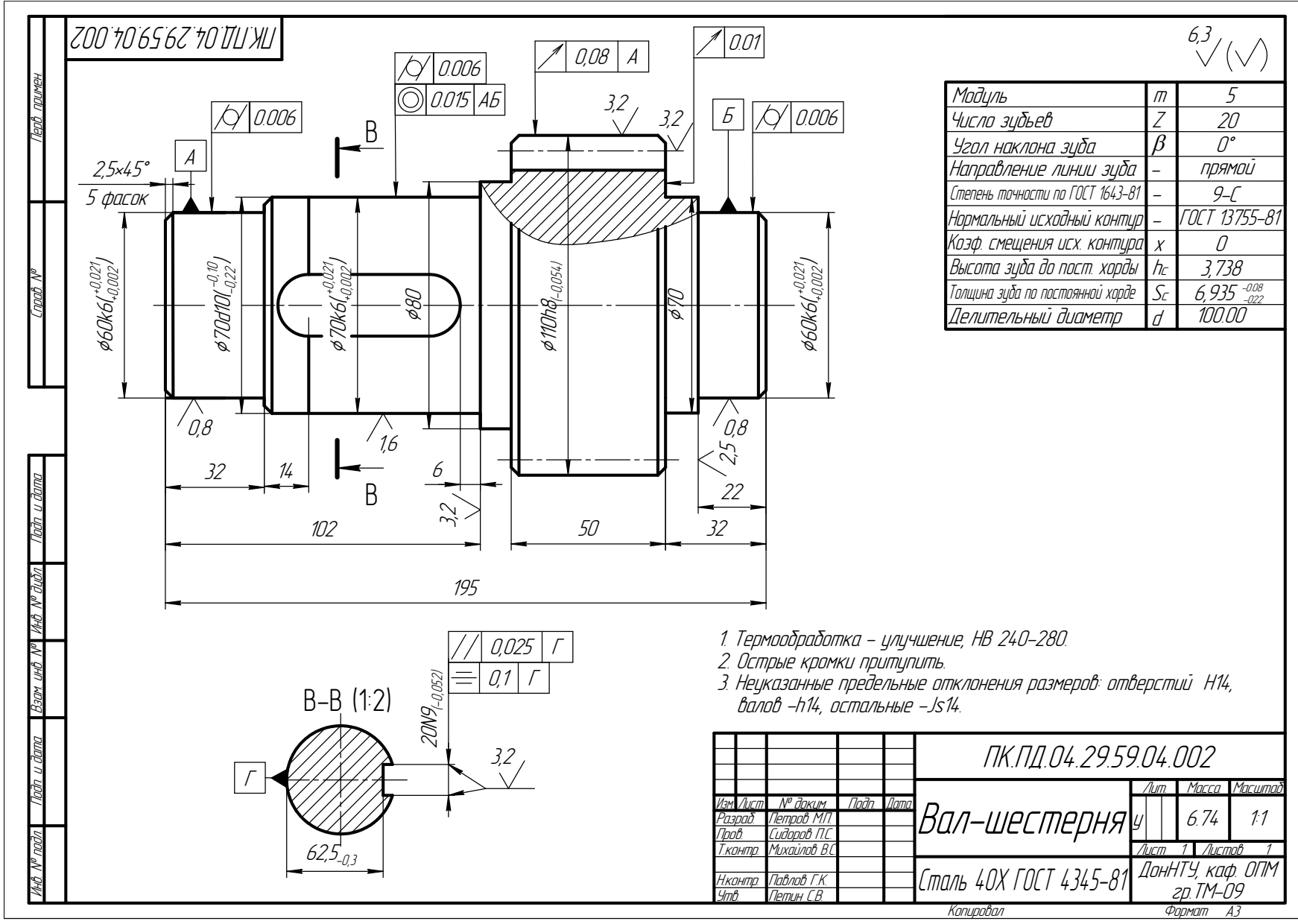


1. Неуказанные радиусы скруглений 3мм.
2. Формовочные уклоны 3°.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий h14, валов H14, остальных ± IT14/2.
4. * Размеры для справок.

6,3 ✓ (✓)

Модуль	m	8
Число зубьев	Z ₂	40
Тип червяка		ZA
Число витков сопряженного червяка	Z ₁	2
Направление линии зуба		правое
Делительный угол подъема винтовой линии зуба	γ	14° 2' 10"
Исходный производящий червяк		ГОСТ 19036-81
Степень точности ГОСТ 3675-68		8-B
Межосевое расстояние	a _w	192
Делительный диаметр червячного колеса	d ₂	320

ПК.ПА.04.29.02.01.000.СБ			
Червячное колесо в сборе			
Лист	Масса	Масштаб	
1	5,6	1:2	
Лист 1	Листов 1		
ДонНТУ каф. ОПМ г.р. МС-99а			



Модуль	m	5
Число зубьев	Z	20
Угол наклона зуба	β	0°
Направление линии зуба	-	прямой
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	9-G
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Кэф. смещения исх. контура	x	0
Высота зуба до пост. хорды	h_c	3,738
Толщина зуба по постоянной хорде	S_c	6,935 ^{-0,08} _{-0,22}
Делительный диаметр	d	100,00

1. Термообработка - улучшение, НВ 240-280.
2. Острые кромки притупить.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов -h14, остальные -Js14.

ПК.ПД.04.29.59.04.002			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ	Петров М.П.		
Проб.	Сидоров П.С.		
Т.контр.	Михайлов В.С.		
Н.контр.	Лавлов Г.К.		
Чтб.	Петин С.В.		
Вал-шестерня		Лист	Масса
		1	6,74
		Листов	Масштаб
		1	1:1
Сталь 40Х ГОСТ 4345-81		ДонНТУ, каф. ОПМ	
		гр. ТМ-09	
Копировал		Формат А3	

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х тт. М.: Машиностроение, 1992.
2. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для техн. вузів. – Х.: Основа, 1996. – 256 с.
3. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев, И.С. Богатырев, А.В. Буленже и др., Под ред. Проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., Перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 367с .
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. Спец. Вузов. – 4-е изд., Перераб и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.
5. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.
6. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.
7. Орлов П.Н. Основы конструирования. В 2-х тт. - М.: Машиностроение, 1988.
8. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник для студ. вузів. – Львів.: Вища шк., 2003. – 560с.
9. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. Учеб. Пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., Перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.
10. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и. доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
11. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев.: «Вища школа». Головное изд-во, 1979. – 128с.
12. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М. Изд-во АПН., 2000.-472с.
13. ГОСТ 5006-94. Муфты зубчатые. Технические условия. Введен 07.07.83.-М.: Изд-во стандартов, 1983.- 17с.
14. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1979.-344с.
15. ГОСТ 20742-93. Муфты цепные. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры. Введен 16.03.81.- М.: Изд-во стандартов, 1981.- 10 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
З КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
Розділ 4
"ПРОЕКТУВАННЯ ТИПОВИХ ВУЗЛІВ РЕДУКТОРІВ"
(для студентів напрямку «Інженерна механіка» та
«Машинобудування»)

Автори: В.Г. Нечепасєв, проф., д.т.н.
П.М. Матеко, доц.
О.М. Гнитько, доц., к.т.н.
В.П. Оніщенко проф., д.т.н.
В.П. Блескун, доц., к.т.н.
В.О. Голдобін, асис.