

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання ескізного компоунування редуктора привода машини
до курсового проекту з дисципліни «Деталі машин»
для студентів спеціальності 6.090200

Затверджено методичною
радою університету,
протокол № * від **.**.2012 р.

Харків
ХНАДУ
2012

Укладачі: Момот Д. І.,
 Янчевський І. В.

Кафедра деталей машин і ТММ

ВСТУП

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» спрямований на закріплення та поглиблення знань, отриманих при вивченні дисциплін «Деталі машин», «Теоретична механіка», «Теорія механізмів і машин», «Опір матеріалів», «Технологія машинобудування», «Технічне креслення» та ін. При виконанні курсового проекту здобуваються також навички проектування та знання норм, правил і методів конструювання.

У допомогу студентам кафедра деталей машин і ТММ видала методичні вказівки [1], що містять завдання на курсове проектування і основні рекомендації з виконання розрахункової і графічної частин курсового проекту.

Дані методичні вказівки дозволяють студентам розширити свої знання з ескізного проектування привода машин. Наведено перелік і послідовність виконання основних етапів проектування різних типів зубчастих і черв'ячних редукторів.

1. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ПРИВОДА

Конструкторська розробка привода машини в курсовому проекті починається з виконання компоновочної схеми редуктора, надалі називається компоновкою. Ця схема виконується відповідно до вимог Міждержавного стандарту 2.119-73 «Ескізний проект» після того, як розрахунками визначені всі необхідні геометричні розміри зубчастих (черв'ячних) передач, передбачених кінематичною схемою: міжосьові відстані a_w ; конусна відстань R_e для конічної передачі; діаметри коліс $d_{a1,2}$, $d_{ea1,2}$; ширини зубчастих вінців b_w ; модулі коліс m , m_e .

Компонування варто розглядати як обов'язковий етап конструювання, без якого неможлива подальша розробка й розрахунок елементів редуктора як досвідченим, так і починаючим конструктором.

Мета компонування:

- вибрати площину рознімання редуктора;
- визначити взаємне розташування деталей;
- проробити конструкцію як окремих вузлів з урахуванням реальних розмірів деталей, так і редуктора в цілому;
- установити лінійні розміри валів, без чого неможливо розрахувати вали на міцність, твердість і витривалість.

На етапі компонування варто вирішити цілий ряд взаємно пов'язаних питань, що входять у поняття «пророблення конструкції». До них відносяться наступні питання:

- форма й розміри валів і сполучень їх з суміжними деталями;
- кріплення і фіксація в осьовому напрямку посаджених на вал деталей;

- вибір типу підшипників і схем їх розташування в редукторі, що проектується;
- визначення габаритних розмірів корпусу редуктора та зазорів між обертовими колесами й стінками корпусу;
- визначення розмірів і кількості болтів (гвинтів) для кріплення половинок корпусу між собою, кришок і корпусу до фундаменту;
- врахування технологічності складання й розбирання редуктора.

У табл. 1.1 наведений перелік основних питань для вивчення в процесі роботи над курсовим проектом, зазначені сторінки по п'яти навчальних посібниках, де можна прочитати й одержати конкретні рекомендації з конструювання окремих типів редукторів.

Таблиця 1.1 – Перелік основних питань, що підлягають вивченню

Питання для вивчення	Література				
	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]
1	2	3	4	5	6
Розрахунки й конструювання елементів механічних передач: циліндричних зубчастих коліс	15÷60 281÷283	325÷332	73÷141	8÷24 34÷41 41÷52	117÷121
конічних коліс	69÷93 283÷284	325÷332	126÷141	48÷52	121÷124
черв'яків і черв'ячних коліс	93÷103 284	332÷335	207÷238	52	131÷133
пасових передач	150÷164	199÷209	256÷274	260÷272	34÷37
Компонування редукторів (ескізний проект): циліндричних, конічних, черв'ячних	240÷257	475÷479 335÷356		24÷34	134÷168
Конструювання литих (корпусних) деталей, кришок, настановних плит і рам	312÷324	488	413÷421 449÷456	233÷260 310÷318	244÷248
Конструкції редукторів: циліндричних і конічних черв'ячних	358÷366 377÷379	117÷139 139÷148			54÷57 82÷85
Розрахунки й конструювання валів, осей і з'єднань вал-маточина	164÷183	322÷325	293÷309 431÷434	137÷147 164÷188	169÷189
Установка коліс на валах	172÷183			56÷79	
Базування деталей	282			34÷41	
Вибір і перевірочний розрахунок підшипників кочення	183÷194		309÷375	79÷88	194÷203

Закінчення таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
Конструювання опор з підшипниками кочення	324÷344	217÷285	375÷413	79÷131	203÷205
Регулювання й контроль осьових зазорів радіально-упорних і упорних підшипників	326÷334 324÷336	248÷254		97÷107 28÷31	203÷205
Схеми установки підшипників	334÷337	231	316÷323	88÷89	
Посадки підшипників кочення		259÷276	437÷441		
Змащення передач і підшипників.	344÷358			147÷164	
Ущільнювальні пристрої	227÷240	295÷322	441÷449	274÷310	205÷210
Муфти		356÷487	456÷487		211÷215
Розрахунок і проектування нарізних сполучень	194÷200	24÷84			216÷231
Проектування зварених з'єднань	257÷280	102÷117		318÷361	
Вимоги до робочих креслеників		407÷433			
Допуски форми й розташування поверхонь	269÷278			321÷322	
Позначення шорсткості поверхонь на креслениках	278÷280			322÷325	
Проставляння розмірів і їхні граничні відхилення. Розташування на креслениках розмірів, позначень баз, допусків форми шорсткості й технічних вимог	280÷281			327	
Приклади робочих креслеників типових деталей	292÷304		497÷519	327÷361	
Оформлення курсового проекту	257÷280		506÷519	361÷372	
Загальні правила оформлення креслеників					
Оформлення кресленика загального виду привода				366÷368	
Технічна характеристика	262			367	
Складання специфікації	262÷266			368÷370	

Кінематичні схеми окремих типів редукторів, які використовуються в курсовому проектуванні, показані на рисунках 1.1÷1.3.

Ескізна компоновочна схема відповідно до вимог ЄСКД виконується на міліметровому папері формату А1 або А2 у контурних лініях з масштабом 1:1 або 1:2 і повинна містити спрощене зображення редуктора у двох проекціях, таблицю розмірів і основний напис за формою 1 [7].

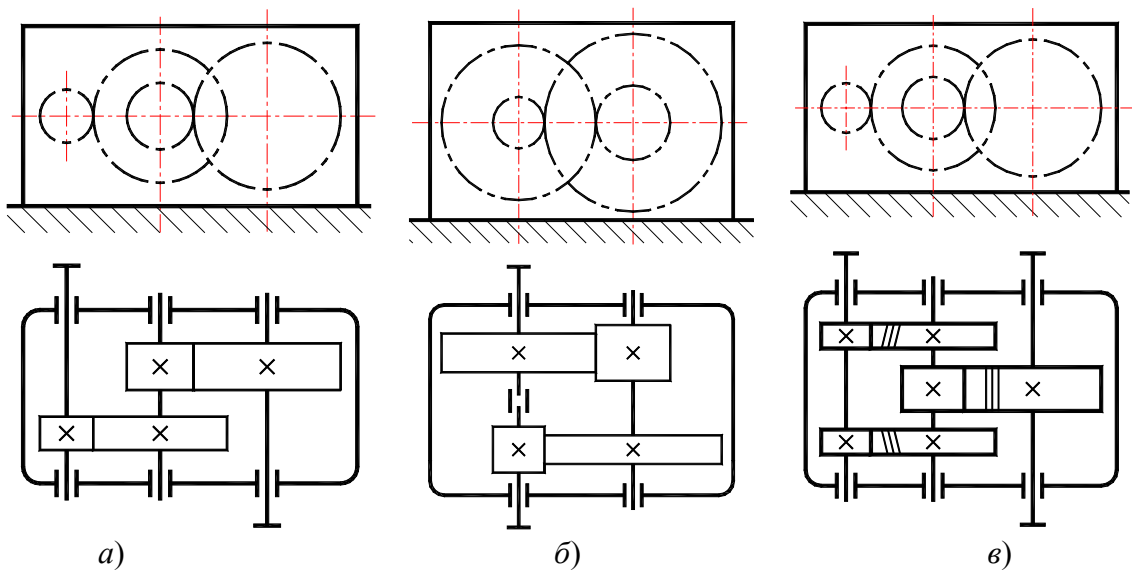


Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми циліндричних двоступінчастих редукторів:
a) розгорнута схема; *б)* співвісна схема; *в)* схема – роздвоєний шеврон

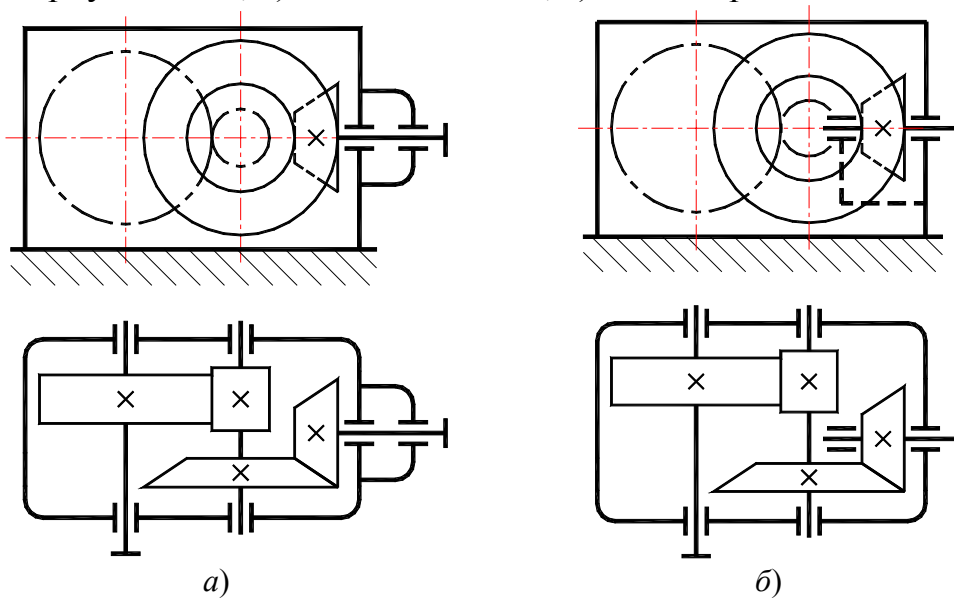


Рисунок 1.2 – Кінематичні схеми конічно-циліндричних редукторів:
a) шестірна консольна; *б)* шестірна між опорами

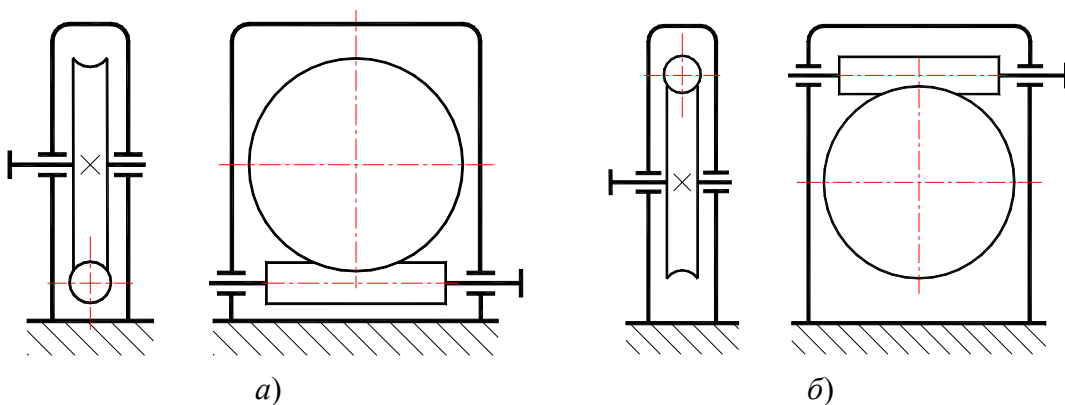


Рисунок 1.3 – Кінематичні схеми черв'ячних редукторів:
a) з нижнім розташуванням черв'яка; *б)* з верхнім розташуванням черв'яка

2. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА МАШИНИ

2.1. Визначення потужності та частоти обертання двигуна. Вибір типу двигуна

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» є першою розрахунково-конструкторською роботою студента та включає розрахунок основних параметрів і вибір конструктивних рішень приводів машин загального призначення за заданою кінематичною схемою.

Розрахунок основних параметрів привода будь-якої машини починається з вибору двигуна як основного елемента машинного агрегату. Тип двигуна, його потужність, частота обертання і конструктивне виконання впливає на конструкцію привода та експлуатаційні характеристики робочої машини.

Передбачається, що у всіх завданнях на проектування використовуються електродвигуни. Для його вибору задаються ступінчастий графік навантаження або величина номінального навантаження у вигляді еквівалентного крутного моменту на вихідному валу робочої машини T_B (Н·м) або еквівалентне тягове зусилля F_t (Н) при розрахунку привода транспортуючої машини і швидкість вихідної ланки (кутова ω_B (с⁻¹) або лінійна v (м/с)).

Двигун вибирається з каталогу, виходячи з умови експлуатації, режиму роботи, потужності, частоти обертання його вала, та перевіряється за нагріванням в усталеному і перехідному режимах, а також при короткочасних перевантаженнях.

Існує вісім різних режимів роботи, за якими двигун повинен задовольняти вимогам стандарту. Основними вважаються наступні:

1. тривалий номінальний режим (S1);
2. короткочасний номінальний режим (S2) із тривалістю робочого періоду 10, 30 і 90 (хв);
3. повторно-короткочасний номінальний режим (S5) із тривалістю включення (ТВ) 15, 25, 40, 60 (%) із тривалістю одного циклу не більше 10 (хв).

Для цих режимів вибір електродвигуна спрощується:

- перевірка на нагрівання не виконується при тривалому постійному або незначному змінному навантаженні (завод-виготовлювач гарантує тривалу роботу в усталеному режимі) – цей випадок характерний для більшості технологічних і транспортуючих машин;
- при повторно-короткочасному режимі роботи приймається двигун з підвищеним пусковим моментом з урахуванням тривалості пуску – має місце для приводів кранів, підйомників і т.п.

У курсовому проекті розробляються приводи машин, що входять до першої групи. Крім цього використовуються трифазні електричні двигуни загальнопромислового призначення серії 4А за ГОСТ 19523-81 (Додаток А); для кранових механізмів двигуни серії АІР, 5А за ГОСТ 28330-89 (Додаток В).

Двигун підбирається за номінальною потужністю на вхідному валу привода $P_n = P_A$ та частоті його обертання $n_{вх} = n_A$. Необхідна потужність двигуна P_n визначається виходячи з умови

$$P_n \geq P_A^*; \quad P_A = \frac{P_B}{\eta_{заг}}, \quad (2.1)$$

де $P_B = T_B \cdot \omega_B$ – потужність на вихідному валу привода за номінальним еквівалентним крутним моментом T_B ; $\omega_B = \pi n_B / 30$ – кутова швидкість вихідного вала (c^{-1}); n_B – частота обертання вихідного вала привода (об/хв);

або $P_B = F_t \cdot v$ – потужність на робочому органі машини за еквівалентною силою технологічного опору F_t ; v – лінійна швидкість робочого органу (м/с); $v = \omega_B \cdot D / 2$; D – діаметр робочого органу транспортуючої машини (м);

$\eta_{заг}$ – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода, дорівнює добутку ККД всіх його елементів – передач, підшипників, муфт, ущільнень, тощо:

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{ущ}. \quad (2.2)$$

Середні значення ККД передач η_i наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Середні значення ККД передач при усталеному режимі роботи і рекомендовані діапазони їх передатних чисел

Тип передачі	ККД		Передатне число
	закрита	відкрита	
Зубчаста циліндрична конічна	0,96 ÷ 0,98	0,92 ÷ 0,94	2 ÷ 6,3 2 ÷ 6,3
	0,95 ÷ 0,97	0,91 ÷ 0,93	
Черв'ячна $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,65 ÷ 0,74	0,6 ÷ 0,7	10 ÷ 40
	0,75 ÷ 0,85		
	0,85 ÷ 0,90		
Ланцюгова	0,94 ÷ 0,96	0,90 ÷ 0,93	2 ÷ 6,3
Фрикційна	0,90 ÷ 0,95	0,93 ÷ 0,95	2 ÷ 4
Пасова	–	0,94 ÷ 0,96	2 ÷ 4

Втрата потужності в підшипникових вузлах $\eta_{п}$ враховується наступними значеннями ККД:

- для однієї пари підшипників кочення $\eta_{пк} = 0,99 \div 0,995$
- для однієї пари підшипників ковзання $\eta_{пкз} = 0,975 \div 0,985$.

Втрати потужності в компенсуючих та пружних муфтах враховується коефіцієнтом $\eta_{м} = 0,985 \div 0,995$.

* Допускається перевантаження двигуна на 5 %, тобто виконання умови $1.05 \cdot P_n \geq P_A$.

Втрати на перемішування масла в картері редуктора та втрати енергії у вузлах ущільнення вихідних кінців валів слід врахувати як $\eta_{ущ} = 0,98$.

Стосовно до заданих схем курсового проекту формулу (2.2) можна представити у вигляді

$$\eta_{заг} = \eta_{пм} \cdot \eta_{ред}, \quad (2.3)$$

де $\eta_{пм}$ – ККД пасової або відкритої зубчастої передачі;

$$\eta_{ред} = \eta_{ш} \cdot \eta_{т} \cdot \eta_{п}^3 \cdot \eta_{ущ}^* - \text{ККД редуктора.}$$

Якщо кількість ступенів редуктора більше двох, то вводиться індекс П, що вказує на приналежність параметра до проміжного ступеня:

$$\eta_{ред} = \eta_{ш} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{т} \cdot \eta_{п}^4 \cdot \eta_{ущ}.$$

Кількість проміжних ступенів звичайно не більше двох (П1, П2).

