

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

Циклова комісія природничих дисциплін

**МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ
ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ
навчальної дисципліни «Матеріали та деталі»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
Аеронавігація**

Харків 2022

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2022 № 8

СХВАЛЕНО

Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 22.08.2022 № 1

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2022 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії природничих дисциплін, протокол від
10.08.2022 № 1

Розробники: викладач циклової комісії природничих дисциплін, к.т.н., доцент,
спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Долударева Я.С.,
викладач циклової комісії природничих дисциплін, спеціаліст вищої категорії,
Сіора А.С.

Рецензенти:

1. Завідувач відділення фахової підготовки навчального відділу КЛК ХНУВС,
старший викладач циклової комісії технічного обслуговування авіаційної
техніки КЛК ХНУВС, к.т.н., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист
Владов С.І
2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного
університету імені Михайла Остроградського, к.т.н., доцент Черниш А.А.

1. Розподіл часу навчальної дисципліни за темами

1.1. Розподіл часу навчальної дисципліни за темами (денна форма навчання)

Номер та назва навчальної теми	Кількість годин, відведених на вивчення навчальної дисципліни						Вид контролю
	Всього	з них:					
		лекції	Семінарські заняття	Практичні заняття	Лабораторні заняття	Самостійна робота	
Семестр №3							
Тема №1 Матеріали повітряного судна залізомісткі.	12	4		2		6	
Тема №2 Матеріали повітряного судна незалізомісткі.	6	2				4	
Тема №3 Загальні положення конструювання деталей машин.	6	2				4	
Тема №4 Передачі обертового руху та його основні параметри.	6	2				4	
Тема №5 Зубчасті передачі.	18	2		4	6	6	
Тема №6 Пасові та ланцюгові передачі.	4	2				2	
Тема №7 Осі та вали.	8	2		2		4	
Тема №8 Підшипники.	10	2		4		4	
Тема №9 Нарізні з'єднання.	8	2		2		4	
Тема №10 Шпонкові, шліцьові, штифтові та профільні з'єднання.	6	2				4	
Тема №11 Муфти.	6	2				4	
							Залік
Всього за семестр:	90	24		14	6	46	

1.2. Розподіл часу навчальної дисципліни за темами (заочна форма навчання не передбачена)

2. Методичні вказівки до практичних занять

Тема № 1. Матеріали повітряного судна залізомісткі.

Практичне заняття №1: Матеріали повітряного судна залізомісткі.

Навчальна мета заняття: закріпити знання з даної теми шляхом опрацювання лекційного матеріалу, відповідаючи письмово на запитання тесту.

Кількість годин - 2 (денна форма).

Місце проведення: навчальний кабінет.

Навчальні питання:

1. Металургія чавуну та сталі.
2. Хіміко-термічна обробка сталі.

Література: 1-5 (с. 5 - 62)

План проведення заняття:

I. Порядок проведення вступу до заняття.

Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів освіти.

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти

1. Переглянути навчальні відеофільми «Виробництво і вживання чавуну та сталі», «Виплавка сталі в мартенівських печах», «Пристрій сучасного сталеплавильного цеху», «Металургія чавуну та сталі», «Хіміко-термічна обробка сталі», «Термообробка»

2. Дати відповідь на тестові завдання.

Варіант 1

№ n/n	Запитання	Варіанти відповіді
1.	Що отримують у доменних печах ?	а) сталь; б) чавун; в) усе вищевикладене
2.	Залізовуглецеві сплави, які містять вуглецю до 2,14%, називаються :	а) сталь; б) чавуни; в) залізо
3	Матеріали доменного виробництва, які вступаючи у взаємодію з порожньою породою, утворюють шлаки:	а) флюси; б) мінерали; в) кокс-продукти
4	Сталь виплавляють у :	а) конверторах; б) мартенівських печах; в) електричних печах; г) усе вищевикладене
5	Важливими рудами, з яких отримують чавун, є	а) магнітний залізняк; б) червоний залізняк; в) бурий залізняк; г) усе вищевикладене
6.	Найпоширенішим твердим паливом для доменних печей є:	а) торф; б) вугілля;

		в) кокс; г) усе вищевикладене
7	Конверторну сталь отримують шляхом продування розплавленого чавуну:	а) киснем(повітрям); б) вуглецем;
8	Сплави з вмістом вуглецю до 0,02% називаються :	а) сталь; б) алюміній; в) технічним залізом; г) усе вищевикладене
9	Залежно від хімічного складу і призначення чавуни поділяються:	а)переробні; б) ливарні; в) феросплави; г) усе вищевикладене
10	Найбільш сучасне металургійне обладнання для отримання сталі	а) електропечі; б) мартенівські печі
<i>№ n/n</i>	<i>Запитання</i>	<i>Варіанти відповіді</i>
1.	Здатність чавуну зменшуватися в об'ємі під час переходу з рідкого в твердий стан	а) ліквіація; б) усадка; в) подовження.
2.	Назвіть переваги конверторної сталі	а) найдешевша; б) висока продуктивність; в) усе вищесказане
3.	Здатність розплавленого металу заповнювати ливарну форму.	а) композиційність; б) рідкотекучість.
4.	Відходи доменного процесу, що складаються, в основному, з порожньої породи.	а) окалина; б) шлак; в) феросплави
5.	Назвіть найбільш поширений метод виплавки низьколегованих сталей	а) конверторний; б) мартенівський; в) електропечах
6.	Назва процесу введення в рідкий сплав Х, Н, Си, М, К, В, Т ... для надання чавуну особливих властивостей (жароміцність, зносостійкість тощо).	а) модифікування; б) легування; в) рафінування
7.	Очищення сплавів від непотрібних і шкідливих домішок.	а) модифікування; б) легування; в) рафінування

8.	Для електроплавлення сталей застосовують такі матеріали:	а) брут; б) відходи сталі; в) іноді переробний чавун г) усе вищевикладене
9.	Хімічний елемент, що погіршує ливарні властивості чавуну, збільшує усадку і підвищує схильність до утворення тріщин:	а) сірка; б) фосфор; в) марганець
10.	Нижня частина доменної печі.	а) горн; б) колошник; в) льотка.
<i>№ п/п</i>	<i>Запитання</i>	<i>Варіанти відповіді</i>
1.	Сплав заліза з вуглецем, що містить від 2.14% до 6.67% називається	а) сталь; б) чавун; в) дюралюмін
2.	Процес видалення кисню з рідкої сталі.	а) розкислення; б) розжижування; в) усе вищевикладене
3.	Назва чавуну, який містить вуглець від 4% до 4,4% :	а) передільний (білий); б) сірий; в) модифікований
4.	Верхня частина доменної печі, що служить для завантаження.	а) пояс; б) горн; в) колошник
5.	Виплавка електросталі проходить в закритому об'ємі	а) без повітря; б) з повітрям;
6.	Хімічний елемент, що входить до складу сталі в невеликій кількості і зменшує її теплопровідність.	а) марганець; б) кремній; в) сірка
7.	Хімічний елемент, що підвищує рідкотекучість і зносостійкість, але погіршує оброблюваність чавуну.	а) сірка; б) фосфор; в) марганець
8.	Назвіть недоліки виплавки сталі в електропечах	а) великий розхід

		палива ; б) великий розхід електроенергії; в) неточний хімічний склад (низька якість)
9.	Загальна назва суміші залізняку, палива і флюсів, призначеної для плавки в доменній печі.	а) мінеральні утворення; в) концентрат в) шихта
10.	Назва чавунів, які містять Х, Н, М, Т, Г та інші :	а) спеціальні; б) високоякісні; в) усе вищевикладене

Варіант 2

<i>№ n/n</i>	<i>Запитання</i>	<i>Варіанти відповіді</i>
1.	Назва 7втектоїд , що витримує високі навантаження за високих температур:	а) жароміцна; б) жаростійка; в) корозіоностійка.
2	Як називаються спеціальні елементи, що вводяться в сплав для надання йому певних властивостей?	а) розкислювачі; б) легуючі.
3.	Хімічний елемент, що входить до складу сталі в невеликій кількості і зменшує її теплопровідність:	а) кремній; б) марганець; в) сірка.
4.	Класифікація сталі Ст3кп за розкислюванням:	а) кипляча; б) спокійна.
5.	Літера А у марці сталі 18Х2Н4ВА вказує,що:	а) автоматична сталь; б) високоякісна сталь; в) містить азот в якості легуючого елементу
6.	Цементациєю називається насичення поверхні сталюого виробу:	а) вуглецем; б) азотом; в) одночасно вуглецем і азотом; г) усе вищевикладене
7.	Завдяки хіміко-термічній обробці збільшується і підвищується:	а) твердість поверхневого шару;

		б) зносостійкість; в) жаростійкість; г) корозійна стійкість; д) усе вищевикладене
8.	Високу зварюваність мають сталі.....	а) 8втектоїд ній8ві б) чавуни в) низьковуглецеві г) високолеговані
9.	Вміст вуглецю в 8втектоїд ній сталі складає.....	а) 4,3%; б) 0,8%; в) 6,67%; г) 2,14%
10.	Який зміст вуглецю містить сталь марки У10?	А) 1,0%; б) 10%; в) 0,10%.
<i>№ п/п</i>	<i>Запитання</i>	<i>Варіанти відповіді</i>
1.	Яка з перерахованих сталей є автоматною:	а) А40Г; б) 38ХА; в) 16Г2АФ .
2.	Яка із сталей є швидкорізальною:	а) Р9М4К8; б) 20ХГНР; в) 45
3.	Сталь – це сплав заліза з вуглецем і домішками, в якому вуглецю не більше ніж	а) 0,8% ; б) 2,14%; в) 6,67%.
4.	За призначенням вуглецеві сталі класифікують.....	а) конструкційні; б) інструментальні; в) спеціального призначення; г) усе вищевикладене
5.	Що гарантує літера «Б» в марці сталі БСт5?	а) завод-постачальник гарантує механічні властивості; б) завод-постачальник гарантує хімічний склад; в) завод-постачальник гарантує механічні властивості і хімічний склад.
6.	Азотування називається насичення поверхні	а) вуглецем; б)

	сталю вироу:	азотом; в) однокасно вуглецем і азотом; г) усе вищевикладене
7.	Оснорні види хіміко-термічної обробки:	а) цементация; б) азотування; в) ціанування; г) дифузійне насичення металами; д) усе вищевикладене
8.	Які фактори визначають вид термічної обробки?	а) температура нагрівання та швидкість охолодження; б) швидкість охолодження та вміст вуглецю; в) температура нагрівання та вміст вуглецю
9.	Марки конструкторної вуглецевої сталі звичайної якості:	а) Сталь 45; Сп бкпГ; б) 12Х13; Р6АМ5 в) усе вищевикладене
10.	Один з традиційних методів виробництва сталі:	а) мартенівський; б) доменний.

III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернувши увагу на основні помилки при його виконанні.

Тема № 5. Зубчасті передачі.

Практичне заняття №2: Зубчасті передачі.

Навчальна мета заняття: Вивчення конструкторської та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора.

Кількість годин - 2 (денна форма).

Місце проведення: навчальний кабінет.

Навчальні питання:

3. Вивчення конструкції та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора.

Література: 1-3 (с. 5 - 62)

План проведення заняття:

I. Порядок проведення вступу до заняття.

Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів освіти.

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти

Теоретичні відомості. Редуктор - це передаточний механізм з постійним передаточним числом, який виконано на основі передач зачепленням в окремому закритому корпусі і призначено для зменшення кутової швидкості та збільшення обертового моменту при передачі обертового руху між валами.