Синхронна частота обертання (частота обертання магнітного потоку) дорівнює

$$n_1 = n_c = \frac{120 f}{2p},$$

де f – частота електричного струму у мережі;

p – кількість пар полюсів статора ($p = 1, 2, 3, \dots$).

Кожному значенню номінальної потужності відповідає кілька типів двигунів з різними синхронними частотами обертання $n_c = 3000, 1500, 1000$ і 750 (об/хв). Очікувану синхронну частоту двигуна для привода, що проектується, визначити як

$$n_c \approx n_A; \quad n_A = n_B \cdot u_{заг},$$

де $u_{заг}$ – орієнтовне середнє значення загального передатного числа привода, яке дорівнює добутку передатних чисел окремих передач, що входять у даний привод:

$$u_{заг} = u_{пм} \cdot u_{ред} = u_{пм} \cdot (u_{ш} \cdot u_n \dots u_t).$$

Середні значення передатних чисел різних механічних передач приймати з табл. 2.1.

У курсовому проектуванні варто давати перевагу двигунам із синхронною частотою 1000 і 1500 (об/хв), тому що двигуни з $n_c = 3000$ (об/хв) вимагають підвищеної точності передач, а двигуни з $n_c = 750$ (об/хв) досить металомісткі.

Ротор двигуна завжди відстає від обертового магнітного потоку та обертається з асинхронною частотою n_2

* Тут і далі індекс Ш вказує на приналежність параметра до швидкохідного ступеня редуктора, Т – до тихохідного.

$$\eta_2 = n_{\hat{a}} = n_1(1-s),$$

де $s = 0,01 \dots 0,07$ – коефіцієнт ковзання.

З каталогу варто вибрати двигун відповідного виконання за умови, що його номінальна паспортна потужність відповідає навантажувальній здатності привода з врахуванням коефіцієнта вибору

$$P_{mc} \geq P_n \cdot K_{sf}, \quad (2.4)$$

де P_n – номінальна потужність приводної машини, обчислена за формулою (2.1);

K_{sf} – коефіцієнт вибору, що враховує тип двигуна та технологічні особливості робочої машини ($K_{sf} \geq 1$). На стадії проектування слід прийняти $K_{sf} = 1$.

Навантажувальна здатність привода є повна механічна потужність, яку можуть витримати всі статичні та обертові елементи в межах привода. Таким чином, номінальна потужність обраного двигуна є вихідна величина для розрахунку передачі.

Для прийнятого двигуна необхідно виписати тип і умовне позначання (маркування), номінальну потужність $P_{дв}$ (кВт), асинхронну частоту обертання ротора $n_{дв}$ (об/хв), коефіцієнт перевантаження $T_{max}/T_{ном}$, габаритні та установочні розміри (Додатки А-Б).

2.2. Визначення передатного числа привода і його ступенів

Фактичне значення загального передатного числа привода $u_{пр}$ визначається відношенням

$$u_{заг} = u_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_B}, \quad (2.5)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання обраного двигуна;

n_B – частота обертання приводного вала робочої машини при номінальному навантаженні.

Передавальний механізм, розташований між двигуном і робочим органом машини, може складатися з пасової передачі, набору зубчастих і/або черв'ячної передач, з'єднаних послідовно. У цьому випадку механізм, розташований у закритому корпусі і призначений для зменшення частоти обертання і одночасного збільшення крутного моменту на вихідному валу, називають редуктором. У протилежному випадку – мультиплікатором. Тип редуктора визначається складом передач і послідовністю їх розміщення в напрямку від швидкохідного вала до тихохідного*.

Якщо в приводі машини за заданою кінематичною схемою між двигу-

* При курсовому проектуванні кінематична схема редуктора задається.

ном і валом робочої машини крім редуктора є ще яка-небудь механічна передача (пасова або відкрита зубчаста), то загальне передатне число привода дорівнює

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{пм}}, \quad (2.6)$$

де $u_{\text{ред}}$ – передатне число редуктора;
 $u_{\text{пм}}$ – передатне число механічної передачі.

Обчислене за (2.5) загальне передатне число необхідно раціонально розбити між передатним числом редуктора й механічною передачею (див. (2.6)). Для цього попередньо задаються середнім значенням передатного числа механічної передачі $u'_{\text{пм}}$ (див. табл. 2.1) і обчислюють очікуване значення передатного числа редуктора $u'_{\text{ред}}$

$$u'_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u'_{\text{пм}}}.$$

Результат округляють до найближчого значення зі стандартного ряду (припустиме відхилення $\pm 4\%$):

8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0;
 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100.

Прийняте значення передатного числа редуктора $u_{\text{ред}}$ повинне узгоджуватися з рекомендаціями табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Рекомендовані значення передатних чисел редукторів залежно від кількості ступенів

Тип редуктора	Кількість ступенів	
	1	2
Циліндричний	2 ÷ 6,3	10 ÷ 35,5
Планетарний	4 ÷ 10	16 ÷ 100
Конічний	1 ÷ 5	–
Конічно-циліндричний	–	6,3 ÷ 31,5
Черв'ячний	8 ÷ 63	63 ÷ 2500
Черв'ячно-циліндричний	–	40 ÷ 250
Циліндро-черв'ячний	–	16 ÷ 160

Далі уточнюється значення передатного числа механічної передачі

$$u'_{\text{пм}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{ред}}}.$$

Отримане значення округлити до найближчого зі стандартного ряду:

1; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50;
2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 7,10.

Відхилення обчисленого значення загального передатного числа привода $u_{пр} = u_{ред} \cdot u_{пм}$ не повинне перевищувати $\pm 4\%$ від необхідного, розрахованого за співвідношенням (2.5). При наступних розрахунках оперують отриманим результатом.

2.3. Розподіл передатного числа редуктора по ступеням

Розподіл загального передатного числа редуктора $u_{ред}$ по ступеням розв'язує задачу оптимізації параметрів редуктора за заданими критеріями, найбільш важливий з яких є мінімізація маси редуктора.

Між масою редуктора і його об'ємом $V = B \cdot H \cdot L$ має місце лінійний кореляційний зв'язок. Тут B – ширина редуктора, H – його висота, L – довжина, яка залежить від міжосьових відстаней передач.

Ширина зубчастого колеса b_w у кінцевому результаті залежить від міжосьової відстані a_w ($b_w = a_w \cdot \psi_{ba}$), тому вплив ширини зубчастого колеса, а отже й ширини редуктора, на масу редуктора незначний. Тому оптимальний варіант об'єму редуктора пов'язаний з мінімізацією площі бічної поверхні редуктора $A = H \cdot L$.

Задача мінімізації бічної поверхні редуктора досягається при однаковій контактній міцності зубчастих коліс всіх ступенів редуктора та рівності діаметрів початкових окружностей зубчастих коліс швидкохідного й тихохідного ступенів $(d_{w2})_Т^* = (d_{w2})_Ш$.

Це реалізується при виконанні двох умов при розбивці передатного числа редуктора по ступенях:

1) передатне число будь-якого ступеня редуктора не повинне перевищувати найбільше значення, установленого для даної передачі (див. табл. 2.1)

$$u_i < \max(u);$$

2) передатне число швидкохідного ступеня повинне бути не меншим передатного числа тихохідного

$$u_{Ш} \geq u_{Т}.$$

Нижче наведені конкретні рекомендації з раціональної розбивки передатного числа редуктора по ступеням для кінематичних схем, наведених на рис. 1.1 ÷ 1.3.

* Тут і далі індекс 1 вказує на приналежність параметра до шестірні (черв'яка), 2 – до колеса.

2.3.1. Циліндричні двоступінчасті редуктори

2.3.1.1. Розгорнута схема (рис. 2.1)

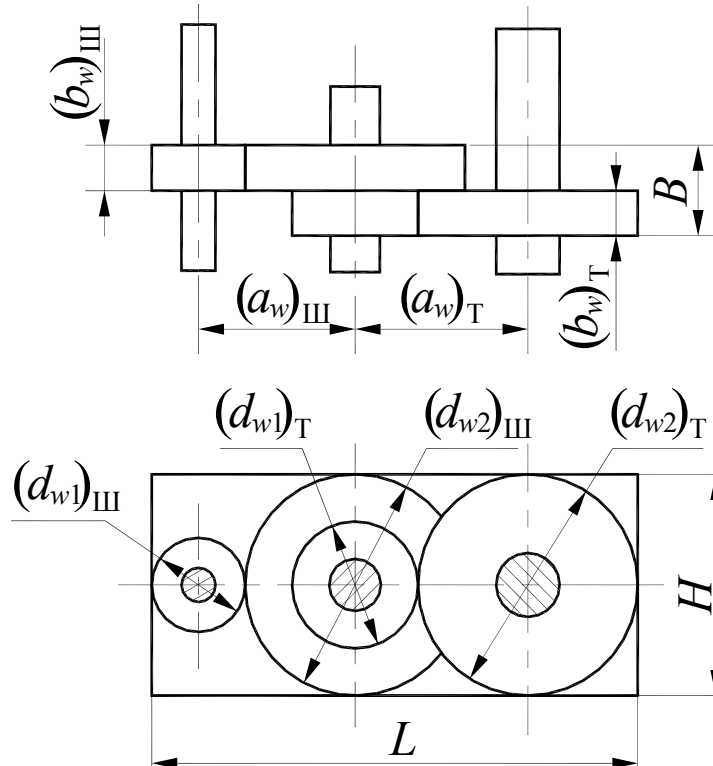


Рисунок 2.1 – Двоступінчастий редуктор. Розгорнута схема

Передатне число швидкохідного ступеня:

- змінне навантаження

$$u_{\emptyset} = 0.75 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{раа}}^2} ;$$

- постійне навантаження

$$u_{\emptyset} = 0.9 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{раа}}^2} .$$

Отримане значення округлити до стандартного (див. п. 2.2). Передатне число тихохідного ступеня

$$u_{\text{Т}} = u_{\text{раа}} / u_{\emptyset} . \quad (2.5)$$

Отримане значення округлити до стандартного (див. п. 2.2). Потім, за давшись матеріалом зубчастих коліс і твердістю робочих поверхонь, обчислити за відомими залежностями міжосьові відстані для швидкохідного й тихохідного ступенів редуктора [6, 9].

Надалі, розрахунки можна скоротити вдвічі, якщо попередньо обчислити раціональне з умови рівномірності співвідношення міжосьових відстаней

$(a_w)_T/(a_w)_Ш$ при обраних значеннях $u_Ш$ і u_T .

У цьому випадку розраховується тільки одне значення міжосьової відстані – друге знаходять множенням отриманої величини на відношення $(a_w)_T/(a_w)_Ш$. Послідовність такого розрахунку наступна:

1) обчислити співвідношення

- при змінному навантаженні

$$\frac{(a_w)_{\dot{O}}}{(a_w)_{\emptyset}} = \frac{K}{\sqrt[3]{u_{\emptyset}}} \frac{(u_T + 1)}{(u_{\emptyset} + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_{\emptyset}^2}{u_T}};$$

- при постійному навантаженні

$$\frac{(a_w)_{\dot{O}}}{(a_w)_{\emptyset}} = K \frac{(u_T + 1)}{(u_{\emptyset} + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_{\emptyset}^2}{u_T}},$$

де $K = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує розходження в навантаженні ступенів редуктора.

2) Отримане значення $(a_w)_T/(a_w)_Ш$ округлити до найближчого з ряду 1,12; 1,25; 1,4; 1,6.

3) Уточнити передатне число швидкохідного ступеня

$$u_{\emptyset} = \frac{u_{pää} - \dot{A}}{\dot{A} - 1}, \quad (2.6)$$

де

- при змінному навантаженні

$$\dot{A} = 1,2 \cdot \frac{(a_w)_{\dot{O}}}{(a_w)_{\emptyset}} \frac{\sqrt[3]{u_{pää}}}{K};$$

- при постійному навантаженні

$$\dot{A} = \frac{(a_w)_{\dot{O}}}{(a_w)_{\emptyset}} \frac{\sqrt[3]{u_{pää}}}{K}.$$

4) Уточнити передатне число тихохідного ступеня за формулою (2.5);

5) Після розрахунку тихохідного ступеня та відомій міжосьовій відстані тихохідного ступеня $(a_w)_T$ обчислити $(a_w)_Ш$

$$(a_w)_{\emptyset} = (a_w)_{\dot{O}} \frac{(a_w)_{\dot{O}}}{(a_w)_{\emptyset}}.$$

2.3.1.2. Редуктор за схемою роздвоєний шеврон (рис 2.2)

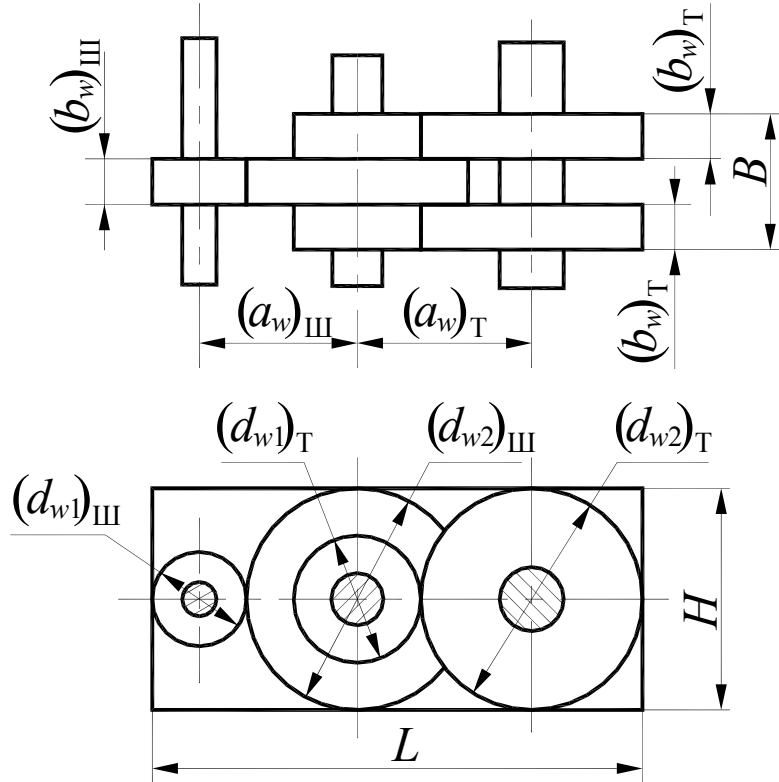


Рисунок 2.2 – Двоступінчастий редуктор. Схема – роздвоєний шеврон

Порядок розподілу загального передатного числа редуктора $u_{ред}$ між ступенями аналогічний розглянутому вище за тим виключенням, що при обчисленні відношення $(a_w)_T/(a_w)_Ш$ коефіцієнт K дорівнює 0,85.

2.3.1.3. Редуктор за співвісною схемою (рис. 2.3)

Мінімальна маса співвісного редуктора може бути отримана при мінімально можливому передатному числі тихохідного ступеня u_T , якщо забезпечено контактну рівномірність зубів швидкохідного й тихохідного ступенів.

Для співвісного редуктора передатне число ступенів обчислюються по формулах (2.5) і (2.6) з $K = 0,9$.

У зв'язку з тим, що в співвісному редукторі міжосьова відстань $((a_w)_T=(a_w)_Ш)$ визначається за значенням крутного моменту на валу шестірні тихохідного ступеня T_{II} , то співвідношення між коефіцієнтами відносної ширини зубчастих колі тихохідного та швидкохідного ступенів визначаються залежно від передатних чисел $u_{Ш}$ і u_T :

- при змінному навантаженні

$$\frac{(\psi_{ba})_T}{(\psi_{ba})_{\emptyset}} = \frac{0.73}{\sqrt[3]{u_{\emptyset}}} \left(\frac{u_T + 1}{u_{\emptyset} + 1} \right)^3 \frac{u_{\emptyset}^2}{u_T},$$

де $\psi_{ba} = b_w/a_w$;

- при постійному навантаженні

$$\frac{(\psi_{ba})_T}{(\psi_{ba})_\emptyset} = 0.73 \left(\frac{u_T + 1}{u_\emptyset + 1} \right)^3 \frac{u_\emptyset^2}{u_T}$$

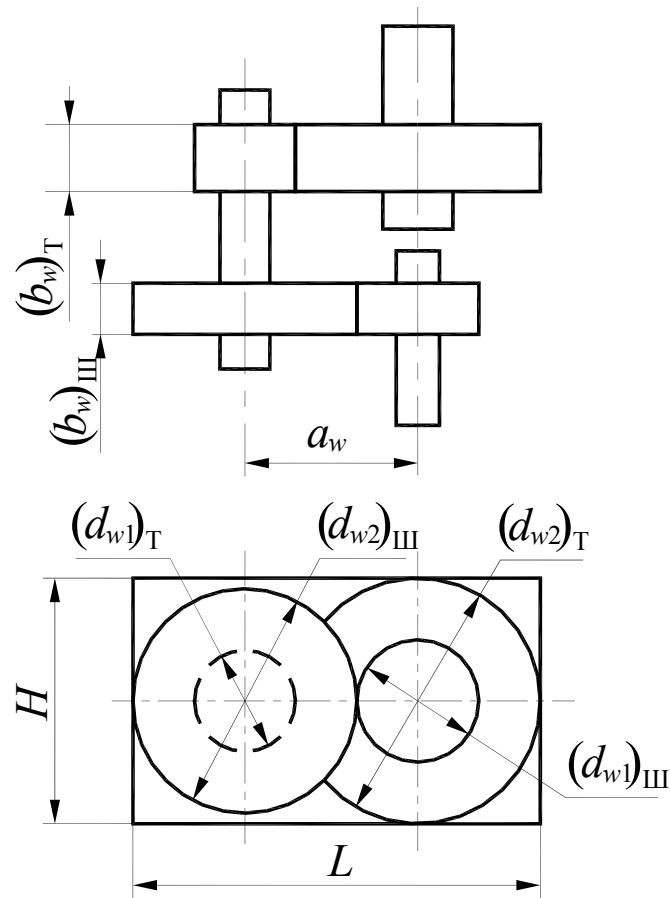


Рисунок 2.3 – Двоступінчастий редуктор. Співвісна схема

2.3.2. Конічно-циліндричний двоступінчастий редуктор (рис 2.4)

Розбивку передатного числа редуктора між ступенями варто почати з визначення u_T циліндричного ступеня, попередньо задавшись твердістю робочих поверхонь зубів HV_i .

Обчислити передатне число тихохідного ступеня:

- при змінному навантаженні

$$u_T = 3,1 \cdot \sqrt[3]{u_{\delta\alpha\alpha} \cdot (\psi_{ba})_T - 1};$$

- при постійному навантаженні

$$u_T = 2,6 \cdot \sqrt[3]{u_{\delta\alpha\alpha} \cdot (\psi_{ba})_T - 1},$$

де коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса тихохідного ступеня

$(\psi_{ba})_{\dot{\sigma}} = (b_w)_{\dot{\sigma}} / (a_w)_{\dot{\sigma}}$ прийняти залежно від розрахункової твердості робочих поверхонь зубів:

- $(\psi_{ba})_T = 0,315$ або $0,4$ при $HB_i \leq 350$;
- $(\psi_{ba})_T = 0,25$ або $0,315$ при $HB_i > 350$.

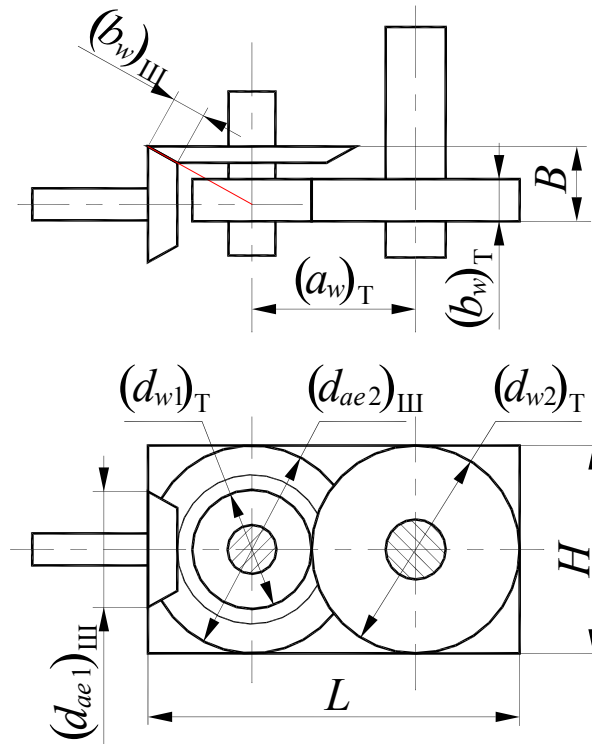


Рисунок 2.4 – Конічно-циліндричний редуктор

2.4. Визначення крутних моментів і частот обертання кожного вала

Розрахунок на міцність всіх елементів механічної передачі необхідно вести за номінальною потужністю обраного двигуна P_n (кВт).

За розрахункове навантаження для кожного вала прийняти відповідний крутний момент, обчислений відповідно до номінальної потужності двигуна і його асинхронної частоти обертання (Додаток А), передатних чисел і усереднених значень коефіцієнта корисної дії передач (табл. 2.1, п. 2.2).

Крутний момент на валу двигуна (Н·м)

$$T_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}} = 9550 \cdot \frac{P_n}{n_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}}},$$

де P_n – каталожне значення номінальної потужності двигуна (кВт);

$n_{\text{дв}}$ – асинхронна частота обертання ротора двигуна в усталеному режимі (об/хв).

Для моментів на вхідному I, проміжному II і вихідному III валах редуктора (Н·м) двоступінчастих редукторів і їх частот обертання справедливі фо-

рмули

$$\begin{aligned} T_I &= T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{пм}} \cdot \eta_{\text{пм}}; & n &= n_{\text{дв}} / u_{\text{пм}}; \\ T_{II} &= T_I \cdot u_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{ш}}; & n_{II} &= n / u_{\text{ш}}; \\ T_{III} &= T_{II} \cdot u_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т}}; & n_{III} &= n_{II} / u_{\text{т}}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

де u_i, η_i – передатні числа і ККД ступенів привода машини;
 n_i – частота обертання i -го вала (об/хв).

У процесі експлуатації будь-якої машини крутний момент на валах змінюється в часі відповідно до заданого графіка навантаження. Однак якщо графік навантаження не наведений, а потужність двигуна була визначена по ефективному (еквівалентному) моменті, то обчислені на кожному валу необхідно вважати початковим розрахунковим моментом навантаження.

Крім співвідношень (2.7) справедливі наступні:

$$\begin{aligned} P_I &= P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пм}}; & T_I &= 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I}; \\ P_{II} &= P_I \cdot \eta_{\text{ш}}; & T_{II} &= 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}}; \\ P_{III} &= P_{II} \cdot \eta_{\text{т}}; & T_{III} &= 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

3. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕСКІЗНОЇ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРІВ

Основні вихідні величини для розробки ескізної компоновки редуктора:

1. кінематична схема привода із вказівками типу зубчастих передач швидкохідної (Ш) і тихохідної (Т) ступенів;
2. спосіб з'єднання з валом електродвигуна й валом робочої машини (пасова передача, відкрита зубчаста передача або муфта);
3. крутні моменти відповідно для швидкохідного, проміжного й тихохідного валів ($H \cdot m$);
4. основні геометричні параметри кожної передачі (модулі m , міжосьові відстані a_w або конусна відстань R_e для конічної передачі, діаметри вершин d_a і ширини зубчастих вінців b_w всіх зубчастих коліс).

3.1. Двоступінчастий циліндричний редуктор за розгорнутою схемою (рис. 1.1,а)

1. В обраному масштабі побудувати фронтальну компоновку тільки комплекту зубчастих коліс за прийнятими значеннями лінійних і діаметральних розмірів у наступній послідовності (рис. 3.1):
 - провести координатні осі;
 - відзначити міжосьові відстані $(a_w)_{Ш}^*$ і $(a_w)_{Т}$;
 - провести осьові лінії валів і нанести окружності вершин зубчастих коліс з діаметрами $(d_{a1})_{Ш}$, $(d_{a2})_{Ш}$, $(d_{a1})_{Т}$, $(d_{a1})_{Т}$:

$$d_{aj} = d_{wj} + 2 \cdot m;$$

- визначити габаритний розмір L (рис. 3.1):

$$L = \frac{(d_{a1})_{\emptyset}}{2} + (a_w)_{\emptyset} + (a_w)_{\emptyset} + \frac{(d_{a2})_{\emptyset}}{2}.$$

2. Вибрати площину рознімання корпусу редуктора.
3. Для запобігання зачіпання поверхонь обертових коліс за внутрішні стінки корпусу розрахувати зазори:
 - між внутрішніми поверхнями бічних стінок і зовнішніх торцевих поверхонь обертових коліс (бічний зазор) (мм)

$$e_1 = \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \text{ (якщо } e_1 < 6 \text{ (мм), прийняти } e_1 = 6 \text{ (мм))}; \quad (3.1)$$

* Тут, як і раніше, індекс Ш вказує на приналежність параметра до швидкохідного ступеня, Т – до тихохідного; індекс 1 – до шестірні, 2 – до зубчастого колеса.

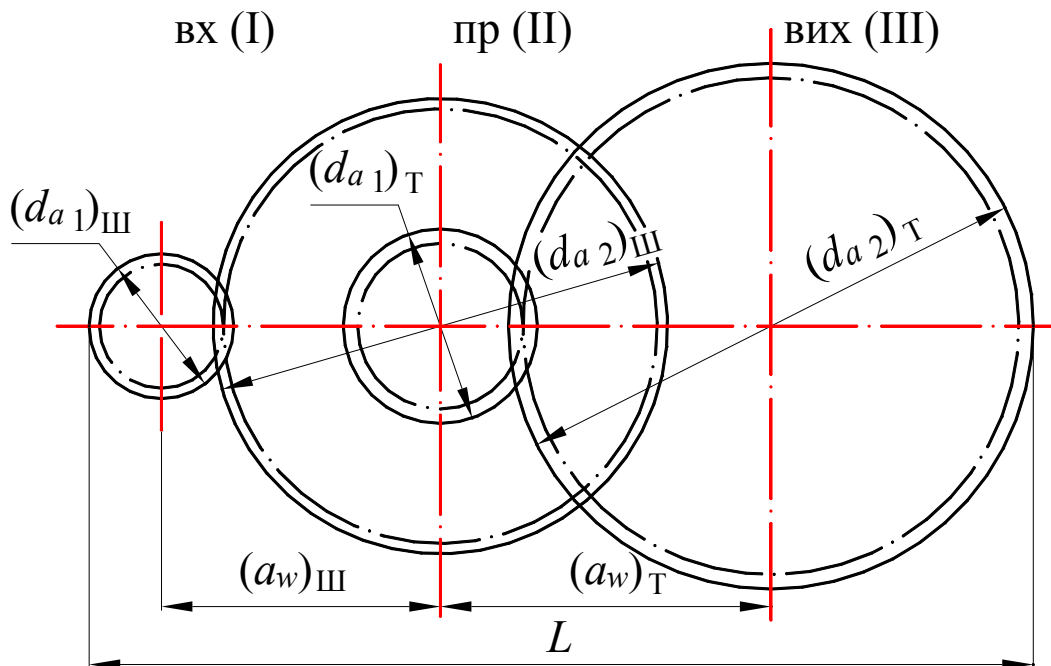


Рисунок 3.1 – Комплект циліндричних зубчастих коліс:
 вх (I) – вісь вхідного вала редуктора; пр (II) – вісь проміжного вала;
 вих (III) – вісь вихідного вала.

- між внутрішніми поверхнями торцевих стінок корпусу та зовнішніх циліндричних поверхонь обертових коліс (радіальний зазор)

$$b_1 = 2 \cdot e_1; \quad (3.2)$$

- між торцевими поверхнями обертових коліс (зазор між колесами)

$$e_2 = 2 \cdot (m)_T \geq 6 \text{ (мм)};$$

- між внутрішньою поверхнею кришки корпусу (верхньою половиною корпусу) і зовнішньою циліндричною поверхнею найбільшого за зовнішнім діаметром зубчастого колеса (мм)

$$b_2 = b_1; \quad (3.3)$$

- між дном корпусу й зовнішнім циліндром окружності вершин зубів найбільшого за діаметром зубчастого колеса (мм)

$$b_3 \geq 6 \cdot (m)_T. \quad (3.4)$$

Усі розміри зазорів округлити до найближчого цілого, бажано парного, числа.

Якщо за кінематичною схемою привода передбачається кріпити редуктор на боковину рами привода, то прийняти $b_2 = b_3$.

4. На рис. 3.1 нанести контури внутрішніх стінок корпусу редуктора та одержати перший етап ескізного компоновання редуктора (рис. 3.2,а).

5. Визначити габаритні розміри внутрішньої порожнини корпусу редуктора за координатними осями (мм) (можна безпосередньо із креслення за допомогою лінійки)

$$L_1 = L + 2 \cdot b_1; \quad (3.5)$$

$$H = \max(d_{aj}) + b_2 + b_3; \quad (3.6)$$

$$B = (b_w)_{III} + (b_w)_{I} + 2 \cdot e_1 + e_2 + 5.$$

6. Обчислити ширини зубчастих вінців коліс:

$$b_{w1} = b_w + 5; \quad b_{w2} = b_w,$$

і викреслити в обраному масштабі контури комплекту зубчастих передач для виду зверху (рис. 3.2,б).

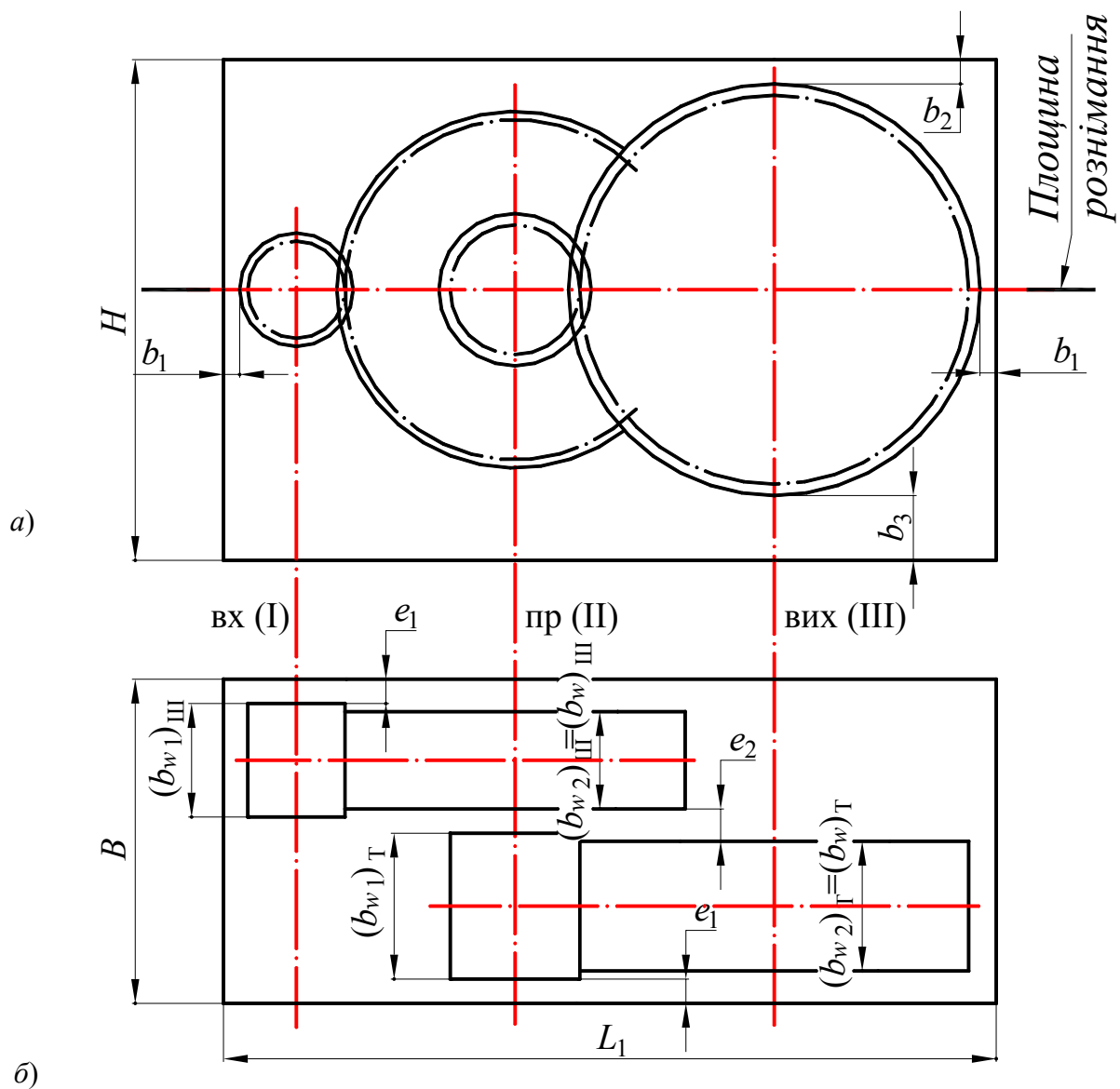


Рисунок 3.2 – Перший етап ескізного компоунання двоступінчастого циліндричного редуктора за розгорнутою схемою

7. Визначити попередні значення діаметрів валів за розрахунковими крутними моментами, погодити з діаметрами суміжних елементів і округлити їх до стандартних розмірів за нормальним рядом (табл. 3.1).*

Таблиця 3.1 – Нормальні розміри (лінійні та діаметральні, мм) (ГОСТ 6636-69)

R10	(8; 9; 10; 12; 20; 25; 32; 40; 50; 63) × 10
R20	(8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71) × 10
R40	(8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75) × 10
Додатк. розміри	(8,2; 8,8; 9,2; 9,8; 10,2; 10,8; 11,2; 11,8; 12,5; 13,5; 14,5; 15,5; 16,5; 17,5; 18,5; 19,5; 20,5; 21,5; 23; 27; 29; 31; 33; 35; 36; 37; 39; 41; 44; 46; 49; 52; 55; 58; 62; 65; 70; 73; 78) × 10

Швидкохідний вал I

1. Визначити мінімально можливий діаметр вала під елемент відкритої передачі або напівмуфти (відповідно до кінематичної схеми) – перша ділянка (мм)

$$(d_{1I})_{\min} = 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_I}{0,2 \cdot [\tau]}}^{**},$$

де T_I – крутний момент на вхідному валу I редуктора (Н·м) ((2.7), (2.8)); $[\tau]$ – знижене значення допустимого напруження за деформацією кручення. Для швидкохідних (вхідних) валів редуктора $[\tau]=12\dots15$ МПа; для тихохідних (вихідних) валів $[\tau]=20\dots30$ МПа. При цьому

$$(d_{1I})_{\min} \approx (0,8\dots1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

де $d_{\text{дв}}$ – табличне значення діаметра хвостовика прийнятого електродвигуна (табл. 3 Додатка [6]). **Причём большее значение $d_{\text{ао}}$ следует принимать при соединении со скоростными электродвигателями.**

Із двох значень прийняти більше, округливши його до найближчого значення з ряду R40 (табл. 3.1).

Довжину першої ділянки вала прийняти (мм)

* Редукторні вали представляють собою ступінчасту циліндричну деталь, кількість і розміри (діаметральні та лінійні) ступенів яких залежать від кількості та розмірів посаджених на них деталей. Діаметральні розміри визначаються розрахунком, лінійні – побудовою.

** Тут і далі індекси I, II та III вказують на приналежність параметра до вхідного, проміжного та вихідного валу, відповідно.

$$l_{1I} = (1,3 \dots 1,5) \cdot d_{1I}.$$

Розташування ділянок вала наведено на рис. 3.3.