Пара зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні, складають ступінь. Якщо редуктор у своєму складі містить один, два і більше ступенів, то він називається відповідно одноступінчастим, двоступінчастим і т.д. Якщо до складу редуктора входять тільки циліндричні зубчасті передачі, то редуктор називається циліндричним зубчастим. Редуктори класифікують:

1) за особливостями роботи (прості або рядові і планетарні);

2) за типом передач (зубчасті циліндричні, зубчасті конічні, черв'ячні та комбіновані);

3) за кількістю ступенів (одно-, дво-, триступінчасті). Найбільш розповсюджені схеми редукторів наведено в табл. 1.1.

Основні параметри евольвентних циліндричних передач Найбільшого розповсюдження набули циліндричні зубчасті передачі з евольвентним зачепленням. Евольвентні зачеплення пари зубчастих коліс (рис. 1.1) характеризуються наступними параметрами.

Початкові кола (їх діаметри $d_{w1} = 2 \cdot r_{w1}$ і $d_{w2} = 2 \cdot r_{w2}$) – такі кола, які в процесі роботи передачі перекочуються одне по другому без ковзання.

Поліус зачеплення - точка дотику початкових кіл.

Лінія зачеплення N-N - лінія, якою переміщується точка контакту зубців пари коліс і яка проходить через поліус зачеплення.

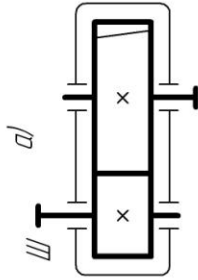
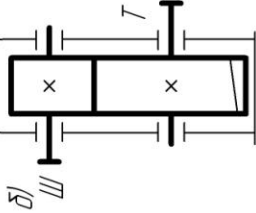
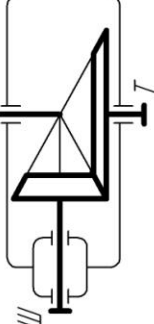
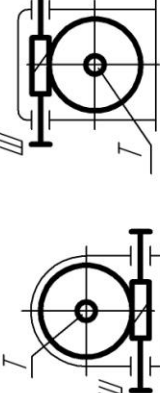
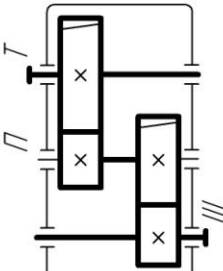
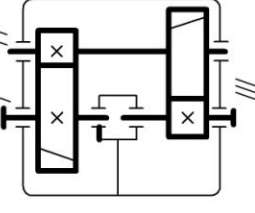
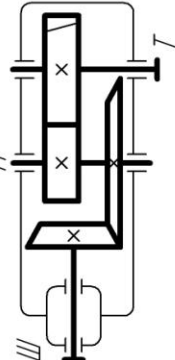
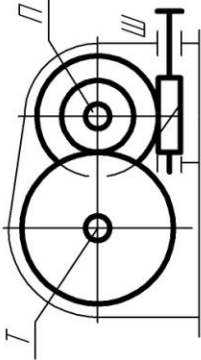
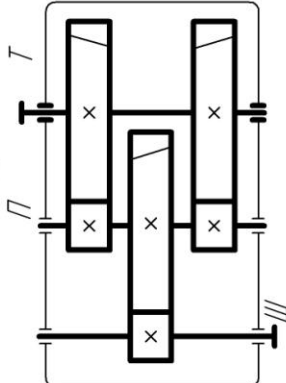
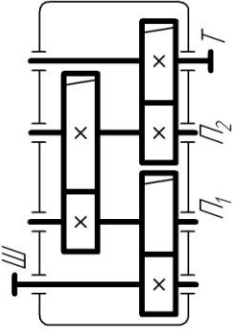
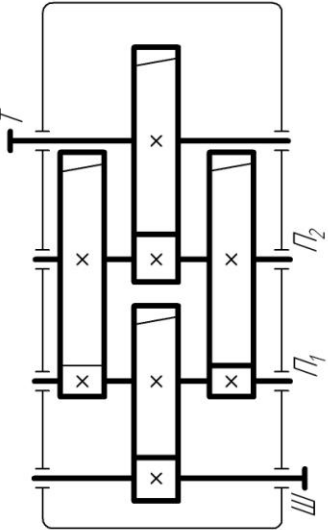
Кут зачеплення α_{tw} – кут між лінією зачеплення і дотичною до початкових кіл у поліусі зачеплення.

Основні кола (їх діаметри $d_{b1} = 2 \cdot r_{b1}$ і $d_{b2} = 2 \cdot r_{b2}$) – кола при обкочуванні яких без ковзання відтворюючою прямою одержують евольвенти, якими окреслюються бічні поверхні зубців.

Ділильні кола (їх діаметри $d_1 = 2 \cdot r_1$ і $d_2 = 2 \cdot r_2$) - кола, якими обкочується інструмент при нарізанні зубців. Ділильним називається тому, що це коло поділяється на теоретичний крок зачеплення $P = \pi \cdot m$.

Коловий крок P_t - відстань між однойменними профілями сусідніх зубців дугою концентричного кола. Розрізняють ділильні, початкові та інші колові кроки зубців.

Таблиця 1.1. Схеми деяких основних редукторів

Редуктори з циліндричними передачами	Редуктори з конічними і циліндричними передачами	Редуктори з черв'ячними і циліндричними передачами
<p>1. Одноступінчастий циліндричний</p>  <p>а)</p>  <p>б)</p>	<p>4. Одноступінчастий конічний</p> 	<p>7. Одноступінчастий черв'ячний</p> 
<p>2. Двоступінчастий циліндричний</p>  <p>Т</p>  <p>Т</p>	<p>5. Двоступінчастий конічно-циліндричний</p>  <p>Т</p>	<p>8. Двоступінчастий черв'ячно-циліндричний</p>  <p>Т</p>
<p>3. Двоступінчастий з роздвоєним тихохідним ступенем</p>  <p>Т</p>	<p>6. Триступінчастий циліндричний</p>  <p>Т</p>	<p>9. Триступінчастий із роздвоєним проміжним ступенем</p>  <p>Т</p>

Головка зуба (висоту ділильної головки зуба позначають h_a) - частина зуба між ділильним колом зубчастого колеса і колом вершин зубців.

Ніжка зуба (висоту ділильної ніжки зуба позначають h_f) - частина зуба, розташована між ділильним колом зубчастого колеса і колом впадин.

Висота зуба:

$$h = h_a + h_f. \quad (1.1)$$

Коло вершин зубців (його діаметр $d_a = 2 \cdot r_a$) - коло, що обмежує головки зубців.

Коло впадин (його діаметр $d_f = 2 \cdot r_f$) - коло, що проходить через основи впадин зубців.

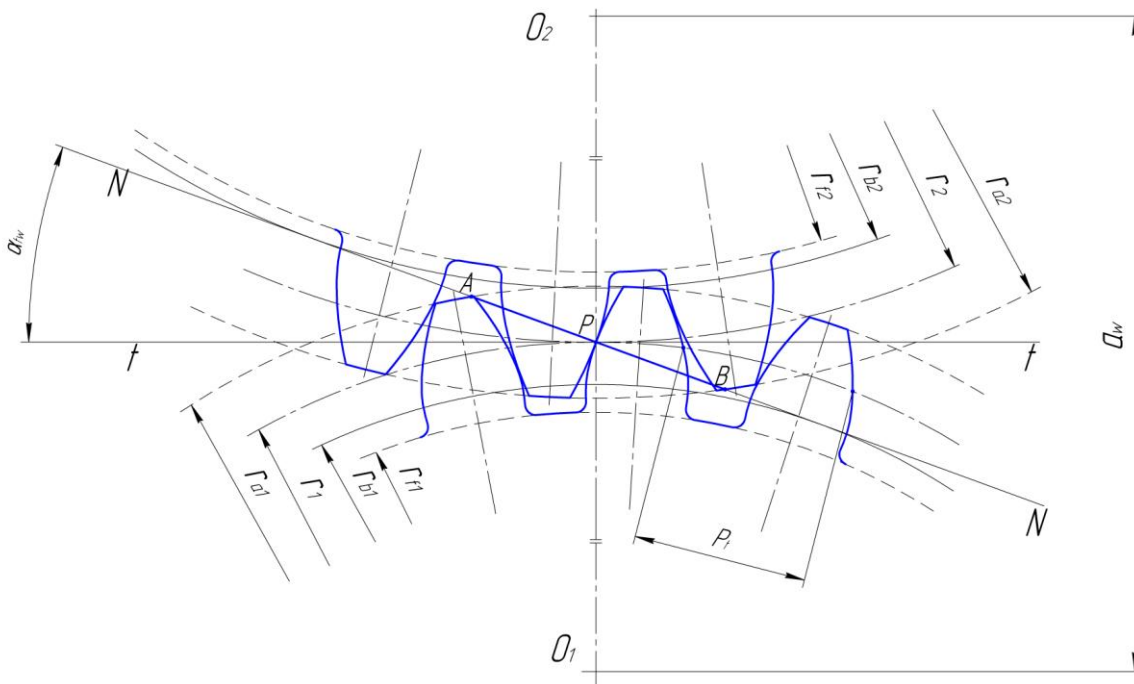


Рис. 1.1. Основні геометричні параметри
циліндричної зубчастої передачі з евольвентними

Міжосьова відстань a_w - відстань між осями коліс одного ступеня, яка дорівнює сумі радіусів пари початкових коліс шестерні та колеса

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}). \quad (1.2)$$

Згідно з ГОСТ 2185-66 міжосьові відстані циліндричних передач редукторів a_w , мм вибираються з рядів:

1-й ряд: 40,50,63,80,100,125,160,200,250,315,400,500;

2-й ряд: 140,180,225,280,355,450,560.

Числа зубів шестерні та колеса відповідно позначають z_1 і z_2 .

Модуль зачеплення - відношення кроку до числа π

$$m = P_t / \pi. \quad (1.3)$$

У колесах з косими та криволінійними зубцями крім *колового кроку* P_t , який визначається в паралельному торцю колеса перерізі, розрізняють *нормальний крок зубців* P_n , який вимірюється дугою лінії перетину ділильного

циліндра з нормальною до напрямку зубців площиною, та *осьовий крок*, який вимірюється в осьовому перерізі колеса.

Лінія перетину бічної поверхні зубця з ділильною, початковою або з іншими співвісними поверхнями зубчастого колеса називається *лінією зубця*.

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається кутом нахилу зубця і позначається β . Зв'язок між нормальним та коловим кроками

$$P_n = P_t \cdot \cos \beta. \quad (1.4)$$

Відповідно до колового та нормального кроків зубців у косозубих передачах розрізняють *коловий* m_t та *нормальний* m_n модулі зубців $m_t = P_t / \pi$, $m_n = P_n / \pi$, які зв'язані між собою співвідношенням:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta. \quad (1.5)$$

У прямозубих колесах $m_n = m_t = m$.

Модулі зубців стандартизовані (у прямозубих колесах m , а в косозубих m_n) згідно з ГОСТ 9563-60. Стандартні модулі від 1 до 18 мм наступні:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

Основні співвідношення для діаметрів кіл стандартних передач без зміщення:

$$d_w = d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}; \quad (1.6)$$

$$d_a = d_w + 2m_n; \quad (1.7)$$

$$d_f = d_w - 2,5m_n. \quad (1.8)$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (1.9)$$

Передаточне відношення зубчастої передачі дорівнює:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (1.10)$$

де ω_1 , ω_2 , n_1 , n_2 – кутові швидкості та частоти обертання відповідно шестерні та колеса.