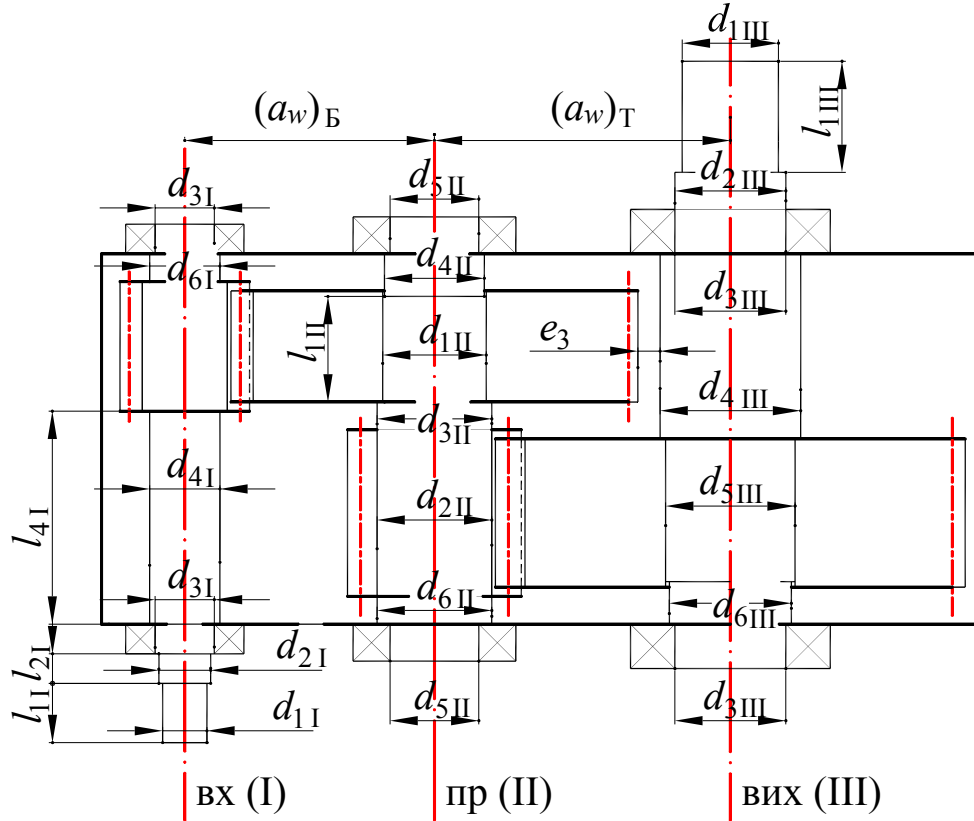


Рисунок 3.3 – Другий етап ескізного компонування редуктора за розгорнутою схемою

2. Діаметр другої ділянки вала – під ущільнення (мм)

$$d_{2I} = d_{1I} + 2 \cdot t,$$

де t – висота упорного буртика для шківів або напівмуфти (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Висота упорного буртика (мм)

Діаметр вала d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
Висота упорного буртика t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5

Отримане значення погодити з геометрією ущільнення ([6], стор. 267).
Довжина ділянки (мм)

$$l_{2I} = 0,6 \cdot d_{2I}.$$

3. Діаметр третьої циліндричної ділянки d_{3I} – під підшипник – прийняти як розмір d_{2I} , збільшений до найближчого кратного **п'яти** значення ($d_{3I} \geq d_{2I}$).
4. Прийняти попередньо для циліндричної косозубої передачі швидкохі-

дногo ступеня редуктора тип і габаритні розміри підшипника з умови:

- $(a_w)_{III} \leq 100$ мм – кульковий радіальний однорядний середньої серії [8] (ГОСТ 8335-75);
- $(a_w)_{III} > 100$ мм і відношення осьовий F_a і радіальної F_r складового зусилля в зачепленні $(F_a/F_r) \leq 0,25$ – кульковий радіальний однорядний середньої серії [8] (ГОСТ 8335-75):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{(d_{w1})_A}; \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta),$$

де $\alpha=20^\circ$ – кут зачеплення; β – кут нахилу лінії зубів швидкохідної передачі;

- $(a_w)_{III} > 100$ мм і $(F_a/F_r) > 0,25$ – роликoвий кoнiчний радіально-упорний легкої серії типу 7200 [8] (ГОСТ 333-79).

Розміри d , D , B і r для кулькового підшипника (рис. 3.4,а); d , D , B , r і α для кулькового радіально-упорного (рис. 3.4,б) і d , D , T , B , r і α для роликoво-кoнiчного (рис. 3.4,в) прийняти за відповідним стандартом [8].

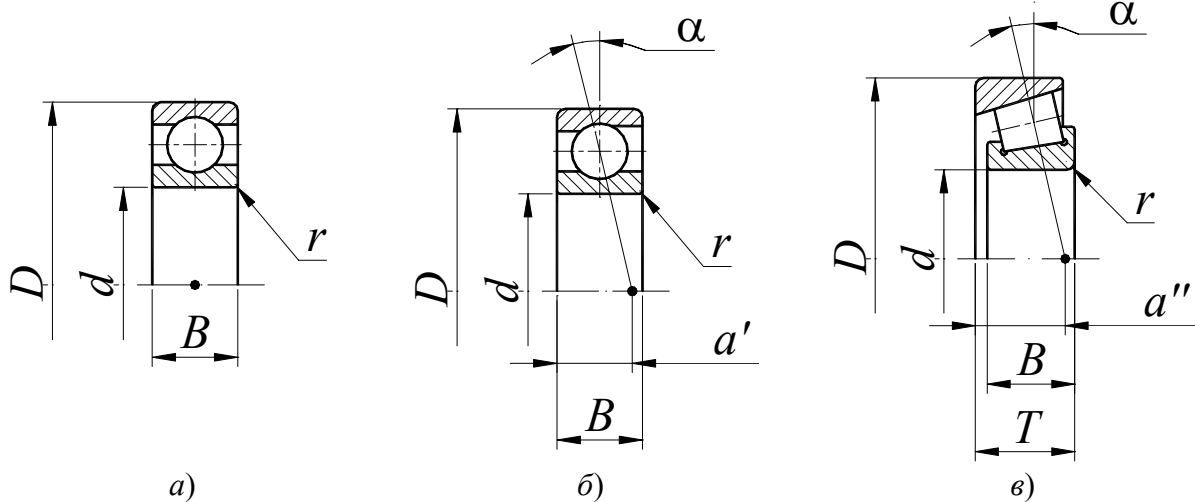


Рисунок 3.4 – Габаритні розміри підшипників:

- а) кулькового радіального типу 0000; б) кулькового радіально-упорного типу 6000; в) роликoво-кoнiчного радіально-упорного типу 7000

Довжина посадкової ділянки вхідного вала під підшипник прийняти

$$l_{31} = B_1 - 2,$$

де B_1 – ширина обраного підшипника (рис. 3.4).

Для всіх валів редуктора прийняти схему установки підшипників «у розпір» (рис. 3.5,а).

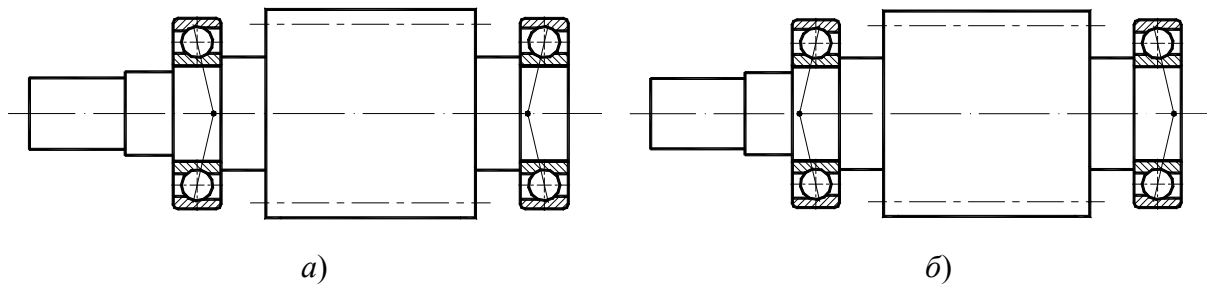


Рисунок 3.5 – Схеми установки підшипників:
 а) «у розпір» (вал між підшипниками стиснутий);
 б) «у розтяжку» (вал між підшипниками розтягнутий)

5. Діаметр четвертої (вільної) ділянки (мм)

$$d_{4I} = d_{3I} + 3,2 \cdot r,$$

де r – значення фаски підшипника на третій ділянці (рис. 3.4).

Діаметр ділянки можна прийняти виходячи з умови $d_{4I} \geq d_{2\text{мін}}$, де $d_{2\text{мін}}$ – мінімальний діаметр вала для упору підшипника (виписується з довідника [8] як і інші геометричні характеристики підшипника), і погодити з даними табл. 3.1.

Очевидно, що довжина ділянки (рис. 3.3) буде дорівнювати (мм)

$$l_{4I} = B - ((b_{w1})_{\text{Ш}} + e_1).$$

6. Далі необхідно прийняти рішення – чи робити шестірню змінною чи виконати її за одне ціле з валом (виконати як вал-шестірню):

- якщо $((d_{a1})_{\text{Ш}} - d_{4I})/2 > 6 \cdot (m)_{\text{Ш}}$, то шестірню можна зробити змінною;
- якщо $((d_{a1})_{\text{Ш}} - d_{4I})/2 \leq 6 \cdot (m)_{\text{Ш}}$, то проектують вал-шестірню*.

Якщо прийнято рішення робити шестірню змінною, то діаметр під шестірнею дорівнює $d_{5I} = d_{4I} + 2$, довжина ділянки – $l_{5I} = (b_{w1})_{\text{Ш}} - 2$. В іншому випадку $l_{5I} = (b_{w1})_{\text{Ш}}$.

7. Діаметр вільної ділянки вала прийняти $d_{6I} = d_{4I}$. Довжину цієї ділянки визначити графічно з ескізної компоновки (див. рис. 3.3).

Проміжний вал II

1. Розрахувати діаметр вала під колесом швидкохідного ступеня (мм)

$$(d_{1II})_{\text{мін}} = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

де T_{II} – крутний момент на проміжному валу II редуктора ((2.7), (2.8)).

Довжина ділянки (мм)

$$l_{1II} = (b_{w2})_{\text{Ш}} - 2.$$

* Для быстроходного вала редуктора рационально принимать конструкцию вал-шестірня.

2. Визначити діаметр другої ділянки під шестірнею тихохідного ступеня (мм)

$$d_{2\Pi} = d_{1\Pi} + 2.$$

Прийняти рішення щодо конструкції шестірні тихохідної передачі:

- якщо $((d_{a1})_T - d_{2\Pi})/2 > 6 \cdot (m)_T$, то шестірня може бути знімною, довжина ділянки – $l_{2\Pi} = ((b_{w1})_T - 2)$;
 - якщо $((d_{a1})_T - d_{2\Pi})/2 \leq 6 \cdot (m)_T$, то має місце вал-шестірня – $l_{2\Pi} = (b_{w1})_T$.
3. Третя ділянка – вільна ділянка між колесами швидкохідного ступеня й шестірні тихохідного ступеня (мм):

- якщо шестірня виготовлена заодно з валом

$$d_{3\Pi} = d_{1\Pi} + 2 \cdot t \quad (\text{див. табл. 3.2});$$

- якщо шестірня знімна

$$d_{3\Pi} = d_{2\Pi} - 2.$$

Довжину ділянки визначити графічно ($l_{3\Pi} = e_2 - 2,5$).

4. Четверта ділянка – вільна ділянка між зубчастим колесом швидкохідного ступеня та підшипником, мм

$$d_{4\Pi} = d_{1\Pi} - 2;$$

$$l_{4\Pi} = e_1 + 2,5 - \text{визначається з ескізу.}$$

5. П'ята ділянка – ділянка під підшипники. Розмір діаметра $d_{5\Pi}$ прийняти як розмір $d_{4\Pi}$, зменшений до найближчого розміру, кратного **п'яти**.

Тип і серію підшипників проміжного вала прийняти за аналогією з підшипниками швидкохідного вала. Перевірити $d_{4\Pi} > d_{5\Pi} + 2 \cdot r$ і $d_{4\Pi} \geq d_{2\text{мін}}$, де r і $d_{2\text{мін}}$ – геометричні параметри обраного підшипника [8].

Розміри підшипників прийняти за відповідним стандартом [8].

Довжина ділянки (мм):

$$l_{5\Pi} = B_{\Pi} + 2,$$

де B_{Π} – ширина прийнятого підшипника (рис. 3.4).

6. Шоста ділянка – вільна ділянка між шестірнею тихохідного ступеня та підшипником, мм

$$d_{6\Pi} = d_{5\Pi} + 2 \cdot t^* ; \quad l_{6\Pi} = e_1 - \text{якщо має місце вал-шестірня};$$

$$d_{6\Pi} = d_{4\Pi} - \text{якщо шестірня знімна.}$$

Тихохідний вал III

1. Обчислити мінімальний діаметр вала (мм) під сполучну муфту або

* Див. табл. 3.2.

елемент відкритої передачі (див. рис. 3.3)

$$(d_{1 \text{ III}})_{\min} = 103 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{III}}}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

де T_{III} – крутний момент (Н·м) на вихідному валу III редуктора ((2.7), (2.8)).

Отримане значення $(d_{1 \text{ III}})_{\min}$ округлити до найближчого значення з ряду R40 ГОСТ 6636-69 (див. табл. 3.1) або значення під отвір деталі, що розташовується на хвостовику (наприклад, під муфту*, див. табл. 31÷38 Додатка [6]):

$$d_{1 \text{ III}} = (d_{1 \text{ III}})_{\text{стандарт}}.$$

Довжина ділянки, мм:

- під зірочку – $l_{1 \text{ III}} = (0,8 \dots 1,5) \cdot d_{1 \text{ III}}$;
- під шестірню – $l_{1 \text{ III}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{1 \text{ III}}$;
- під напівмуфту – $l_{1 \text{ III}} = l$, l – довжина посадкової ділянки напівмуфти.

2. Ділянка другий – під ущільнення

$$d_{2 \text{ III}} = d_{1 \text{ III}} + 2 \cdot t,$$

де t – розмір упорного буртика (табл. 3.2). Значення $d_{2 \text{ III}}$ погодити з даними табл. 29 і 30 Додатка [6]. Довжина ділянки

$$l_{2 \text{ III}} = 0,6 \cdot d_{2 \text{ III}}.$$

3. Ділянка третій – під підшипник з боку вихідного хвостовика тихохідного вала.

Діаметр цієї ділянки $d_{3 \text{ III}} \geq d_{2 \text{ III}}$ і кратний **п'яти**.

За обраним значенням діаметра $d_{3 \text{ III}}$ прийняти радіальний однорядний кульковий підшипник середньої серії типу 0300 (ДСТ 8338-75), якщо тихохідна зубчаста передача прямозуба. Якщо тихохідна зубчаста передача косозуба, прийняти радіально-упорний конічний підшипник легкої серії типу 7200 [8] (ДСТ 333-79).

Розміри підшипника прийняти з каталогу. Довжина ділянки дорівнює ширині підшипника – $l_{3 \text{ III}} = B_{\text{III}}$.

4. Ділянка четвертий – вільна ділянка вала між торцями підшипника й зубчастого колеса тихохідного ступеня з боку вихідного хвостовика вала (мм)

$$d_{4 \text{ III}} = d_{3 \text{ III}} + 3,2 \cdot r;$$

$$l_{4 \text{ III}} = (e_1 + 2,5) + (b_{w2})_{\text{III}} + e_2 - \text{визначається графічно},$$

де r – значення фаски обраного підшипника (рис. 3.4,в [8]).

5. Ділянка п'ята – під зубчасте колесо тихохідного ступеня (мм)

* Муфта обирається за крутним моментом $T_{\text{м}} \geq K \cdot T_{\text{III}}$, де K – коефіцієнт запасу. Для приводів транспортуючих машин приймають $K=1.5 \dots 2$.

$$d_{5\text{ III}} = d_{3\text{ III}} + 5;$$

$$l_{5\text{ III}} = (b_{w2})_{\text{T}} - 2 - \text{визначається графічно.}$$

6. Ділянка шоста – вільна ділянка вала між торцями зубчастого колеса тихохідного ступеня та підшипником (мм)

$$d_{6\text{ III}} = d_{5\text{ III}} - 2;$$

$$l_{6\text{ III}} = e_1 + 2,5.$$

За отриманими результатами побудувати контури валів редуктора, доповнити рис. 3.3 і одержати рис. 3.6 як остаточний результат другого етапу ескізного компоунання.

7. Оцінити отриманий зазор між зубчастим колесом швидкохідного ступеня й тихохідним валом, мм

$$e_3 = (a_w)_{\text{T}} - ((d_{a2})_{\text{III}} + d_{4\text{ III}})/2 . \quad (3.7)$$

Якщо $e_3 < (m)_{\text{III}}$, необхідно змінити конфігурацію тихохідного вала на четвертій ділянці.

У процесі подальшого конструкторської проробки діаметри ділянок всіх валів і їх довжин уточнюють й будують розрахункові схеми валів.

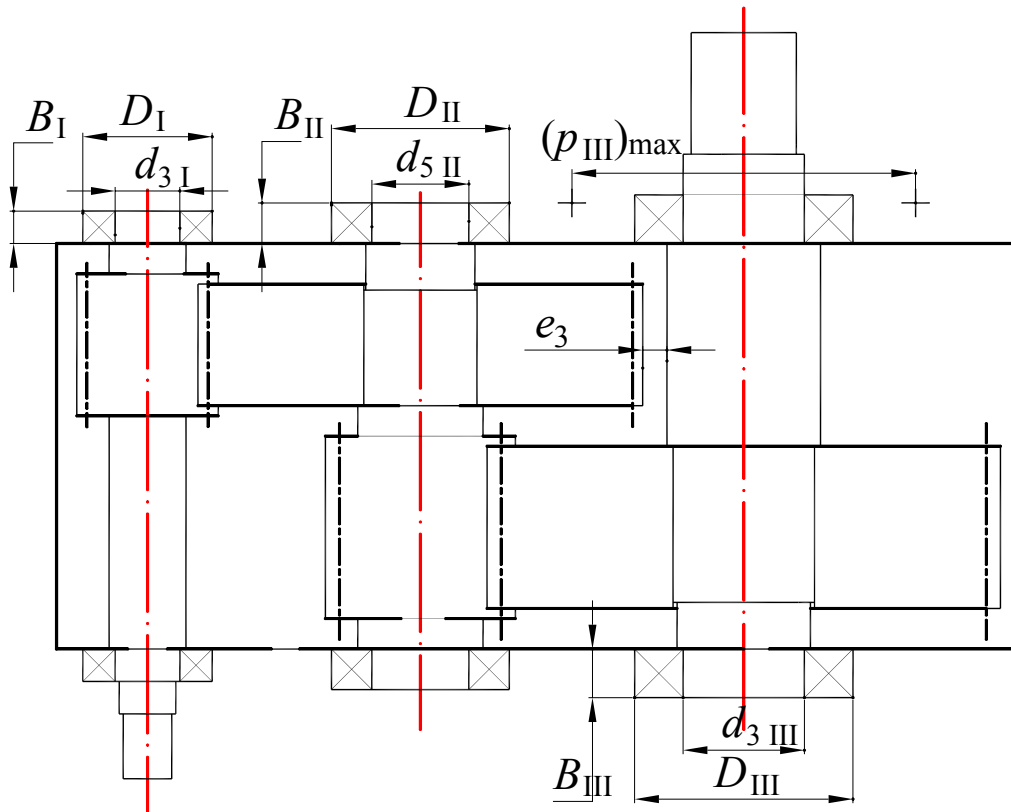


Рисунок 3.6 – Остаточний результат складання ескісної компоунки циліндричного редуктора за розгорнутою схемою

3.2. Двоступінчастий циліндричний редуктор за співвісною схемою

(рис. 1.1,б)

Особливістю цього редуктора є рівність міжосьових відстаней швидкохідного й тихохідного ступенів ($(a_w)_{III} = (a_w)_T = a_w$). Геометрично осі вхідного I і вихідного III валів редуктора є логічним продовженням один одного. Одна з опор цих валів розташовується на спеціальному напливі усередині корпуса редуктора. Редуктор за співвісною схемою має менший розмір по довжині, але трохи більший розмір по ширині, в порівнянні з редуктором за розгорнутою схемою (рис. 1.1,а).

Послідовність побудови компоновочної схеми полягає у виконанні наступних етапів.

1. В обраному масштабі побудувати фронтальну компоновку тільки комплекту зубчастих коліс за прийнятими розрахунковими значеннями лінійних і діаметральних розмірів у наступній послідовності:
 - провести координатні осі, відзначити міжосьову відстань a_w ;
 - провести осьові лінії валів, нанести окружності вершин зубчастих коліс $(d_{a2})_{III}$ и $(d_{a2})_T$;
 - визначити габаритний розмір L (рис. 3.7)

$$L = 0,5 \cdot (d_{a2})_{III} + a_w + 0,5 \cdot (d_{a2})_T.$$

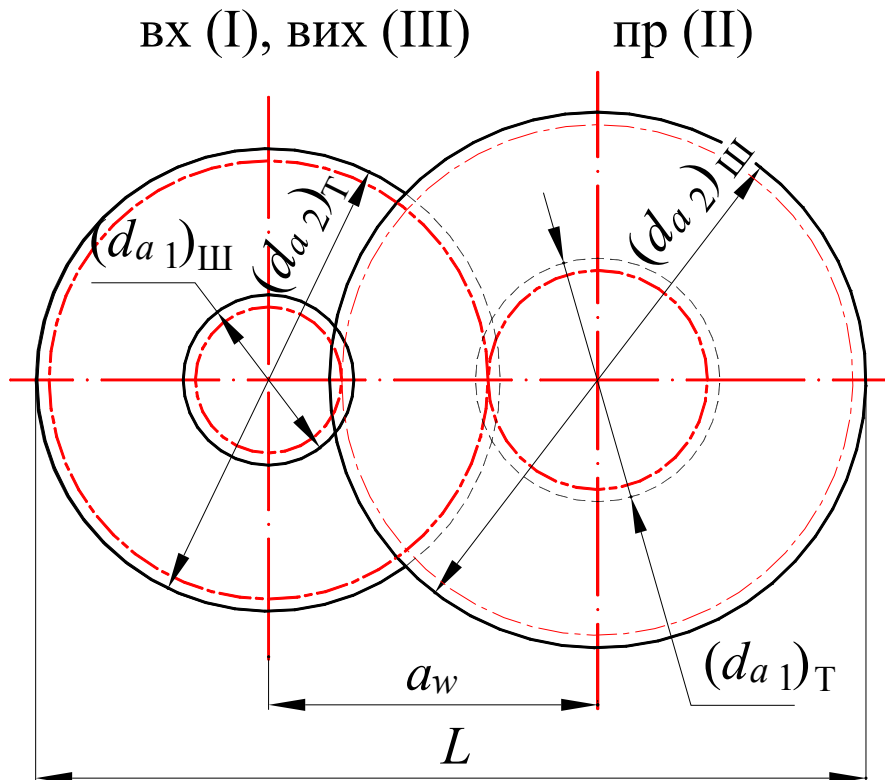


Рисунок 3.7 – Комплект циліндричних зубчастих коліс

2. Вибрати площину рознімання корпуса редуктора.
3. За аналогією з компонованням двоступінчастого циліндричного реду-

ктора за розгорнутою схемою розрахувати зазори:

- між внутрішніми поверхнями бічних стінок корпуса й зовнішніх торцевих поверхонь обертових коліс e_1 (3.1);
 - між внутрішніми поверхнями торцевих стінок корпуса й зовнішніх циліндричних поверхонь обертових коліс b_1 (3.2);
 - між зовнішньою циліндричною поверхнею найбільшого по діаметру зубчастого колеса й внутрішньою поверхнею корпуса та кришки (b_2 (3.3) і b_3 (3.4));
 - доповнити рис. 3.7 контурами стінок корпуса редуктора з урахуванням отриманих величин зазорів і одержати рис. 3.8.
4. Заміряти габарити L_1 і H внутрішньої порожнини корпуса редуктора або обчислити за формулами (3.5) і (3.6).

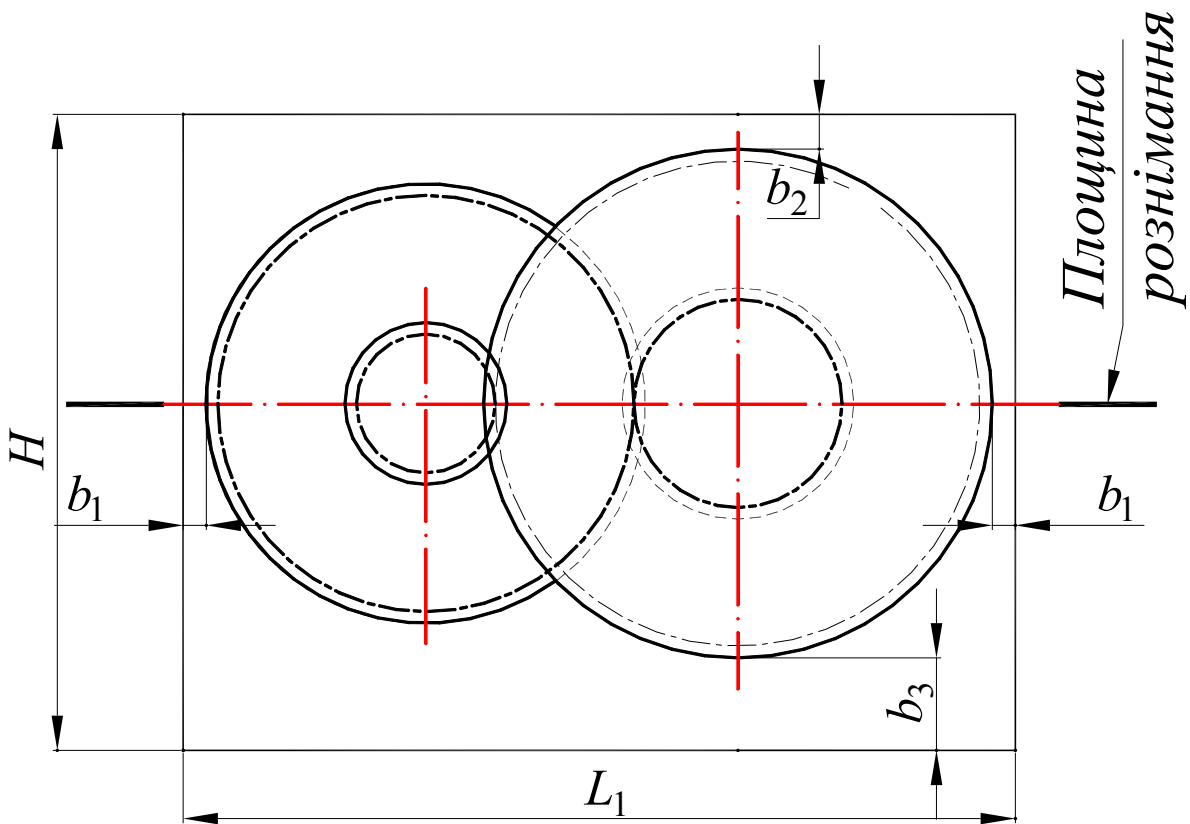


Рисунок 3.8 – Комплект циліндричних зубчастих коліс

5. Для побудови виду зверху комплекту зубчастих передач співвісного редуктора необхідно попередньо визначити розміри комплексної опори для внутрішніх підшипників вхідного швидкохідного I і вихідного тихохідного III валів співвісного редуктора (рис. 3.9).
- 5.1. Розрахувати значення мінімально можливих розмірів валів (мм)

$$(d_{1j})_{\min} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_j}{0.2[\tau]}} \quad (j=I, III),$$

де T_j – крутні моменти на валах ((2.7), (2.8)); $[\tau]=15\dots30$ (МПа).

Отримані значення округлити до найближчого з ряду R40 (див. табл. 3.1).

5.2. Визначити діаметри ділянки валів під ущільнення (мм)

$$d_{2j} = d_{1j} + 2 \cdot t_j \quad (j=I, III),$$

де t – висота упорного буртика (див. табл. 3.2).

5.3. Діаметри третьої ділянки вхідного I і вихідного III валів – під підшипники – прийняти як розміри d_{2j} , збільшені до найближчого цілого кратного п'яти значення. Це діаметр цапфи під підшипник кочення.

5.4. Прийняти тип і габаритні розміри підшипника для швидкохідного I і тихохідного III валів згідно з рекомендаціями для циліндричного редуктора за розгорнутою схемою (див. раніше).

5.5. Виконати компоновку комплексної опори відповідно до рис. 3.9.

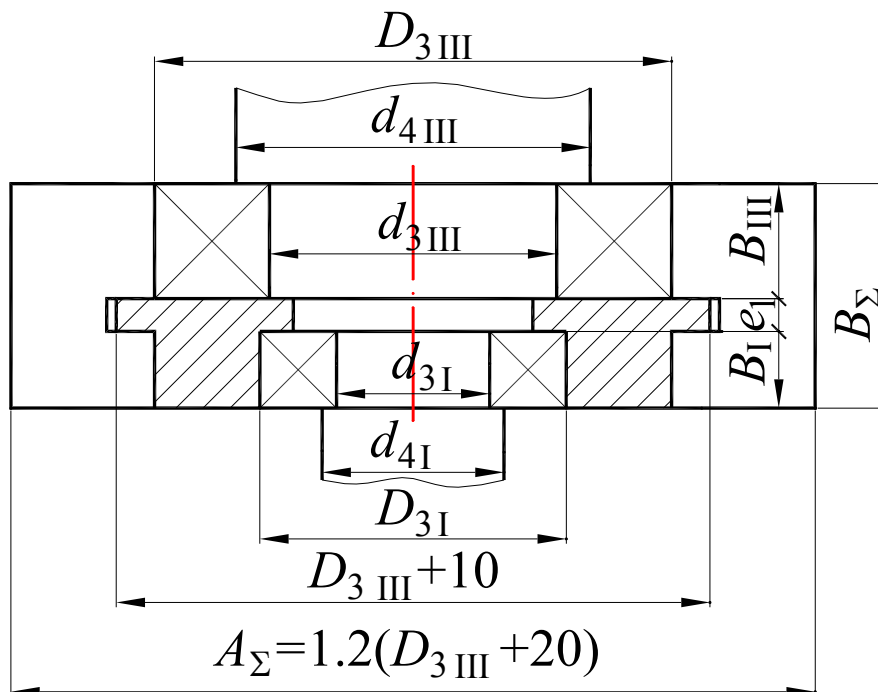


Рисунок 3.9 – Комплексна опора

5.6. Зробити в обраному масштабі кресельник контуру комплексу зубчастих передач для виду зверху та одержати перший етап ескізного компоновання редуктора за співвісною схемою.

6. Визначити попередні розміри всіх наступних ділянок валів відповідно до рекомендацій для швидкохідного, проміжного й тихохідного валів редуктора за розгорнутою схемою. Діаметри погодити з діаметрами отворів для суміжних елементів і округлити до стандартних розмірів з нормального ряду за табл. 3.1.
7. За отриманими результатами побудувати контури валів і одержати

рис. 3.10 як остаточний результат другого етапу ескізного компоунвання.

8. У процесі подальшого конструкторського пророблення розміри всіх валів уточнюються й будують розрахункові схеми валів.

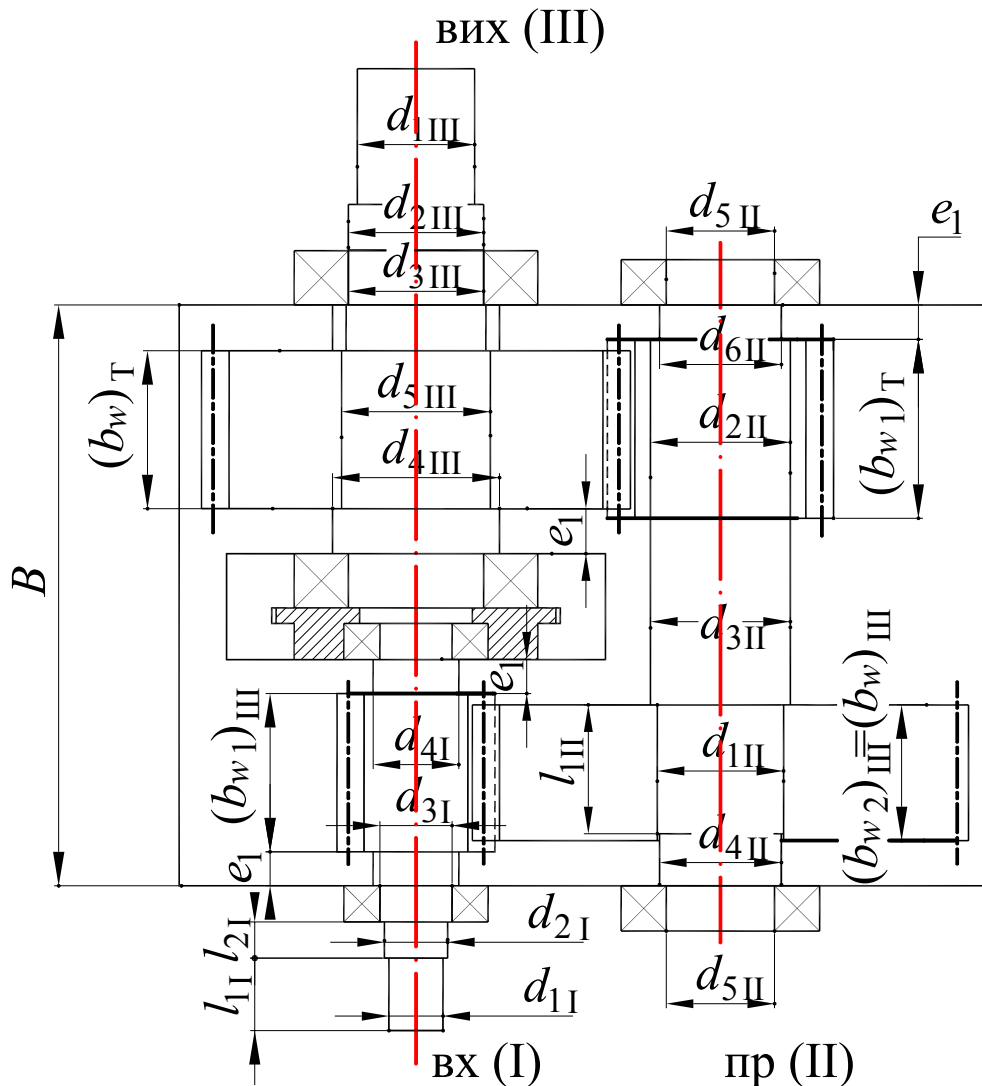


Рисунок 3.10 – Другий етап ескізного компоунвання редуктора за співвісною схемою

3.3. Двоступінчастий редуктор за схемою роздвоєний шеврон (рис. 1.1,в)

Особливістю цього редуктора є роздвоєння одного зі ступенів на дві паралельні косозубі передачі з протилежним напрямком нахилу лінії зуба коліс, насаджених на один вал (рис. 1.1,в).

У цьому випадку осьові сили в паралельних передачах урівноважуються й не навантажують підшипники (кут нахилу лінії зуба може бути великим, до 40°).

Для компенсації різниці осьових сил, викликаних можливою різницею кутів нахилу ліній зуба в паралельних передачах, як результат погрішності виготовлення коліс, вали (або один вал) такої роздвоєної передачі повинні опиратися на підшипники з короткими циліндричними роликами типу 2000 [8], що дає можливість валу «плавати» в осьовому напрямку.

1. За аналогією з послідовністю побудови компоновочної схеми двоступінчастого циліндричного редуктора за розгорнутою схемою (рис. 1.1,*a*) виконати пункти 1÷4, побудувати рис. 3.1 і нанести контури внутрішніх стінок корпуса редуктора.

2. Накреслити в обраному масштабі контури комплексу зубчастих передач для виду зверху відповідно до кінематичної схеми. Причому ширину зубчастих коліс роздвоєного паралельного ступеня прийняти рівним

$$(b_w)_ш = 0,6 (b_w)_ш,$$

де b_w – розрахункова ширина колеса не роздвоєної косозубої передачі.

Одержати рис. 3.11 як перший етап ескізного компоновання редуктора.