Передаточне число зубчастої передачі

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.11)$$

Передаточне число послідовно розташованих n зубчастих передач

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (1.12)$$

Згідно з ГОСТ 2185-66 номінальні передаточні числа циліндричних зубчастих передач приймають рівними:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Конструктивні особливості зубчастих коліс. Основні конструктивні особливості зубчастих коліс - обід, диск або спиці та маточина (рис. 1.2). Обід

сприймає навантаження від зубців і повинен бути достатньо міцним і в той же час податливим, щоб навантаження рівномірно розподілялось довжиною зубця. Маточина слугує для з'єднання колеса з валом і може бути розташована симетрично або несиметрично відносно обода, а також рівною ширині обода. Диск або спиці з'єднують обід і маточину.

Зубчасті колеса невеликих розмірів ($d < 200$ мм) виготовляють з круглого прокату кованих або штампованих заготовок (рис. 1.3, в). Колеса середніх розмірів ($d < 600$ мм) виготовляють із заготовок, одержаних куванням, штампуванням або литтям (рис. 1.3, д). Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 6.3, д) або зварюванням (рис. 1.3, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 1.3, е). Циліндричні та конічні шестерні, коли відстань від впадини до шпонкового паза не перевищує $2m$ для циліндричних і $1,8 m_{te}$ для конічних коліс, виконують як одне ціле з валом (вал-шестерні).

Конструктивні особливості валів та їх з'єднань з деталями, які на них установлені. Вали - деталі, які передають у редукторі обертальний момент та підтримують в обертальному русі деталі, що на них закріплені, за формою геометричної осі є прямолінійними (рис. 1.4). За конструкцією такі вали можуть бути циліндричними постійного діаметра, ступінчастими і з нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами. Перехідні ділянки вала між двома суміжними ступенями різних діаметрів виконують галтеллю певного радіуса або проточеним рівцем для виходу шліфувального круга. Консольні ділянки вхідних та вихідних валів виконуються циліндричними і конічними. Для з'єднань валів з деталями, що передають обертальний момент застосовують шпонкові і шліцеві (зубчасті) з'єднання та з'єднання з натягом (рис 1.5, 1.6, 1.7).

Посадки деталей на валах: зубчасті колеса саджають на вал на посадці $\frac{H7}{p6}$ (при \varnothing до 120 мм) і $\frac{H7}{r6}$ (при \varnothing більше 80 до 500 мм) або по $\frac{H8}{S7}$; при важких ударних навантаженнях застосовують посадки $\frac{H7}{r6}$ (при \varnothing до 120 мм), $\frac{H7}{p6}$ (при \varnothing більше 80 до 500 мм), $\frac{H8}{u8}$, а при частому демонтажі перехідні посадки $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{k6}$; муфти монтують на перехідних посадках $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{k6}$, а при важких ударних навантаженнях - $\frac{H7}{p6}$ або $\frac{H7}{r6}$; розпірні втулки ставлять на рухомих посадках $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$.

Осьова фіксація коліс здійснюється упором одного з торців маточини колеса в буртик вала і установкою розпірної втулки між іншим торцем маточини колеса і торцем внутрішнього кільця підшипника або установкою двох розпірних втулок (за відсутності буртика) між обома торцями маточини

колеса і торцями внутрішніх кілець підшипників або мастило-утримуючих кілець.

Для компенсації неточності положення коліс ширину одного з них (шестерні) роблять більше ширини другого колеса.

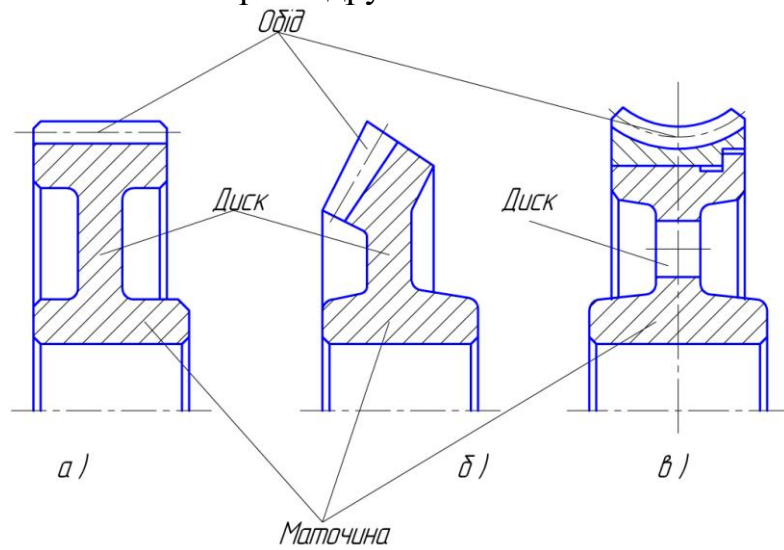


Рис. 1.2. Конструктивні особливості коліс: *a* – циліндричного; *б* – конічного; *в* – черв'ячного