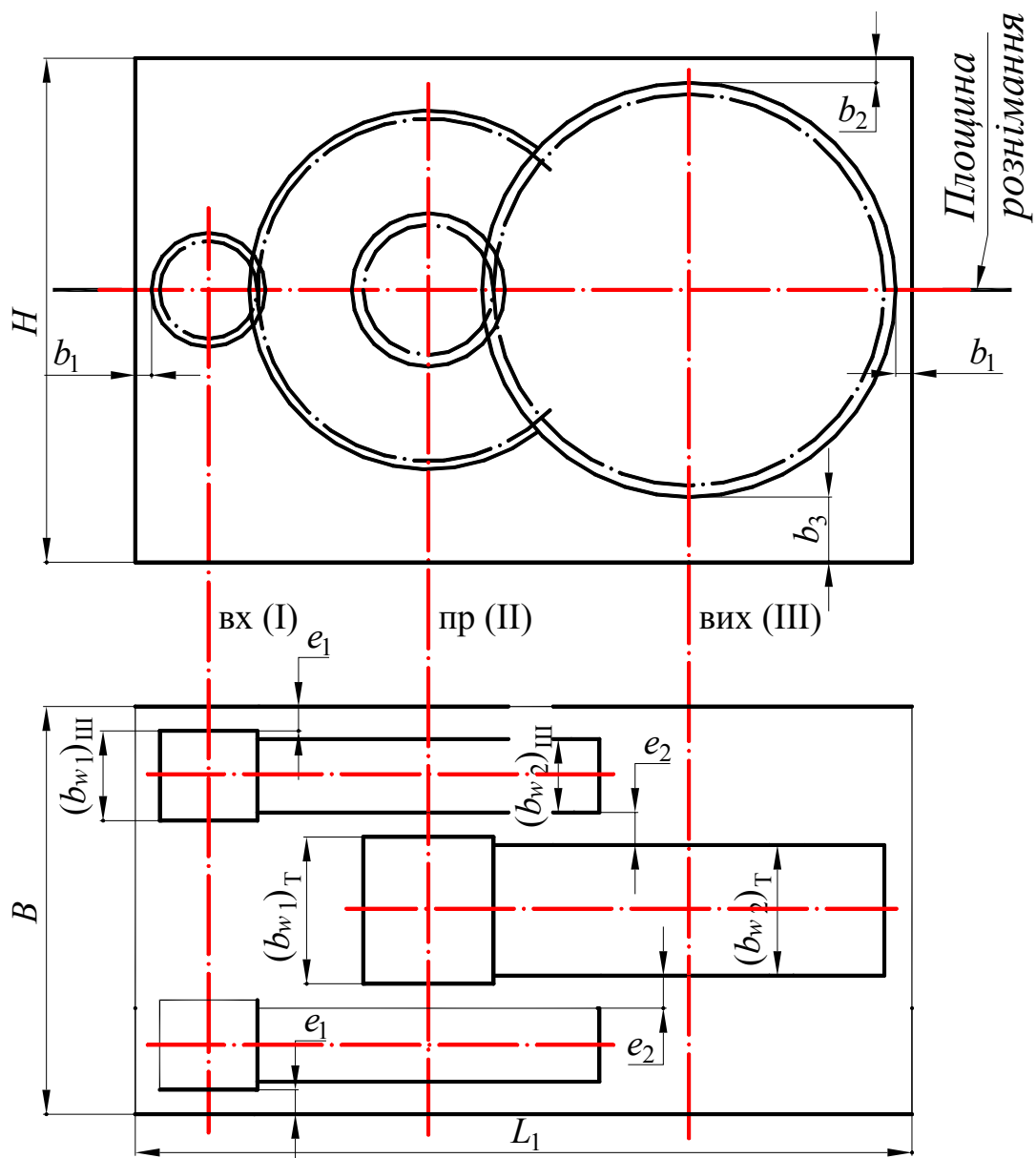


Рисунок 3.11 – Перший етап ескізного компонування двоступінчастого циліндричного редуктора за схемою роздвоєний шеврон

3. Визначити попередні діаметри валів за аналогією з вимогами для редуктора за схемою рис. 1.1,а.

4. Попередньо прийняти для проміжного валу роздвоєної косозубої передачі (роздвоєний шеврон) підшипники з короткими циліндричними роликами тип 2000 середньої серії (ГОСТ 8328-75).

Діаметр шийки вала під підшипник має бути кратним **п'яти** (мм). Конструктивно виправдано вхідний I і проміжний II вали виконувати як вал-шестірня. Таке рішення полегшує процес складання й розбирання редуктора.

5. При визначенні діаметра проміжного вала $(d_{1 II})_{\min}$ під колесом швидкохідного ступеня прийняти як розрахунковий момент половинне значення крутного моменту на проміжному валу T_{II} , розрахованого за (2.8):

$$(d_{1 II})_{\min} = 10 \cdot 3 \sqrt{\frac{0,5 \cdot T_{II}}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Всі інші розміри валів одержати за аналогією з розмірами валів редуктора за розгорнутою схемою (рис. 1.1,а).

6. За отриманими результатами побудувати контури валів і одержати рис. 3.12.

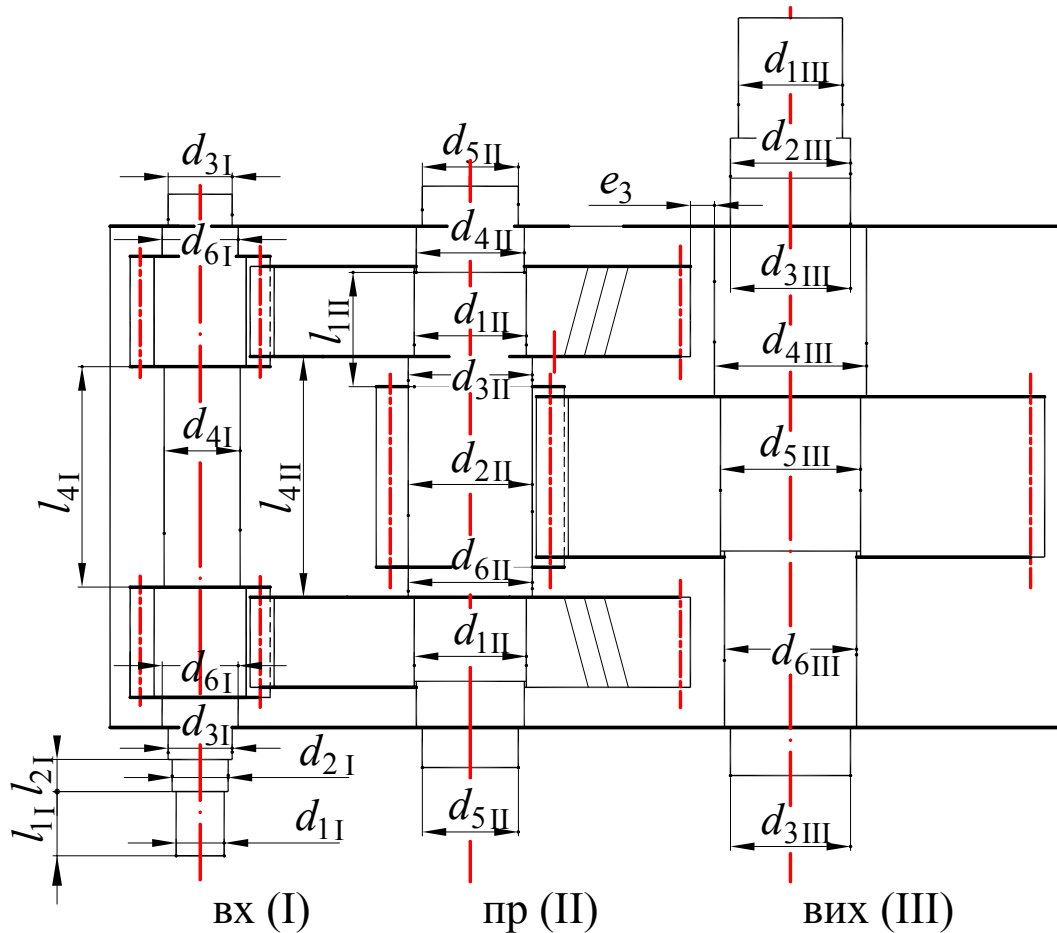


Рисунок 3.12 – Другий етап ескізного компонування редуктора за схемою роздвоєний шеврон

7. Вибрати попередньо типорозміри підшипників кочення з каталогу, нанести їх розміри на рис. 3.12 і одержати рис. 3.13 як остаточний результат ескізного компонування циліндричного двоступінчастого редуктора за схемою роздвоєний шеврон.

Вихідний вал редуктора встановити на кулькові радіальні однорядні підшипники середньої серії типу 0300 [8] (ГОСТ 8338-75).

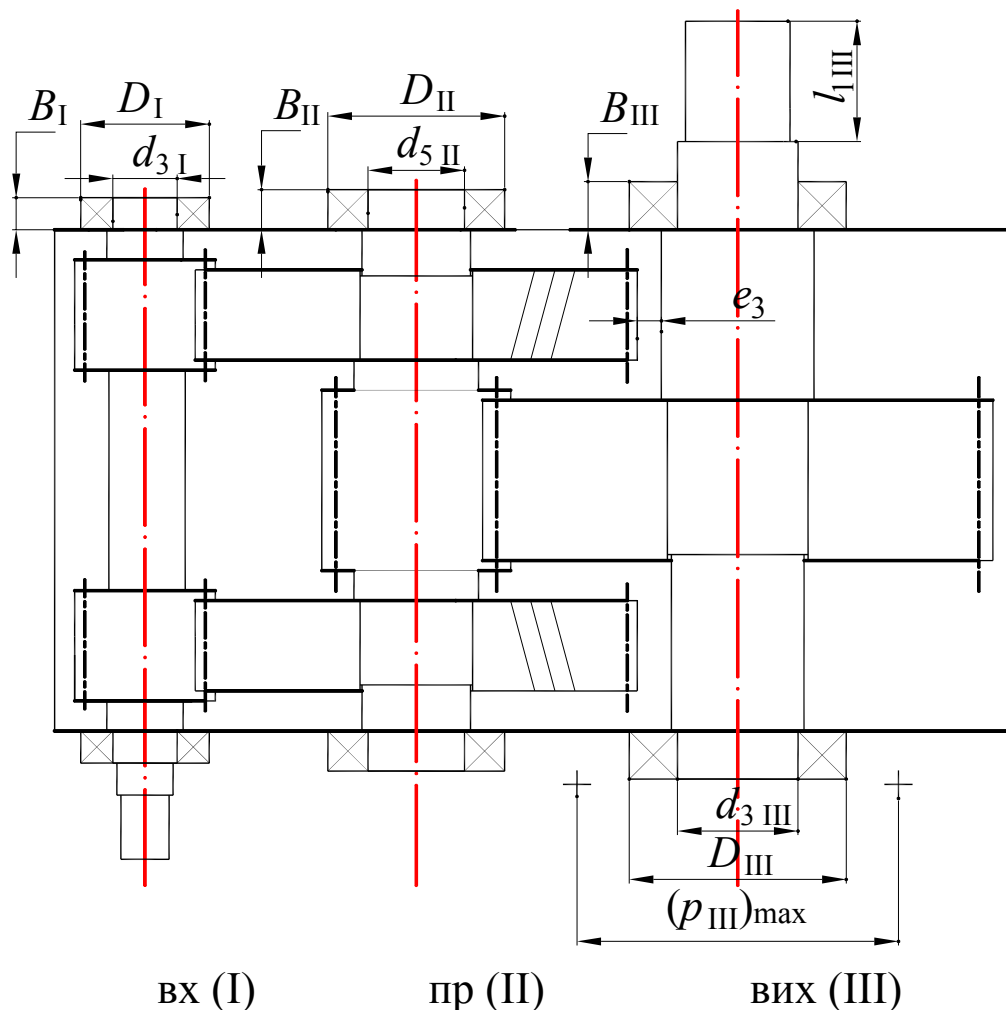


Рисунок 3.13 – Остаточний результат складання ескізного компонування циліндричного редуктора за схемою роздвоєний шеврон

8. Оцінити отриманий зазор між зубчастим колесом швидкохідного ступеня та тихохідним валом e_3 за формулою (3.7). Якщо $e_3 < (m)_{III}$, то необхідно змінити конфігурацію тихохідного вала на четвертій ділянці.

9. Для подальшої конструкторської проробки і вибору оптимальної ширини пояса площини рознімання корпусу редуктора необхідно прийняти максимальний крок установки (мм) болтів з'єднання $(p_{III})_{max}$ (рис. 3.13)

$$(p_{III})_{max} \geq D_{III} + 30,$$

де D_{III} – зовнішній діаметр обраного підшипника тихохідного вала.

Для забезпечення герметичності площини рознімання корпусу редуктора прийняти діаметр сполучних болтів, виходячи з умови

$$(p_{III})_{max} = (10 \dots 12) \cdot d_2,$$

де d_2 – діаметр сполучних болтів, що стягують корпус і кришку у бобишок.

Ця умова поширюється на корпуси редукторів, розроблених за будь-

якою схемою. За діаметром сполучних болтів d_2 задають ширину пояса рознімання корпусу редуктора k (див. табл. 4.3 [6]):

d_2 , мм	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
k , мм	24	28	33	35	40	46	48

3.4. Двоступінчастий конічно-циліндричний редуктор (рис. 1.2)

Розглядається варіант конічно-циліндричного редуктора, у якому шестірня швидкохідної конічної передачі розташована консольно (рис. 1.2,б) і виконана як одне ціле з валом (вал-шестірня), а конічне колесо знімне й розташоване на валу між опорами. Міжосьовий кут $\Sigma = 90^\circ$. Для конічної передачі використовувати осьову форму зуба I з постійним радіальним зазором по ширині зубчастого вінця.

Тихохідна зубчаста пара – циліндрична прямозуба.

Внутрішня порожнина редуктора симетрична щодо поздовжньої осі редуктора. Вихідний кінець тихохідного вала спрямований у бік конічного колеса швидкохідного ступеня (протилежно ступеня вала з насадженим циліндричним колесом) для більш рівномірного розподілу навантаження між підшипниками (рис. 1.2,а).

Вихідні величини для розробки ескізної компоновки редуктора:

1. Кінематична схема привода;
2. Геометричні параметри зубчастих передач, отримані розрахунком:
 - для конічної (швидкохідної) передачі – зовнішня конусна відстань R_e ; кути ділильних конусів δ_1 і δ_2 ($\delta_1 + \delta_2 = \Sigma = 90^\circ$); ширина конусного вінця b_w ; зовнішній окружний модуль m_e ; зовнішні ділильні діаметри d_{e1} і d_{e2} ; зовнішні діаметри вершин зубів d_{ae1} і d_{ae2} ; зовнішні висоти головки зуба шестірні h_{ae1} і колеса h_{ae2} ; відстань від вершини конусів до площини зовнішньої окружності вершин зубів відповідно для шестірні B_1 і колеса B_2 ;
 - для циліндричної (тихохідної) передачі – міжосьова відстань $(a_w)_T$; діаметри $(d_{w1})_T$ і $(d_{w2})_T$; ширини зубчастих вінців $(b_{w2})_T = (b_w)_T$ і $(b_{w1})_T = (b_{w2})_T + 5$; модуль передачі $(m)_T$;
 - крутні моменти на валах T_I , T_{II} і T_{III} (Н·м).

За прийнятими значеннями лінійних і діаметральних розмірів в обраному масштабі побудувати схему розташування тільки комплекту зубчастих коліс конічно-циліндричного редуктора в наступній послідовності.

1. Намітити розташування проєкцій компоновки на кресленику й провести координатні осі.

2. На поздовжній осі в довільному місці зафіксувати вершину ділильних конусів конічної передачі O . Через цю точку під кутом $\Sigma = 90^\circ$ до осі I провести вісь проміжного вала II і далі на відстані $(a_w)_T$ паралельно їй вісь тихохідного вала III.

3. Через точку O провести утворюючі ділільних конусів шестірні й колеса під кутом δ_1 відносно осі I, розташувавши ділільний конус шестірні у бік, протилежний осі вала III.

4. На утворюючих ділільних конусів відкласти значення зовнішньої конусної відстані R_e і через отримані точки провести перпендикуляри до утворюючих до перетинання з віссю I.

Одержимо вимірювальні торці конічних шестірні та колеса.

5. Нанести розміри діаметрів вершин зубів коліс конічної пари (d_{ae1} і d_{ae2}) на вимірювальні торці. Виміряти величину B_1 (відстань від вершини конуса до площини зовнішньої окружності вершин для шестірні) на кресленнику і зрівняти з вихідними значеннями. Вони мають бути однакові.

6. Накреслити контури тихохідної циліндричної зубчастої пари відповідно до розрахункових параметрів і одержати рис. 3.14 як комплект зубчастих коліс на фронтальній проекції.