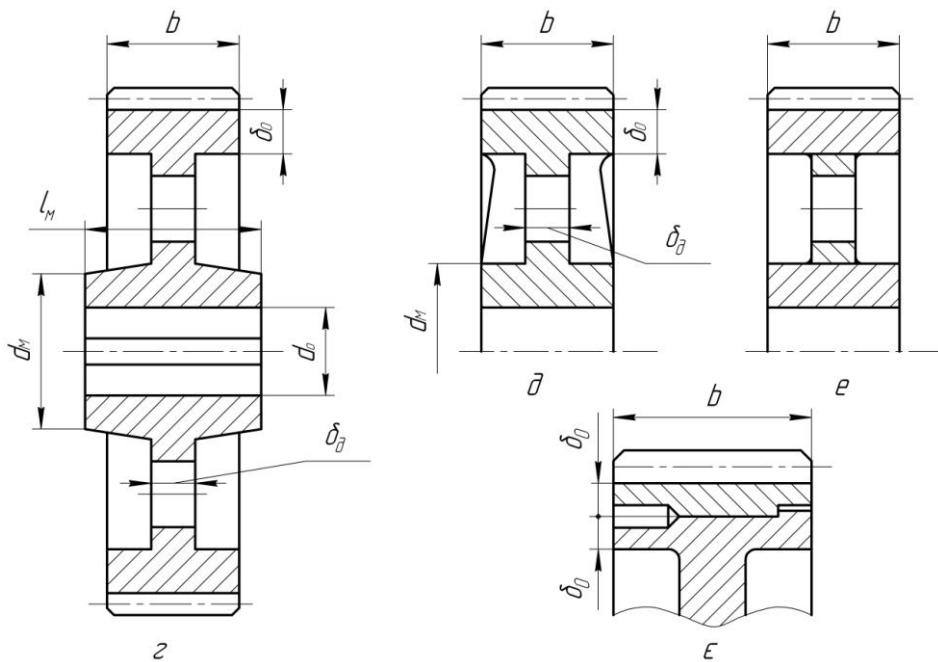


Рис. 1.3. Конструкції зубчастих коліс

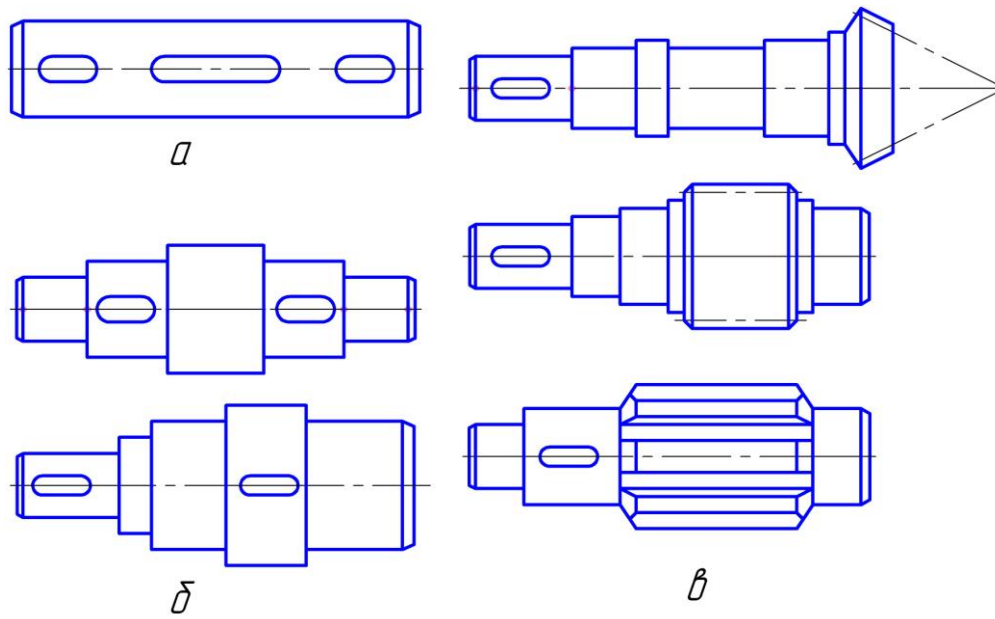


Рис. 1.4. Конструкція валів

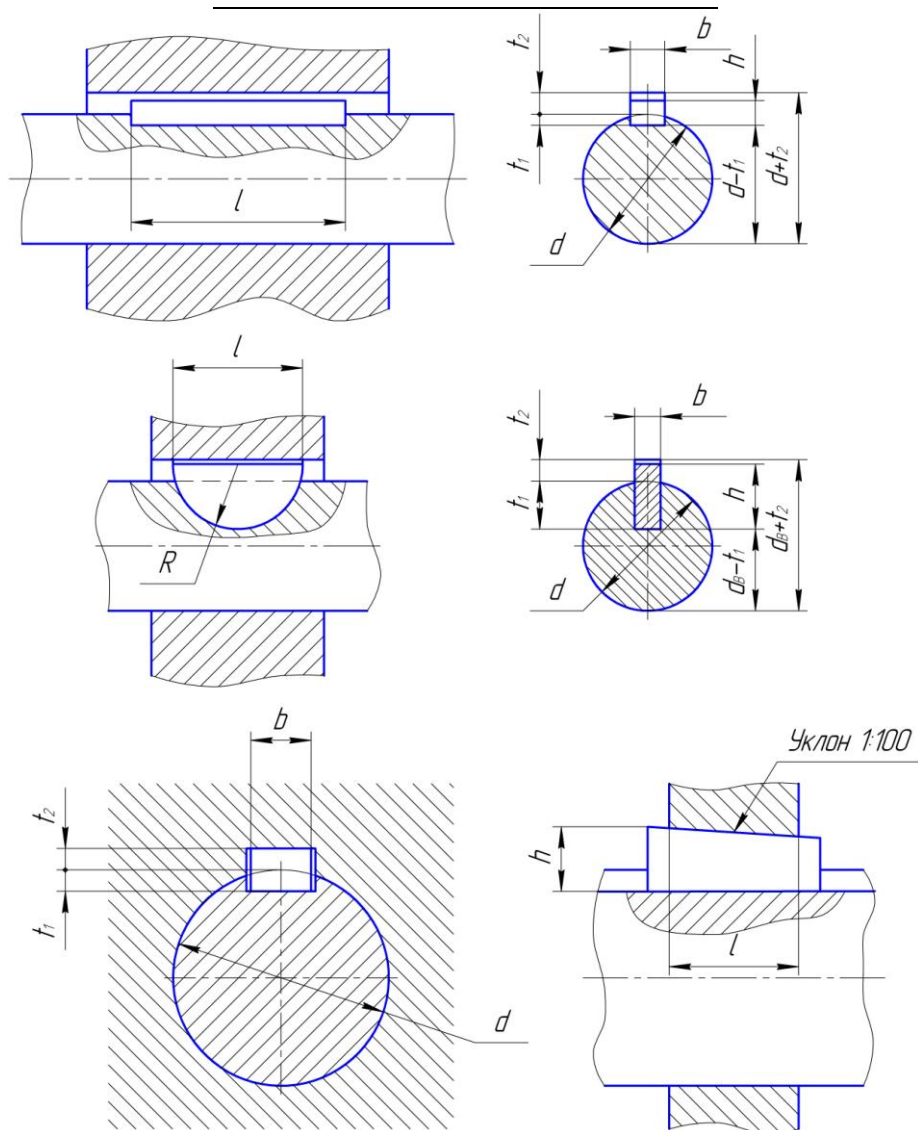


Рис. 1.5. Шпонкове з'єднання маточин коліс з валами

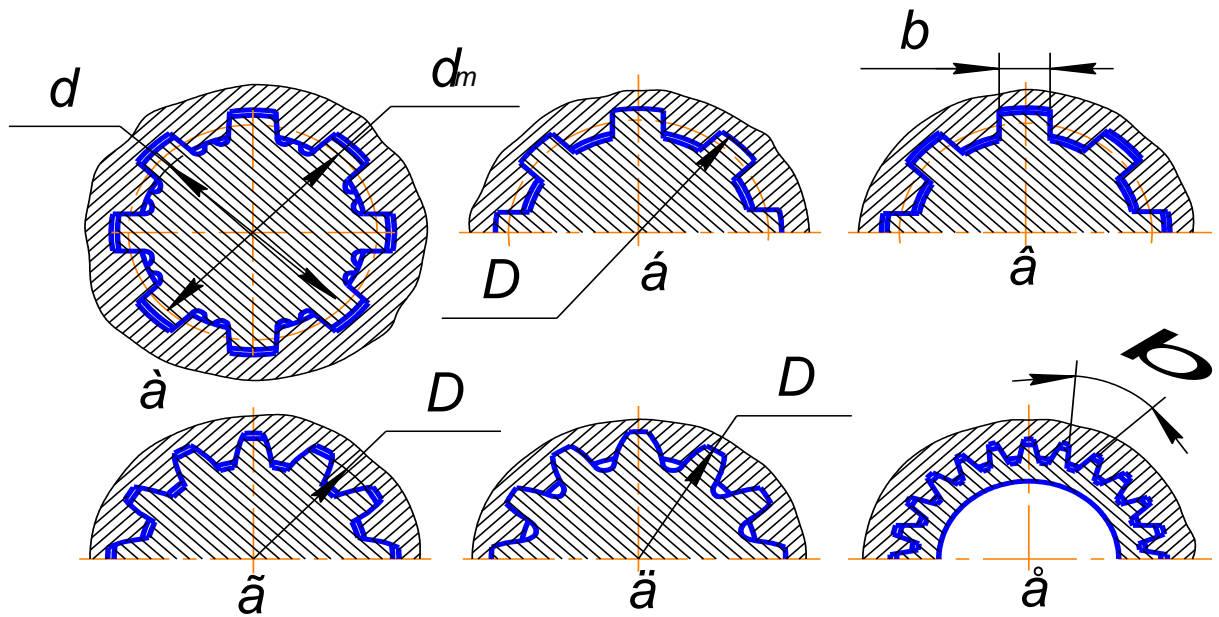


Рис. 1.6. Конструкція зубчастих з'єднань

III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернувши увагу на основні помилки при його виконанні.

Тема № 3. Зубчасті передачі.

Практичне заняття №3: Зубчасті передачі.

Навчальна мета заняття: Вивчення конструкції та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора.

Кількість годин - 2 (денна форма).

Місце проведення: навчальний кабінет.

Навчальні питання:

Вивчення конструкції та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора.

Література: 1-3 (с. 5 - 62)

План проведення заняття:

I. Порядок проведення вступу до заняття.

Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів освіти

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти.

Циліндричні передачі передають обертальний момент між паралельними

валами і розподіляються на передачі зовнішнього та внутрішнього зачеплення. В залежності від розташування зубів передачі розподіляють на прямозубі, косозубі та шевронні (рис. 2.1).

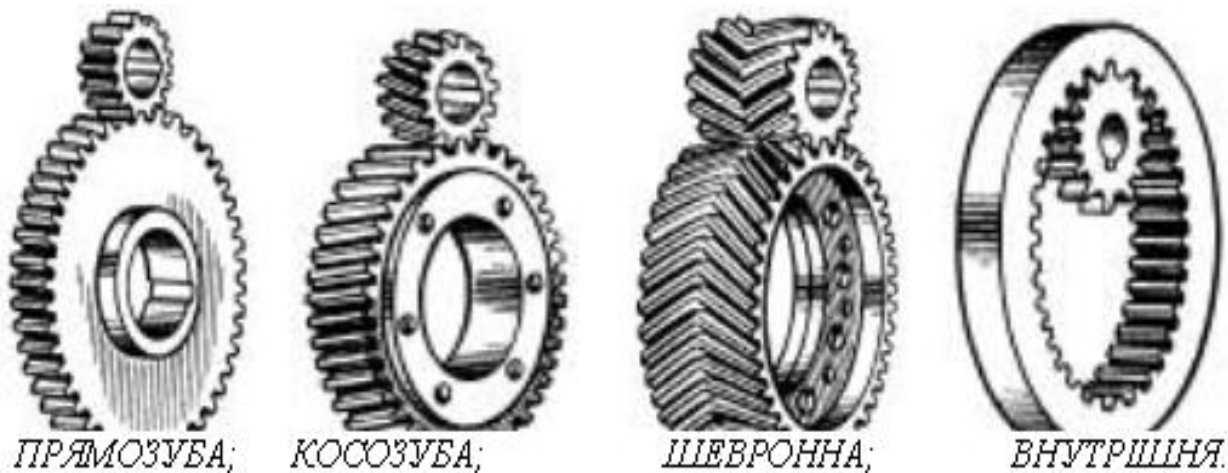


Рис.2.1 Типи циліндричних передач

Прямозубі колеса застосовують при невисоких і середніх швидкостях, коли динамічні навантаження від неточності виготовлення невеликі, у планетарних, відкритих передачах, а також при необхідності осьового переміщення коліс.

Косозубі колеса мають більшу плавність ходу й застосовуються для відповідальних механізмів при середніх і високих швидкостях, але мають осьову силу в зачепленні, що вимагає посилення опорних вузлів передачі.

Шевронні колеса мають достоїнства косозубих коліс плюс урівноважені осьові сили, що дає можливість передавати значні обертальні моменти при невеликих габаритних розмірах передачі.

Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Менше із пари зубчатих коліс називають шестернею, а більше – колесом. Термін «зубчате колесо» являється загальним. Всі параметри, що мають відношення до шестерні позначаються індексом – 1, а до колеса – 2 (рис. 2.2).

Основною геометричною характеристикою є модуль зачеплення m , мм. Величина модуля зачеплення вибирається згідно стандарту.

Z_1, Z_2 – число зубів шестерні і колеса, відповідно. Мінімальне число зубів шестерні приймають не менше ніж 17 штук. В противному випадку буде мати місце підрізання зубів в процесі їх виготовлення.

$h' = m$ – висота головки зуба.

$h'' = 1,25m$ – висота ніжки зуба.

$h = 2,5m$ – висота зуба.

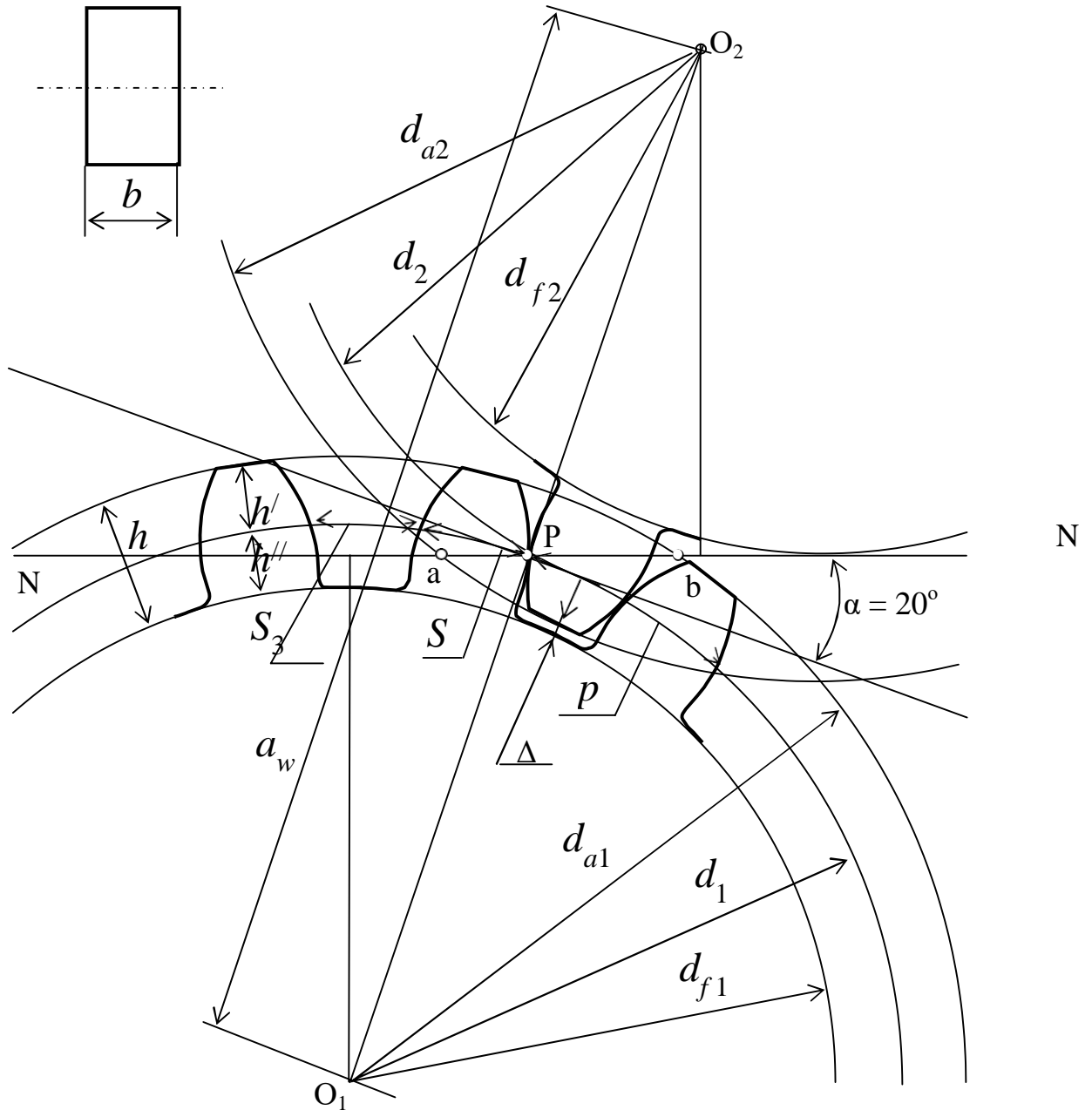


Рис. 2.2 Геометричні параметри прямозубого зачеплення

$d_1 = mZ_1$; $d_2 = mZ_2$ – дільний діаметр шестерні і колеса, відповідно.

$d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2m$ діаметр вершин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$d_{f1} = d_1 - 2,5m$; $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ діаметр западин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$ – міжосьова відстань.

$p = \pi m$ – крок зачеплення, відстань по дільному колу між однойменними робочими профілями.

$S = 1/2 p$ – товщина зуба по дільному колу.

$S_3 = 1/2 p$ – ширина западини по ділильному колі.

Δ – радіальний зазор.

α – кут зачеплення. В основному кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

b – ширина вінця зубчатого колеса.

$N-N$ – лінія передачі руху.

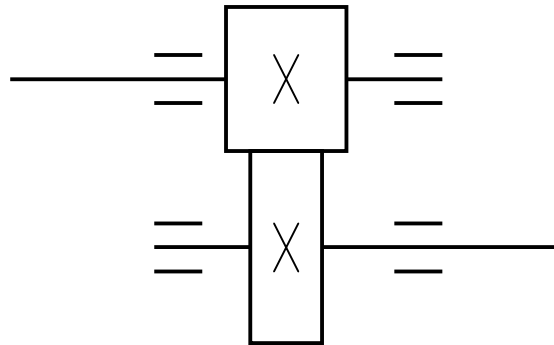
(ab) – довжина активної лінії зачеплення.

P – полюс зачеплення.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Завдання. Розрахувати одноступінчасту циліндричну передачу з косим зубом

Схема передачі



Параметри передачі:

1. Потужність електродвигуна $N = 30,0 \text{ кВт}$;
2. Частота обертання валу електродвигуна $n = 720 \text{ хвл}^{-1}$;
3. Передаточне відношення передачі $u = 2,24$.

1. Кінематичний розрахунок передачі

Визначаємо частоту обертання та кутову швидкість валів передачі: частота обертання бистрохідного валу

$$n_1 = n ; n = 720 \text{ хвл}^{-1} ;$$

кутова швидкість бистрохідного валу

;

частота обертання тихохідного валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u} ;$$

кутова швидкість тихохідного валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u};$$

Визначаємо величину обертальних моментів на валах передачі: обертальний момент швидкохідного валу

$$;T_1 = 30000 / 75 = 400 \text{ Нм}$$

обертальний момент тихохідного валу

$$T_2 = T_1 \times u; \quad T_2 = 400 \times 2,24 = 896 \text{ Н*м.}$$

2. Розрахунок зубчастої передачі

2.1. Вибір матеріалу зубчастих коліс

Вибираємо матеріал з середніми механічними властивостями. Згідно[1] для шестерні вибираємо матеріал сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 269...302; для колеса сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 235...262.

Механічні характеристики сталі 40Х

Назва	Позначення	шестерня	колесо
Межа текучості	σ_t , МПа	690	540
Межа міцності	σ_B , МПа	930	830
Одиниці твердості	НВ	270	245

2.2. Визначаємо допустимі контактні напруження та напруження згину

Визначаємо допустимі контактні напруження.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL}}{[n_H]},$$

де $\sigma_{H \text{ lim}}$ – межа контактної витривалості, МПа;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності;

$[n_H]$ – коефіцієнт запасу міцності.

Згідно [1, Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1984. –560с.] маємо $\sigma_{H \text{ lim}} = 2HB + 70$; $\sigma_{H \text{ lim}} = 560$ МПа; $K_{HL} = 1$; $[n_H] = 1,15$.

$$[\sigma_H] = \frac{560}{1,15} = 487 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження згину

де $\sigma_{F \text{ lim}}$ – межа витривалості матеріалу;

$[n_F] = [n_{F1}] \cdot [n_{F2}]$ – коефіцієнт запасу міцності.

$[n_{F1}]$ – враховує неоднорідність властивостей матеріалу;

$[n_{F2}]$ – враховує спосіб отримання заготовки зубчастих коліс.

Згідно [1] маємо $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8HB$, $[n_{F1}] = 1,75$, $[n_{F2}] = 1$.

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8 * 270 = 486 \text{ МПа, } \sigma_{F2 \text{ lim}} = 1,8 * 245 = 440 \text{ МПа,}$$

$$[n_F] = 1,75 * 1 = 1,75.$$

Допустимі напруження згину для шестерні і колеса:

$$[\sigma_{F1}] = 278 \text{ МПа, } [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа.}$$

2.3. Визначаємо геометричні параметри передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови контактної витривалості поверхні зубців

$$a_w = (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}}},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення напружень по ширині вінця зубчастого колеса;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса по міжосьовій відстані.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,15$, $\psi_{ba} = 0,4$.

Міжосьова відстань

$$a_w = (2,24 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{487}\right)^2 \cdot \frac{896000 * K_{H\beta}}{2,24^2 * 0,4}} = 175,8 \text{ мм.}$$

Згідно стандарту приймаємо $a_w = 200 \text{ мм.}$

Визначаємо нормальний модуль зачеплення

Згідно стандарту приймаємо.

Приймаємо попередній кут нахилу зуба $\beta = 10^\circ$ і визначаємо кількість зубів шестерні та колеса

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u+1)m_n}, \quad z_1 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,9848}{(2,24+1)2} = 60,8.$$

Приймаємо $z_1 = 60$, і, відповідно, $z_2 = 2,24 \cdot 60 = 134$.

Уточнюємо кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w}, \quad \cos \beta = \frac{(60+134)2}{2 \cdot 200} = 0,97,$$

відповідно $\beta = 14^\circ$.

Визначаємо основні геометричні параметри шестерні та колеса:

Ділильні діаметри $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$,

$$d_1 = \frac{2 \cdot 60}{0,97} = 123,7 \text{ мм}, \quad d_2 = \frac{2 \cdot 134}{0,97} = 276,3 \text{ мм};$$

діаметри вершин зубів $d_a = d + 2m_n$,

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 127,7 \text{ мм}, \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n = 280,3 \text{ мм};$$

діаметр западин зубів $d_f = d - 2,5m_n$,

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 118,7 \text{ мм}, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 271,3 \text{ мм}.$$

Перевірка правильності розрахунку $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$,

$$a_w = \frac{123,7 + 276,3}{2} = 200 \text{ мм}.$$

Фактичне передаточне відношення $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{134}{60} = 2,233$.

Визначаємо ширину колеса і шестерні $b_2 = \psi_{ba} a_w$,

$$b_2 = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_2 = 80$ мм, $b_1 = b_2 + (3 \dots 5) \text{ мм} = 85$ мм.

Визначаємо окружну швидкість колеса і назначаємо ступінь точності передачі

$$V = \frac{75 \cdot 123,7}{2 \cdot 10^3} = 4,64 \text{ м/с}.$$

Згідно [1] приймаємо степінь точності – 8.

2.4. Перевірка зубів на витривалість по контактним напруженням.

Визначаємо розрахункові контактні напруження

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}},$$

де $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілення навантаження між зубцями;

K_{HV} – коефіцієнт динамічності.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,05$, $K_{H\alpha} = 1,09$, $K_{HV} = 1,0$, відповідно

$$K_H = 1,05 * 1,09 * 1,0 = 1,2.$$

Таким чином,

$$\sigma_H = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{896000 * 1,2 (2,24+1)^3}{80 * 2,24^2}} = 407 \text{ МПа} < 487 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

Визначаємо розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n},$$

де F_t – окружна сила;

$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

Y_F – коефіцієнт міцності зуба по місцевим напруженням;

Y_β – коефіцієнт компенсації похибки, яка виникає внаслідок спрощеної розрахункової схеми.

Згідно [1] маємо $K_{F\beta} = 1,3$, $K_{F\alpha} = 1$, $K_{FV} = 1,1$, відповідно

$$K_F = 1,3 * 1 * 1,1 = 1,43.$$

Визначаємо зусилля в зачепленні:

$$\text{окружна сила } F_t = \frac{2T_2}{d_2}, F_t = \frac{2 * 896000}{276,3} = 6493 \text{ Н};$$

радіальна сила $F_r = F_t \frac{tg\alpha}{\cos\beta}$, $F_r = 6493 * \frac{0.36}{0.97} = 2410 \text{ Н}$;
 осьова сила $F_a = F_t tg\beta$, $F_a = 6493 * 0.256 = 1662 \text{ Н}$.

Визначаємо еквівалентне число зубів шестерні та колеса

$z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$, $z_{v1} = 65$, $z_{v2} = 158$, і згідно [1] визначаємо $Y_{F1} = 3,62$ та $Y_{F2} = 3,6$.

Перевірочний розрахунок проводимо для зубів колеса, для якого найдене співвідношення найменше.

Визначаємо коефіцієнт $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 0,9$.

Розраховуємо напруження згину для зубів колеса

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n}, \sigma_F = \frac{6493 * 1,43 * 3,6 * 0,9}{80 * 2} = 188 \text{ МПа} < 206 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

2.5. Конструювання зубчатого колеса

Для визначення діаметру отвору під вал необхідно виконати попередній розрахунок валу на кручення за зниженими допустимими дотичними напруженнями. Для вуглецевих і легованих сталей $[\tau] = 10 \dots 25 \text{ МПа}$.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного валу

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}}, d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{896000}{0,2 * 20}} = 60,73 \text{ мм}, \text{ приймаємо } d_{b2} = 62 \text{ мм}.$$

Згідно [1,4,7] назначаємо діаметр вала під підшипник $d_n = 65 \text{ мм}$, а діаметр вала під колесо $d_k = 70 \text{ мм}$.

Визначаємо геометричні параметри колеса:

діаметр отвору під вал $d = 70 \text{ мм}$;