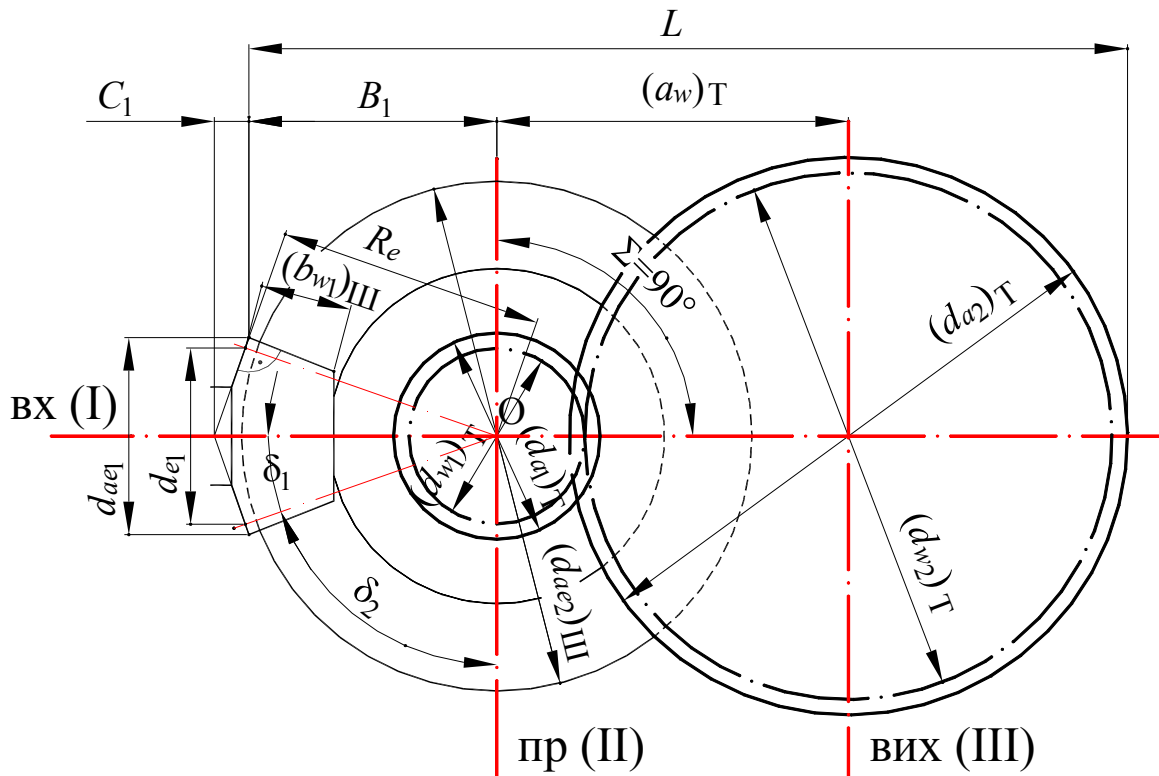


Рисунок 3.14 – Комплект зубчастих коліс

7. Обчислити або виміряти поздовжній габарит комплекту зубчастих коліс L (мм)

$$L = B_1 + (a_w)_Т + 0,5 \cdot (d_{a2})_Т.$$

Визначити зазори за формулами (3.1)÷(3.4).

8. Визначити конструкторський розмір C_1 від площини вершин зубів конічної шестірні уздовж вала I до упорного торця першого підшипника коні-

чної вал-шестірні (як відстань до точки перетинання ліній базового торця з віссю вала I) – $C_1 \geq 10$ мм.

Обчислити розмір C_2 (мм) від площини вершин зубів конічного колеса до базової площини того ж колеса (див. рис. 3.15)

$$C_2 = (5 \cdot (m)_{III} + 2) \cdot \cos(\delta_1).$$

9. Доповнити рис. 3.14 контурами стінок внутрішньої порожнини корпусу редуктора, провівши лінію переднього торця через розмір C_1 і заднього торця на відстані b_1 від зовнішньої поверхні циліндричного зубчастого колеса. Нанести зазори b_2 (між кришкою і зубчастими колесами) і b_3 (між дном корпусу і зубчастими колесами) і одержати фронтальну проекцію. Побудувати вид зверху комплекту зубчастих коліс за розрахунковими розмірами. Нанести лінії бічних стінок внутрішньої порожнини корпусу редуктора, забезпечивши побудовою його симетричність щодо поздовжньої осі вхідного вала I (рівність розмірів e_0). Визначити габаритні розміри внутрішньої порожнини редуктора за координатними осями.

Одержати рис. 3.15 як другий етап ескізного komponування редуктора.

10. Вибрати бажану схему установки швидкохідної конічної вал-шестірні в підшипникових вузлах:

- підшипники встановлені «у розпір» (рис. 3.16,а);
- підшипники встановлені «у розтяжку» (рис. 3.16,б).

11. Визначити попередні діаметральні та лінійні розміри вхідного (швидкохідного) вала I, виконаного як вал-шестірня й установленого в підшипникових вузлах за обраною схемою.

11.1. Розглянемо варіант установки «у розтяжку». Мінімальний діаметр вала й мінімальну довжину першої ділянки під елемент відкритої передачі або муфти, другої ділянки під ущільнення прийняти по рекомендаціях пунктів 1 і 2 для швидкохідного вала циліндричного редуктора.

11.2. Третя ділянка – під підшипник. Діаметр цієї ділянки $d_{3\ I}$ пов'язаний з розміром нарізки для установки кріпильної круглої гайки й стопорної багатоплапчастої шайби $d_{4\ I}$. Діаметр $d_{3\ I}$ повинен бути кратним **п'яти**. Розмір різьблення та діаметр вала під підшипник $d_{3\ I}$ прийняти з табл. 3.3 і рис. 3.17 такими, щоб внутрішній діаметр різьблення d_f (або $(d_{4\ I})_{\min}$) був більшим діаметра $d_{2\ I}$ під ущільнення. Довжина різьбової ділянки вала $l_{4\ I} = H + (4 \dots 5)$, де H – висота шлицьової гайки (табл. 24 і 25 Додатка [6]).

11.3. Прийняти попередньо для швидкохідного вала I роликові радіально-упорні підшипники легкої серії типу 7200 [8] (ГОСТ 338-79).

11.4. Діаметр упорного буртика з боку конічної шестірні, мм

$$d_{6\ I} = d_{3\ I} + 3,2 \cdot r,$$

де r – значення фаски прийнятого підшипника (рис. 3.4,в [8]).

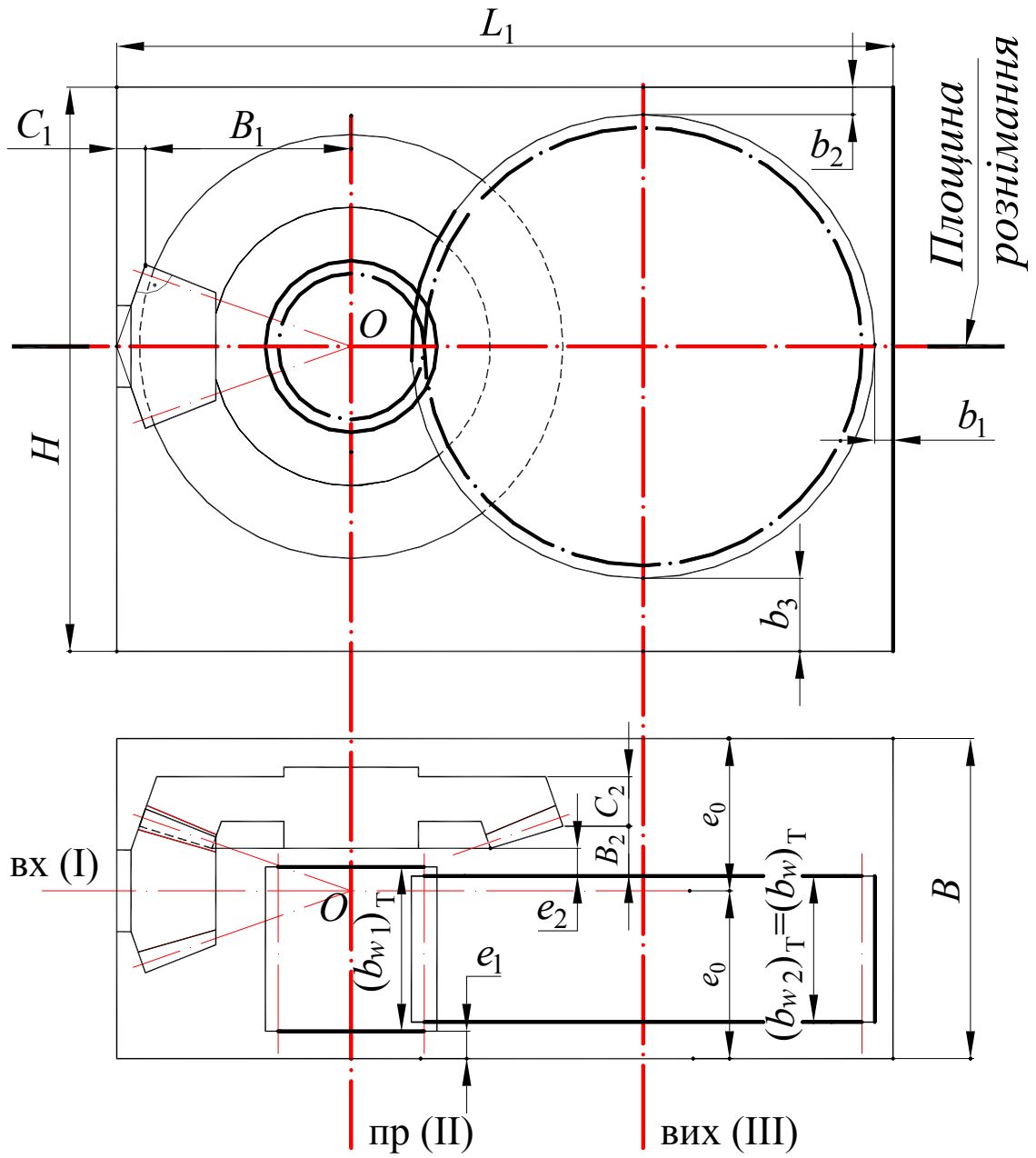
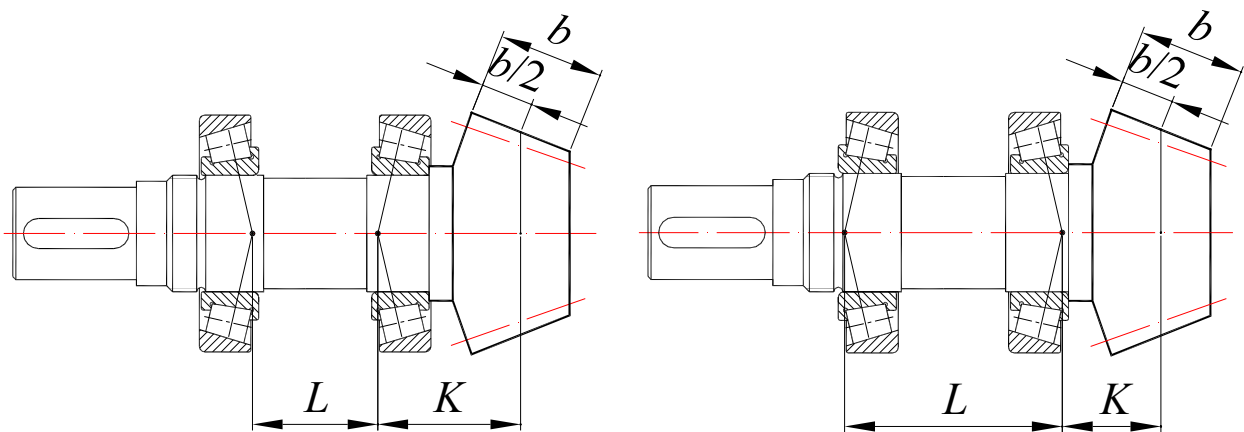


Рисунок 3.15 – Другий етап ескізного компонування конічно-циліндричного редуктора



а)
б)
 Рисунок 3.16 – Схеми установки підшипників:
 а) «у розпір» (вал між підшипниками стиснутий);
 б) «у розтяжку» (вал між підшипниками розтягнутий)

Таблиця 3.3 – Розміри вала в місці встановлення круглої шлицьової гайки і стопорної багатолапчастої шайби (мм)

d_3	M	$d_f (h13),$ $(d_4 I)_{\min}$	c	R_1	f_1	b_1	j_{\min}	g_{\min}		
20	M18×1,5	15,7	2,5	0,8	15	5,3	6	1,5		
	M20×1,5	17,7			17	5,3	6	1,5		
25	M24×1,5	21,7			21	5,3	6	1,5		
30	M27×1,5	24,7			24	5,3	8	1,5		
	M30×1,5	27,7			27	5,3	8	1,5		
35	M33×1,5	30,7			3,4	1,0	30	6,3	8	1,5
40	M39×1,5	36,7					36	6,3	8	1,5
45	M42×1,5	39,7					39	6,3	8	1,5
	M45×1,5	42,7					42	6,3	8	1,5
50	M48×1,5	45,7					45	8,3	8	1,5
55	M52×1,5	49,7	49	8,3			9	1,5		
60	M60×2	57	3,4	1,0			57	8,3	9	1,5
65	M64×2	61					61	8,3	9	1,5
70	M68×2	65					65	10	9	1,5
75	M72×2	69					69	10	12	1,5
80	M80×2	77			76	10	12	1,5		
85	M85×2	82			81	10	12	1,5		
90	M90×2	87			86	12	12	1,5		
95	M95×2	92			91	12	12	1,5		
100	M100×2	97			96	12	12	1,5		

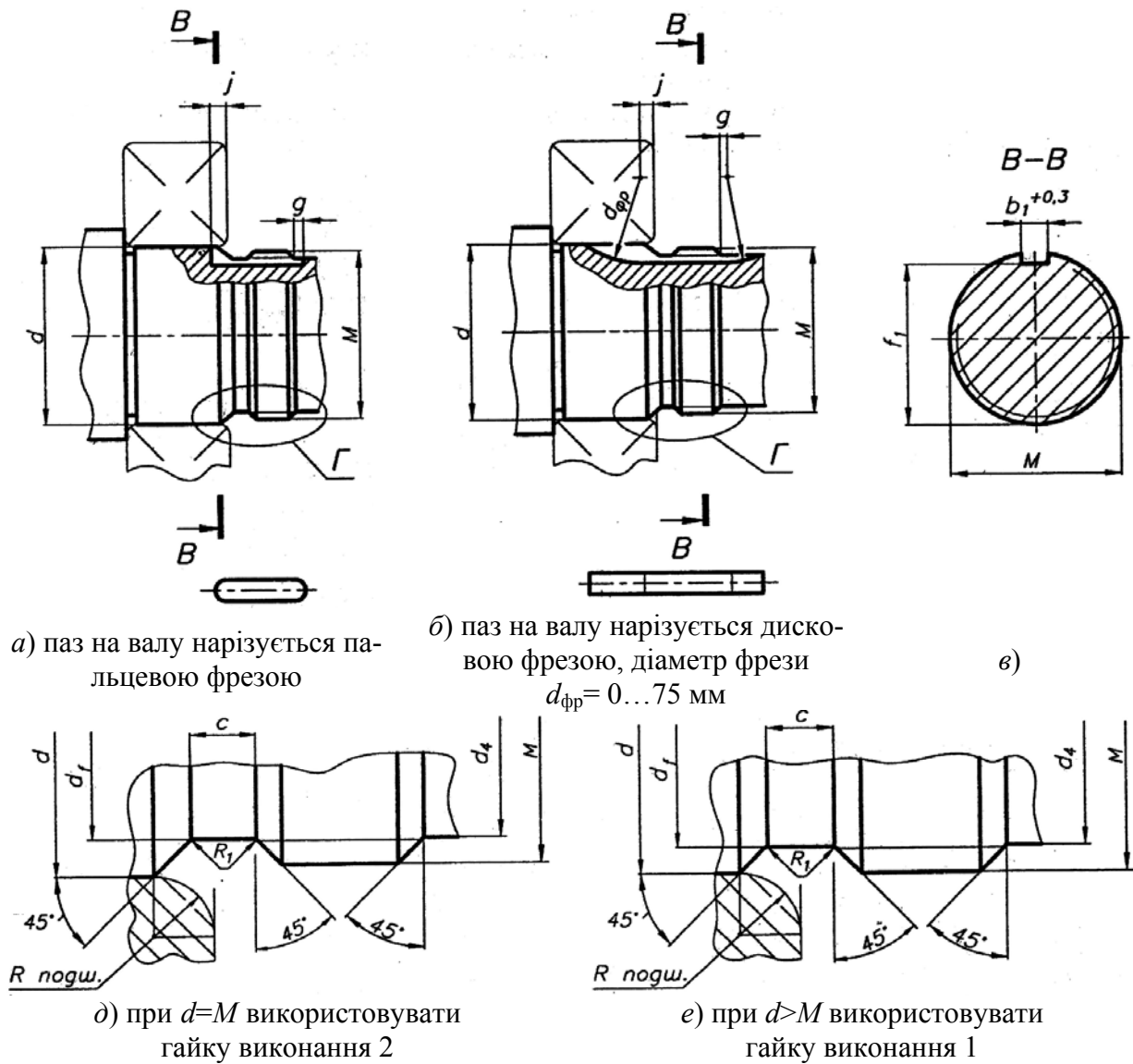


Рисунок 3.17 – Розміри вала в місці установки гайки та шайби

11.5. Діаметр вала на ділянці між підшипниками d_5 і прийняти меншим діаметра d_3 і на 1 (мм).

11.6. Тепер необхідно визначити точки прикладання сил у зачепленні й реакцій підшипників.

Точка прикладання сил у зачепленні розташована в площині, перпендикулярній до осі обертання вала і проходить через середину ширини зубчастого вінця.

Точка прикладання реакцій для радіально-упорних конічних підшипників зміщена від середньої площини на відстань a'' , вимірювану від широкого торця зовнішнього кільця підшипника (див. рис. 3.4,в)

$$a'' = 0,5 \left(T + \frac{d + D}{3} e \right),$$

де e – коефіцієнт впливу осьового навантаження ($e \approx 0,35$ для підшипників типу 7200).

Внутрішній підшипник розташувати безпосередньо біля торця діаметра d_{6I} і визначити значення консолі K_{III} (рис. 3.16, 3.18).

11.6. Другий зовнішній радіально-упорний підшипник розташувати на швидкохідному валу на віддалені $L_{III} = (2 \dots 2,5) \cdot K_{III}$.

12. Діаметри й лінійні розміри ділянок вала проміжного II і вихідного III прийняти за аналогією із циліндричним редуктором за розгорнутою схемою (див. підрозділ 3.1).

За отриманими результатами побудувати контури валів, доповнити рис. 3.15 і одержати рис. 3.18 як остаточний результат ескізного компоунання.

У процесі подальшого конструкторської проробки діаметри ділянок всіх валів і їхніх довжин уточнюються й будують розрахункові схеми валів.