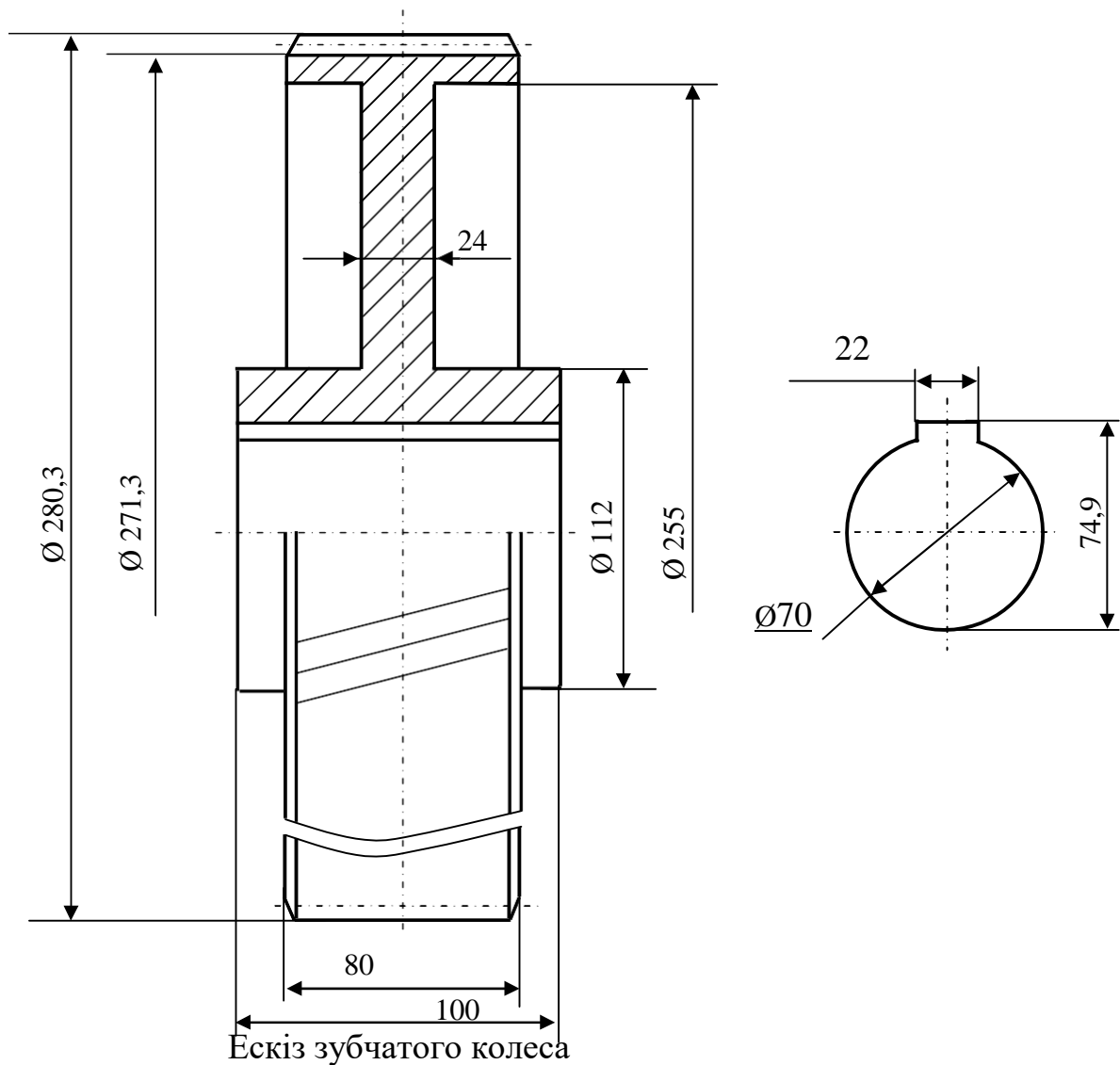
діаметр маточини $d_m = 1,6d = 1,6 * 70 = 112 \text{ мм}$, приймаємо $d_m = 112 \text{ мм}$;

довжина маточини $l_M = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5)70 = 84 \dots 105 \text{ мм}$, приймаємо $l_M = 100 \text{ мм}$;

товщина ободу $\delta = (2,5 \div 4)m_n = (2,5 \div 4)0 = 5,0 \dots 8,0 \text{ мм}$, згідно вимогам міцності $\delta \geq 8,0 \text{ мм}$, тому приймаємо $\delta = 8,0 \text{ мм}$;

товщина диска $c = 0,3b_2 = 0,3 * 80 = 24 \text{ мм}$, приймаємо $c = 24 \text{ мм}$.

Згідно діаметру вала в місці посадки зубчатого колеса ($d_k = 70 \text{ мм}$) вибираємо по [1,4] шпонку призматичну $b \times h \times l = 22 \times 12 \times 100 \text{ мм}$, $t_2 = 4,9 \text{ мм}$.



III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернув увагу на основні помилки при його виконанні.

Тема № 7. Осі та вали.

Практичне заняття №4: Осі та вали.

Навчальна мета заняття: поглибити і розширити знання здобувачів освіти з деталей машин (осі та вали), ознайомити їх із методикою розрахунку.

Кількість годин - 2 (денна форма).

Місце проведення: навчальний кабінет коледжу.

Навчальні питання:

1. Розрахунок валів на міцність та жорсткість.

Література: 1, 2, 3 (с. 109 - 130)

План проведення заняття:

I. Порядок проведення вступу до заняття.

Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів освіти

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти .

При вивченні теми здобувач повинен зосередити увагу на наступних питаннях теоретичного характеру, які висвітлені в базовому підручнику (1) та додаткових джерелах(2,3). При вивченні теми здобувач повинен засвоїти конструкції та матеріали осей та валів, ознайомитись з розрахунком осей та валів на витривалість і на статичну міцність, знати критерії розрахунку.

1. Загальні відомості. Конструкції та матеріали осей та валів

Окремі елементи машин, що здійснюють обертовий рух, розміщують на осях та валах, які забезпечують для цих елементів постійне положення геометричної осі обертання.

Вісь — деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує елементи машини у їхньому обертовому русі, не передаючи корисного крутного моменту.

Вал — деталь, яка, на відміну від осей, призначена для передавання крутного моменту та підтримування елементів машини у їхньому обертовому русі. Існують деякі види валів, наприклад гнучкі дротяні та торсіонні, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

У деяких випадках конструктивне розв'язування певних задач може бути виконане з використанням осі або валу. Так, у приводі барабана підйомного механізму у кранах (рис. 3.1, а) зубчасте колесо 1 разом із приєднаним до нього барабаном 2 встановлені на осі 3. У схемі привода (рис. 3.1, б) зубчасте колесо і барабан 2 виконані розділеними і встановлені на валу 3, який передає крутний момент на відрізок між колесом та барабаном.

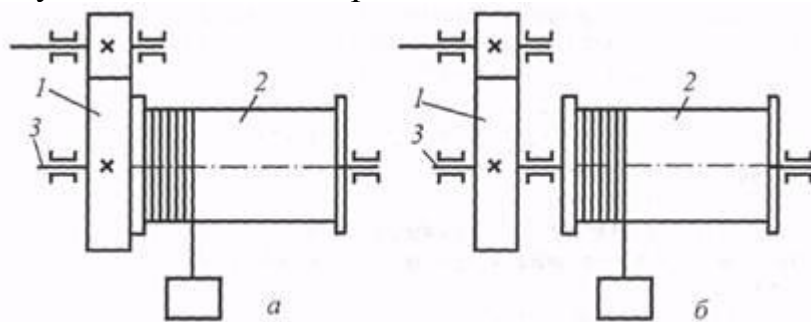


Рис. 3.1. Конструктивне розв'язання задачі з використанням осі або валу

Конструктивно осі можуть бути виконані з можливістю обертання (рис. 3.2, а) або нерухомими (рис. 3.2, б). Осі, що обертаються навіть під час постійного за модулем та напрямом навантаження, працюють у гірших умовах циклічно змінних **напружень**, але зручніші в експлуатації, бо допускають використання

Виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих

умовах під час постійних навантажень (за модулем та напрямом), але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які влаштовуються в насаджуваних на вісь деталях.

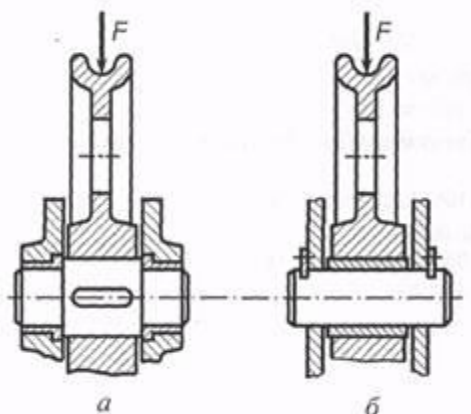


Рис. 3.2. Конструкції осей

Найпоширеніші вали за конструкцією можуть бути циліндричними постійного діаметра (рис. 3.3, а), ступінчастими (рис. 3.3, б) і з нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами (рис. 3.3, в). Ступінчасті вали і вали з нарізаними зубчастими вінцями більш складні за конструкцією та у виготовленні, але дають змогу простіше здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечують створення упорів та буртиків для осьової фіксації встановлених на валах деталей. Крім того, змінюючи розміри перерізів, можна наблизити форму вала до найвигіднішої форми бруса рівного опору, що особливо важливо для валів, навантажених змінними за довжиною згинальними та крутними моментами.

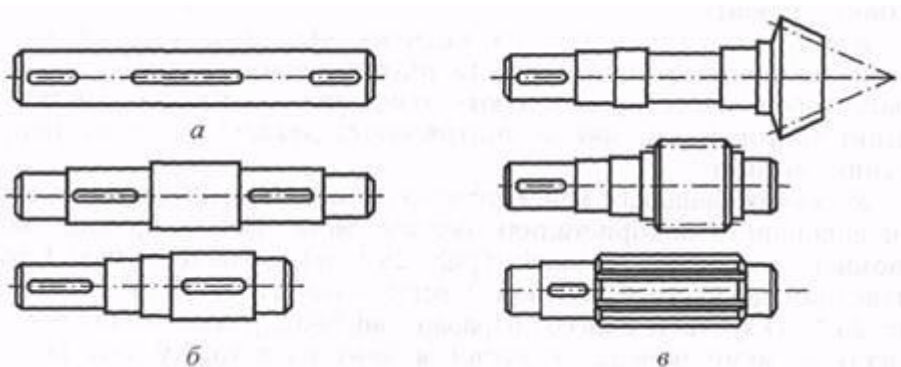


Рис. 3.3. Конструкції валів

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними (рис. 3.4, а) або порожнистими (рис. 3.4, б), а за обрисом перерізу гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шліцьовими або прямокутними (рис. 3.4, в, г, д). У разі використання порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення $d_0/d = 0,5 \dots 0,6$, то маса зменшується на 22-30 %.

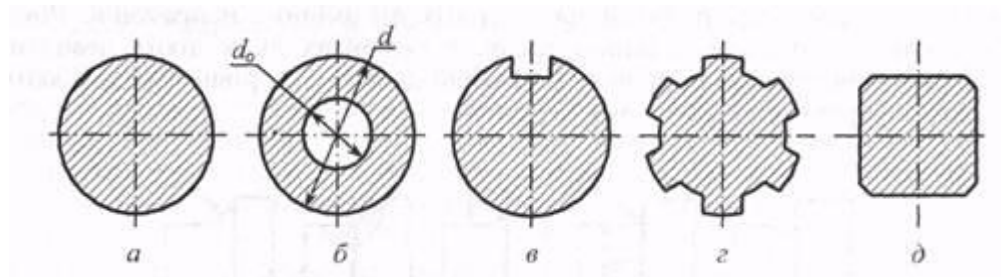


Рис. 3.4. Форми поперечних перерізів валів

Опорні частини валів та осей називаються цапфами. Проміжні цапфи називаються шийками, а кінцеві — шипами.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути циліндричними, конічними або сферичними (рис. 3.5, а). Основне застосування мають циліндричні цапфи як технологічно найпростіші. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи і для Осьової фіксації вала.

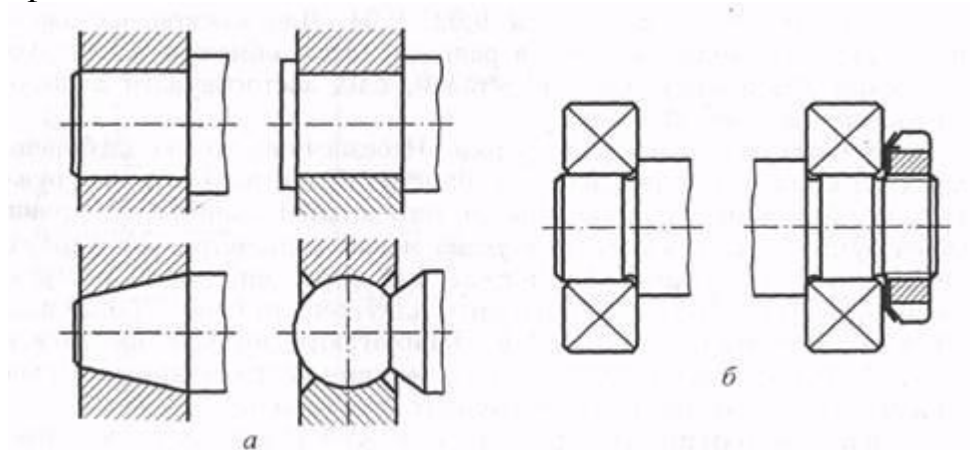


Рис. 3.5. Конструкції опорних ділянок осей та валів

Сферичні цапфи, дуже обмежено (через складність виготовлення) застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.

Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 3.5, б) виконують циліндричними. В деяких випадках вони мають різьбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

Основними матеріалами для валів та осей є вуглецеві та леговані сталі. Заготовками для валів діаметром до 150 мм переважно є круглий

Прокат, а для валів більшого діаметра та фасонних валів — поковки. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями. Параметри шорсткості поверхонь: під підшипники кочення $Ra=(3,2 \dots 0,80)$ мкм, а під підшипники ковзання $Ra=(0,40 \dots 0,1)$ мкм.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском.

2. Розрахункові схеми валів та осей. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні встановлених на них зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи **ланцюгової** передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей. Складаючи розрахункові схеми валів та осей, необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами, місця розміщення деталей, через які передаються на вали та осі зовнішні навантаження.

При вузьких опорах вала чи осі (підшипники кочення, підшипники ковзання з відношенням довжини цапфи до її діаметра $L/d < 0,6$) центр опори суміщають із серединою підшипника (рис. 3.6, а). При широких опорах ковзання ($L/d > 0,6$) внаслідок нерівномірності розподілу навантаження по довжині підшипника теоретично центр опори вважають розміщеним приблизно на відстані $(0,25 \dots 0,30)L$ від краю підшипника з боку навантаженої частини вала чи осі (рис. 3.6, б).

Подібні міркування можна навести і щодо вибору перерізів вала, в яких передаються *навантаження* від насаджених на нього деталей. Найпростішим є припущення про передачу навантаження у середньому перерізі по довжині посадочної поверхні.

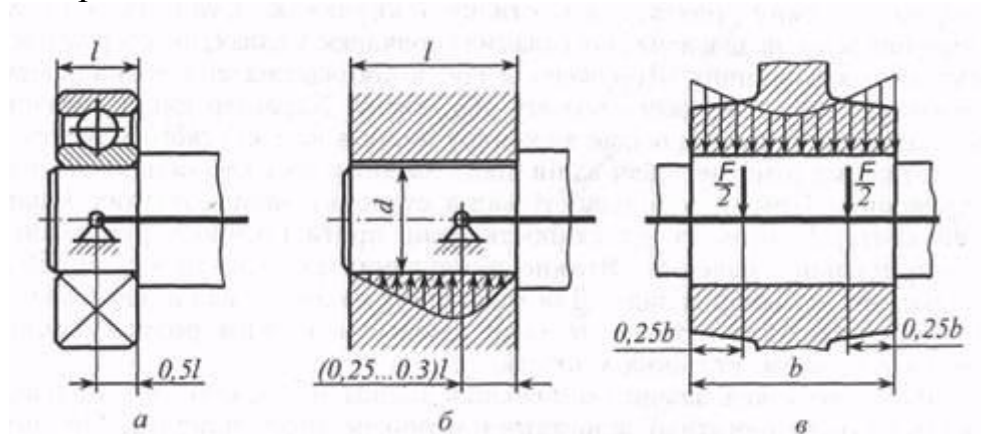


Рис. 3.6. До складання розрахункових схем валів

Це припущення можна брати, якщо відстань між опорами вала чи осі значно перевищує ширину B деталі. Інакше слід враховувати закономірність розподілу навантаження вздовж посадочної поверхні хоча б рознесенням зовнішнього навантаження F так, як показано на рис. 3.6, в.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними.

Питання по темі.

Призначення осей та валів. Конструкції та матеріали осей та валів. Розрахункові схеми осей та валів. Критерії розрахунку осей та валів. Розрахунок осей та валів на статистичну міцність.

Задача. Розрахувати ведений вал редуктора з косозубою циліндричною зубчастою передачею. Відомі величини: номінальні обертові моменти на

веденому валу T_1 і T_2 ($T_1=T_2$), коефіцієнт короточасних перевантажень K_p , дільний діаметр розташованого на валу зубчастого колеса, ширина зубчастого колеса, сили, що діють на колесо (колова сила, радіальна сила, осьова сила).

III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернувши увагу на основні помилки при його виконанні.

Тема № 8. Підшипники.

Практичне заняття №5, 6: Підшипники.

Навчальна мета заняття: Вивчення конструкції та основних параметрів підшипників.

Кількість годин - 2 (денна форма).

Місце проведення: навчальний кабінет коледжу.

Навчальні питання:

1. Вивчення конструкції та основних параметрів підшипників.

Література: 1-3 (с. 5 - 62)

План проведення заняття:

I. Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів.

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти.

Конструктивні особливості підшипникових вузлів. Вали в редукторах опираються на підшипники кочення, які розташовані в підшипникових вузлах. У редукторах для обпирання валів в основному застосовують: радіальні однорядні кулькові підшипники, радіальні дворядні сферичні кулькові підшипники, роликопідшипники з короткими циліндричними роликами, радіально-упорні кулькові підшипники, конічні роликопідшипники, упорні кулькові підшипники.

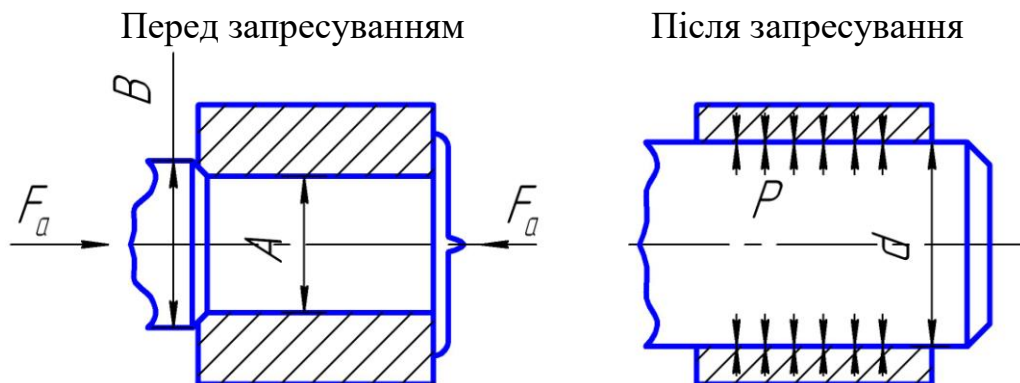


Рис. 4.1. З'єднання деталей з натягом

Крім підшипника комплект деталей вузла може включати: деталі кріплення кілець підшипників на валу і в корпусі, кришки і компенсаторні кільця, стакани, ущільнення (зовнішні та внутрішні), регулюючі пристрої.

Вал з опорами повинен складати статично визначувану систему у вигляді балки з однією шарнірно-рухомою (плаваючою) опорою для запобігання затисненню в підшипниках від температурних деформацій валу і однією шарнірно-нерухомою (фіксуєчою) опорою, яка не допускає осьового зміщення валу.

Для порівняно коротких валів, які опираються на радіально-упорні кулькові або роликові підшипники (регульовані) застосовують осьову фіксацію в розпір. Такі підшипники (без попереднього натягу) допускають регулювання осьових зазорів у необхідних межах при їх монтажі та в процесі експлуатації. При цьому теплові подовження валу не повинні повністю вибирати осьові зазори.

Таким чином для запобігання заклинюванню тіл кочення, яке є наслідком температурних подовжень валу або неточністю виготовлення підшипникового вузла, застосовують дві основні схеми установки підшипників:

- 1) з фіксованою та плаваючою опорою (рис. 4.2; 4.3);
- 2) з фіксацією в розпір (рис. 4.4) або в розтяжку (рис. 4.5).

Спосіб кріплення підшипників на валу та в корпусі залежить від типу, величини і напрямку діючого навантаження, частоти обертання, умов монтажу і демонтажу. У тих випадках, коли на підшипник не діє осьове навантаження і необхідно запобігти тільки випадковому зміщенню підшипника, осьове кріплення на валу здійснюється тільки відповідною посадкою внутрішнього кільця на вал без застосування додаткових пристроїв. Деякі найбільш розповсюджені способи осьових кріплень внутрішніх кілець підшипників на валу наведено на рис. 4.6, а зовнішніх – на рис. 4.7.

Для нормальної роботи радіально-упорних кулькових та роликових конічних підшипників необхідні певні осьові та радіальні зазори, які досягаються регулюванням підшипників. Регулювання підшипників здійснюється переміщенням одного з кілець відносно іншого в осьовому напрямку і залежить від типу підшипника, схеми установки і способу кріплення внутрішнього і зовнішнього кільця. Осьове регулювання зміщенням зовнішніх кілець може здійснюватись металічними прокладками (рис. 4.8, *а*), гвинтами (рис. 4.8, *б*) або регулювальними шайбами з зовнішньою різьбою (рис. 4.8, *в*).

Для герметизації підшипників вузлів редуктора, осьової фіксації підшипників і сприймання осьових навантажень застосовують глухі та наскрізні, через які проходять кінці валів, кришки. За конструкцією розрізняють торцеві та в різні кришки. Їх виготовляють із заготовок, відлитих з чавуну марок СЧ 10 або СЧ 15. Для запобігання витіканню мастильного матеріалу з підшипникових вузлів, а також захисту їх від потрапляння пилу, бруду та вологи застосовують ущільнюючі пристрої: контактні (манжетні), лабіринтні та щілинні, відцентрові та комбіновані.

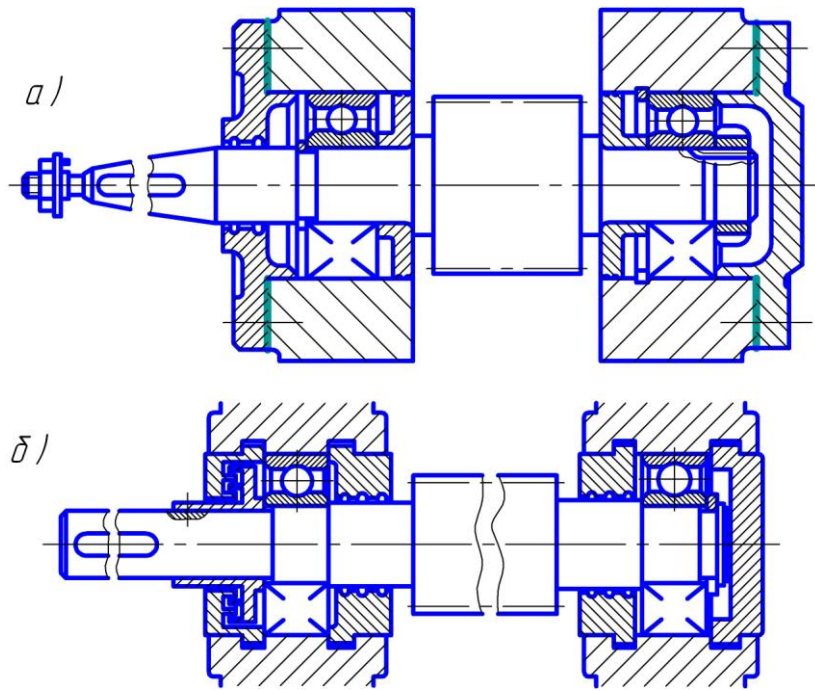


Рис. 4.2. Схеми установок вала на радіальних підшипниках з фіксованою та плаваючою опорами: *а* - лівий підшипник – „плаваючий”, кришки – накладні; *б* - правий підшипник – „плаваючий”, кришки - врізні