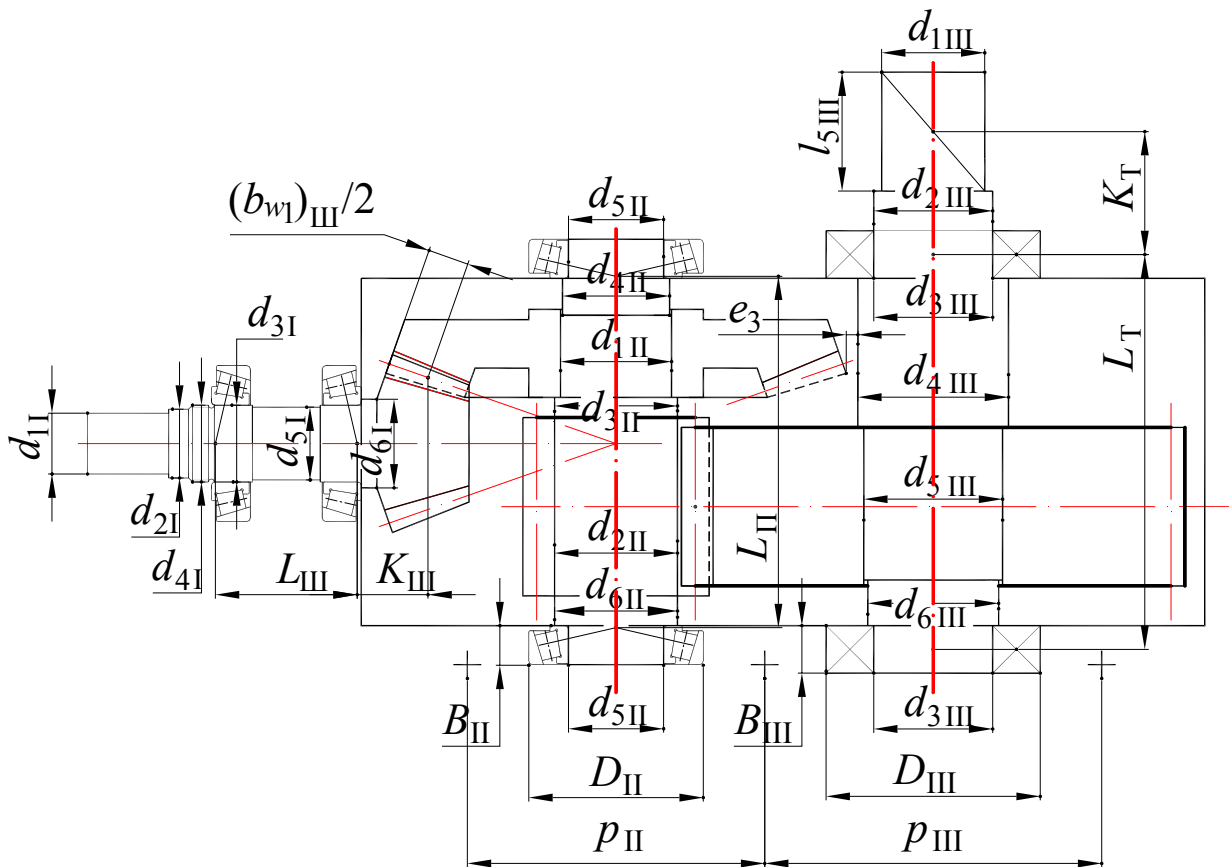


Рисунок 3.18 – Остаточний результат ескізного компоунання редуктора за умови встановлення підшипників вала I «у розтяжку»

3.5. Черв'ячний редуктор (рис. 1.3)

Розглядається варіант одноступінчастого черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка (див. рис. 1.3,а).

Вихідні величини для розробки ескізної компоновки редуктора:

1. Кінематична схема привода.
2. Геометричні параметри циліндричної черв'ячної пари, отримані розрахунком:
 - міжосьова відстань a_w ;
 - розрахункові ділильні діаметри черв'яка d_1 і черв'ячного колеса d_2 ;
 - діаметри вершин черв'яка d_{a1} і колеса d_{a2} [10];
 - найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{am2} ;
 - довжина нарізної частини черв'яка b_1 і ширина черв'ячного колеса b_2 ;
 - модуль передачі m .
3. Крутні моменти на валах T_1 і $T_{II}=T_1 \cdot u_{\text{черв}} \cdot \eta_{\text{черв}}$ (Н·м).

Послідовність розробки компоновочної схеми.

1. Побудувати в обраному масштабі тільки циліндричну черв'ячну передачу як фронтальний вид (рис. 3.19).

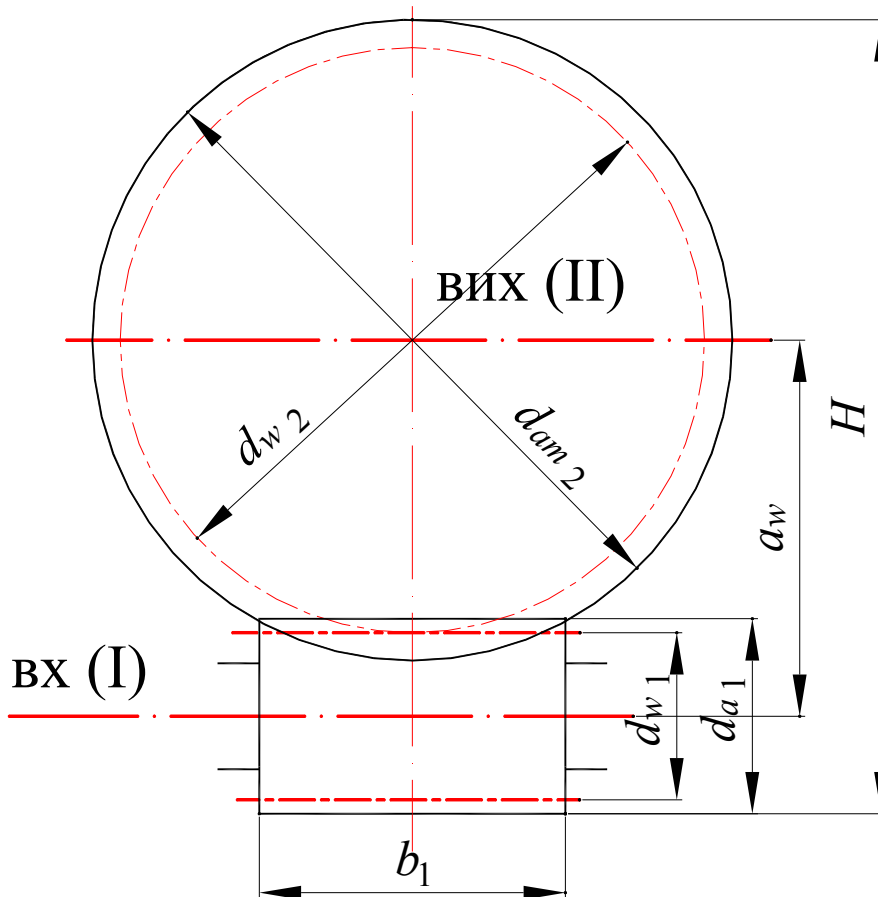


Рисунок 3.19 – Черв'ячна передача

2. Визначити найбільший габарит передачі H (мм)

$$H = 0,5 \cdot d_{a1} + a_w + 0,5 \cdot d_{am2}.$$

3. Розрахувати значення бічного зазору між внутрішніми поверхнями бічних стінок корпуса редуктора та зовнішнім діаметром черв'ячного колеса (мм)

$$e_1 = \sqrt[3]{H} + (2 \dots 3) \text{ мм. Якщо } e_1 < 6 \text{ мм, прийняти } e_1 = 6 \text{ мм.}$$

4. Прийняти радіальний зазор між стінками корпуса редуктора й зовнішніми торцевими поверхнями черв'ячного колеса e_2 і зазор e_3 між дном корпуса редуктора й зовнішнім діаметром черв'яка (мм)

$$e_2 = 2 \cdot e_1;$$

$$e_3 \geq 6 \cdot m.$$

Всі розміри зазорів округлити до найближчого цілого парного числа.

5. Визначити габаритні розміри внутрішньої порожнини корпуса редуктора за координатними осями (мм):

$$L_1 = d_{am2} + 2e_2;$$

$$H_1 = H + e_2 + e_3;$$

$$B_1 = d_{a1} + 2e_1.$$

6. Доповнити рис. 3.19 видом збоку черв'ячної передачі, нанести контури стінок корпуса редуктора й одержати перший етап ескізного компонування редуктора.
7. Розробити конструкцію валів, скориставшись рекомендаціями для визначення діаметрів і лінійних розмірів всіх ділянок вала I і III циліндричного двоступінчастого редуктора.
8. Вибрати схеми установки валів у підшипникових вузлах.
Доцільно прийняти установку вала черв'яка, виконаного заодно із черв'яком, із плаваючою опорою. Вал черв'ячного колеса встановити «у розпір» (рис. 3.5,а).

9. Вибрати тип підшипників – у фіксованій опорі черв'яка встановити два конічні радіально-упорні підшипники легкої серії типу 7200 [8] (ГОСТ 333-79), розвернувши їх назустріч один одному (як при установці «у розпір», рис. 3.5). У плаваючій опорі черв'яка встановити один кульковий однорядний підшипник легкої серії типу 0200 [8] (ГОСТ 8335-75). Для вала черв'ячного колеса прийняти конічні радіально-упорні підшипники легкої серії типу 7200.

Площину рознімання корпуса прийняти по осі вала черв'ячного колеса.

10. За отриманими розмірами ділянок валів побудувати їх контури, доповнити рис. 3.19 і одержати рис. 3.20 як остаточний результат другого етапу ескізного компонування черв'ячного редуктора.

11. Підшипники опор черв'яка розташувати в стакани, зовнішній діаметр яких повинен бути більшим зовнішнього діаметра черв'яка d_{a1} .

У процесі подальшого конструкторської проробки уточнюють діаметри ділянок валів і їх довжин та будують розрахункові схеми валів.

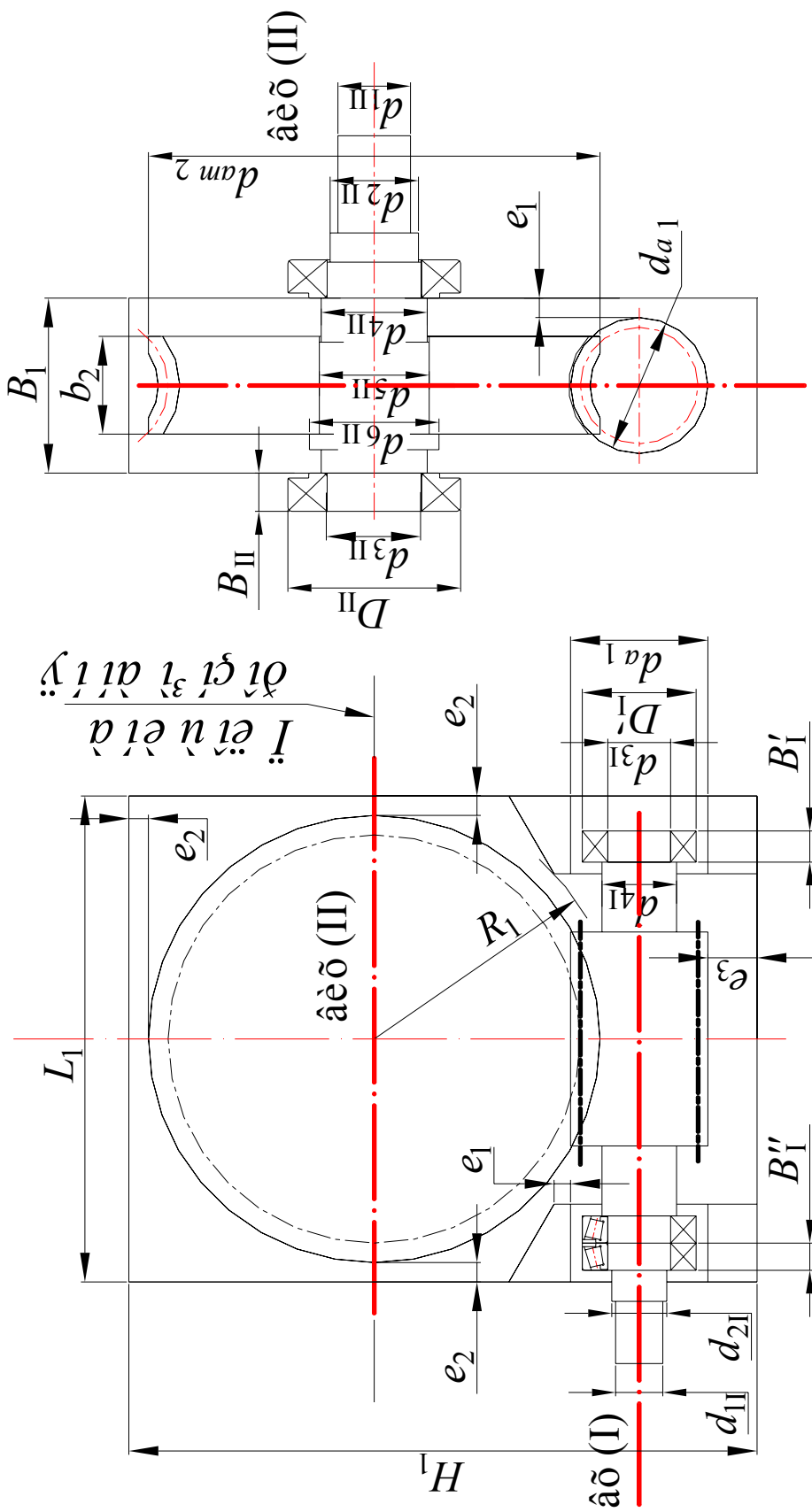


Рисунок 3.20 – Ескізна компоновка черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Перегон В. А., Коряк А. А., Бобошко А. А., Момот Д. И.* Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» (раздел «Проектирование привода конвейера»). – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 27 с.
2. *Кудрявцев В. Н.* Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1984. – 400 с.
3. *Иванов М. Н., Иванов В. Н.* Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1975. – 350 с.
4. *Чернавский С. А.* Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. – 357 с.
5. *Дунаев Г. В., Леликов О. П.* Конструирование узлов и деталей машин, – М.: Высш. шк., 1985. – 415 с.
6. *Киркач Н. Б., Баласанян Р. А.* Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
7. *Момот Д. И., Янчевский И. В.* Методические указания к выполнению и оформлению чертежей к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин». – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 48 с.
9. Подшипники качения: Справочник каталог / Под ред. *В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского.* – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
10. *Момот Д. И., Янчевський І. В.* Механічні передачі. Розрахунок на міцність і проектування приводів машин. Навч.-метод. посібник. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. – 246 с.

ДОДАТОК А

Технічні характеристики двигунів серії 4А

Двигун	Потужність $P_{\text{дв}}$ (кВт)	Частота обертання $n_{\text{дв}}$ (об/хв)	$\frac{\dot{\Omega}_{i \text{ оñê}}}{\dot{\Omega}_{i \text{ ïï}}}$	$\frac{\dot{\Omega}_{\text{max}}}{\dot{\Omega}_{i \text{ ïï}}}$
Синхронна частота обертання 1500 об/хв				
4A80Y4	1,5	1415	2,0	2,2
4A90L4	2,2	1425	2,1	2,4
4A100S4	3,0	1435	2,0	2,4
4A100L4	4,0	1430	2,0	2,4
4A112M4	5,5	1445	2,0	2,2
4A132S4	7,5	1455	2,2	3,0
4A132M4	11,0	1460	2,2	3,0
4A160S4	15,0	1460	1,4	2,3
4A160M4	18,5	1466	1,4	2,3
4A180S4	22,0	1470	1,4	2,3
4A180M4	30,0	1470	1,4	2,3
Синхронна частота обертання 1000 об/хв				
4A90L6	1,5	935	2,0	2,2
4A100L6	2,2	950	2,0	2,2
4A112MA6	3,0	955	2,0	2,5
4A112MB6	4,0	950	2,0	2,5
4A132S6	5,5	965	2,0	2,5
4A132M6	7,5	970	2,0	2,5
4A160S6	11,0	975	1,2	2,0
4A160M6	15,0	975	1,2	2,0
4A180M6	18,5	975	1,2	2,0
Синхронна частота обертання 750 об/хв				
4A90LB8	1,1	700	1,6	1,9
4A100L8	1,5	700	1,8	1,9
4A112MA8	2,2	700	1,9	2,2
4A112MB8	3,0	700	1,9	2,2
4A132S8	3,0	700	1,9	2,6
4A132M8	5,5	720	1,9	2,6
4A132M8	5,5	720	1,9	2,6
4A160S8	7,5	730	1,4	2,2
4A160M8	11,0	730	1,4	2,2
4A180M8	15,0	730	1,2	2,0

ДОДАТОК Б

Технічні характеристики кранових двигунів серії MTF

Двигун	Потужність $P_{\text{дв}}$ (кВт)	Частота обертання $n_{\text{дв}}$ (об/хв)	Максимальний момент T_{max} (Н·м)
MTF 011-6	1,4	885	39
MTF 012-6	2,2	890	56
MTF 111-6	3,5	895	85
MTF 112-6	5,0	930	118
MTF 211-6	7,5	930	191
MTF 311-8	7,5	695	265
MTF 311-6	11	945	314
MTF 312-8	11	705	422
MTF 312-6	15	955	471
MTF 411-8	15	710	569
MTF 411-6	22	965	638
MTF 412-8	22	720	883
MTF 412-6	30	970	932

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання ескізного компоунування редуктора привода машини
до курсового проекту з дисципліни «Деталі машин»
для студентів спеціальності 6.090200

Укладачі: МОМОТ Дмитро Іванович
ЯНЧЕВСЬКИЙ Ігор Владиславович

Відповідальний за випуск *В. А. Перегон*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *І. В. Янчевський*

План 2012 р. Поз. **.

Підписано до друку **.**.12.

Формат 60×84 1/16. Папір газетний. Гарнітура Times New Roman.

Друк RISO. Ум. друк. арк. , . Обл.-вид. арк. , .

Замовлення № / . Тираж 100 прим. Ціна договірна.

Видавництво ХНАДУ, 61002, м. Харків-МСП, вул. Петровського, 25
Тел./факс: (057) 700-38-64, 707-37-03; e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

*Свідчення Державного комітету інформаційної політики,
телебачення й радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої
справи до державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК № 897 від 17.04.2002 р.*