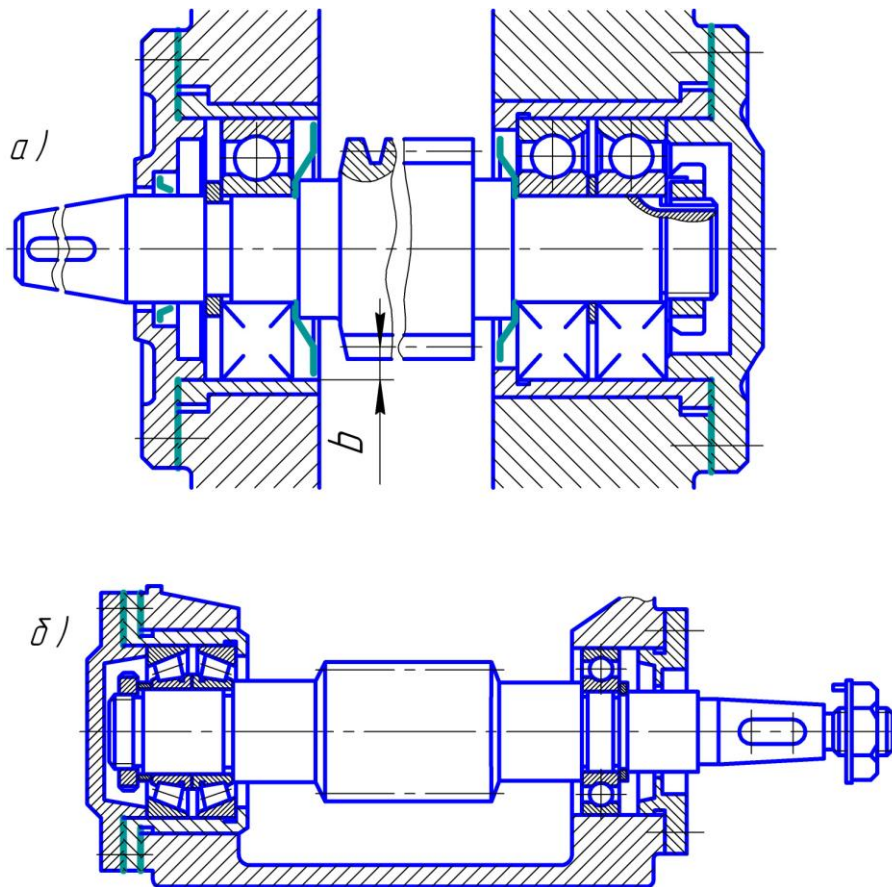


Рис. 4.3. Схеми установки вала на двох радіально-упорних підшипниках у фіксованій опорі й одному радіальному підшипнику в плаваючій: *а* - радіально-упорні підшипники кулькові; *б* - радіально-упорні підшипники роликові конічні

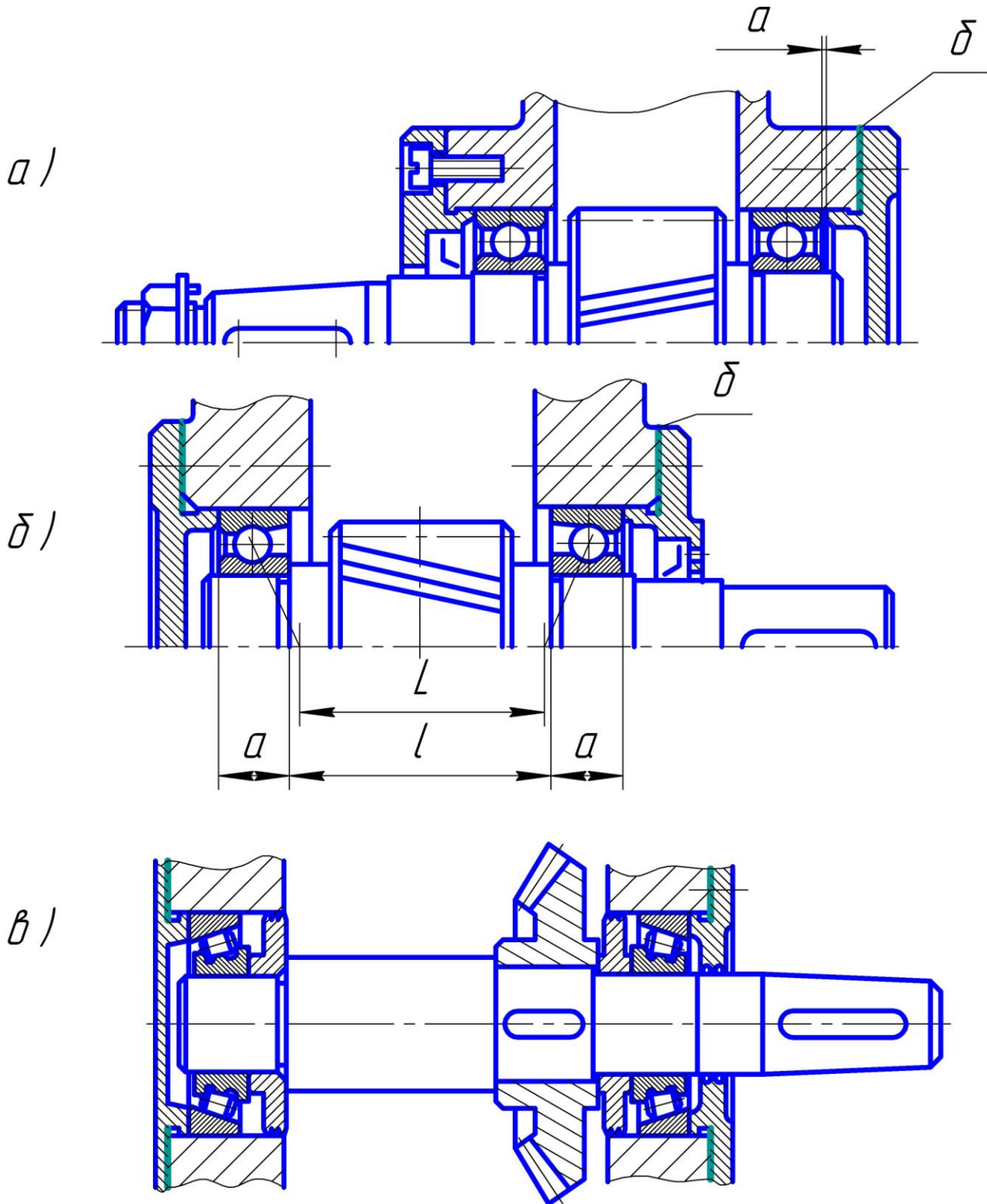


Рис. 4.4.Схема установки вала на підшипниках кочення з фіксацією в розпір: а) на радіальних підшипниках; б) на радіально-упорних кулькових підшипниках; в) на радіально-упорних конічних

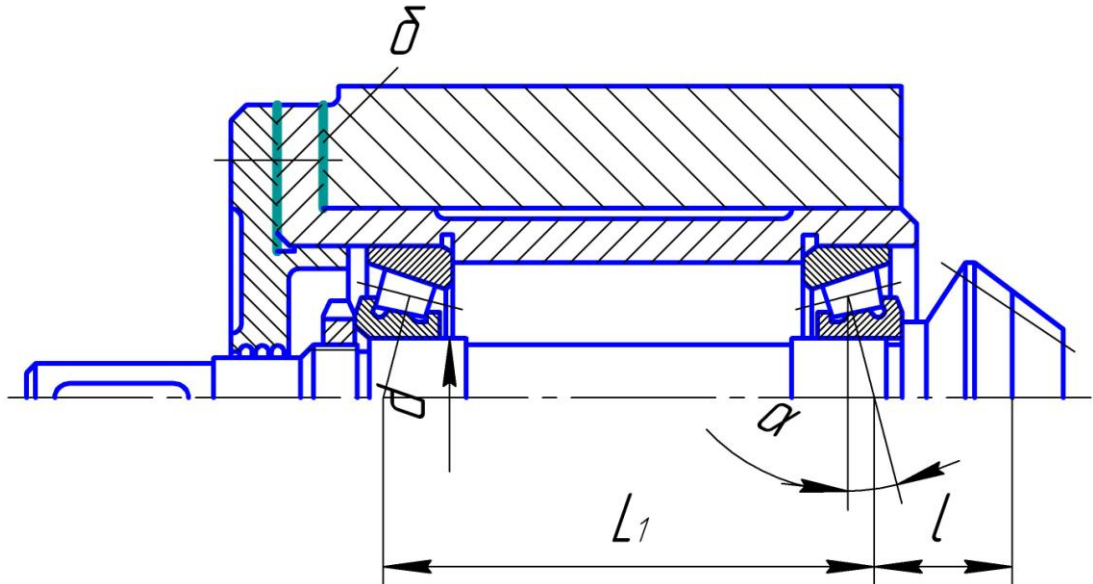


Рис. 4.5. Схеми установки вала на конічних роликопідшипниках, поставлених в розтяжку

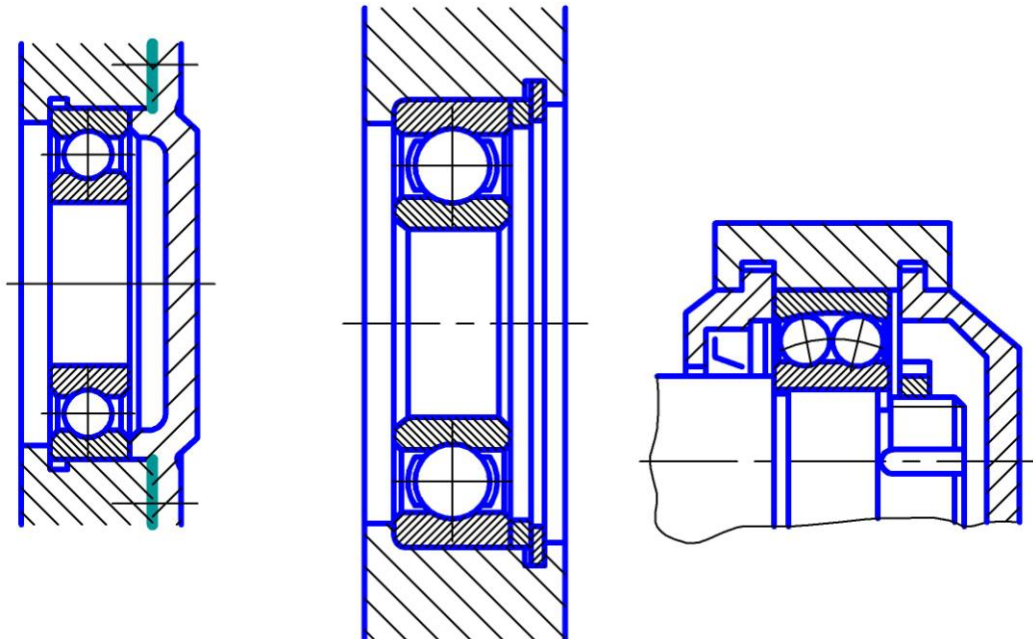


Рис. 4.6. Способи кріплення внутрішніх кілець підшипників на валу:
а - круглою гайкою зі шліцами; *б* - різьбовим кільцем з проріззю та гвинтом; *в* - плоскою торцевою шайбою і гвинтом; *г* - пружинним кільцем; *д* - корончастою гайкою з шайбою і шплінтом

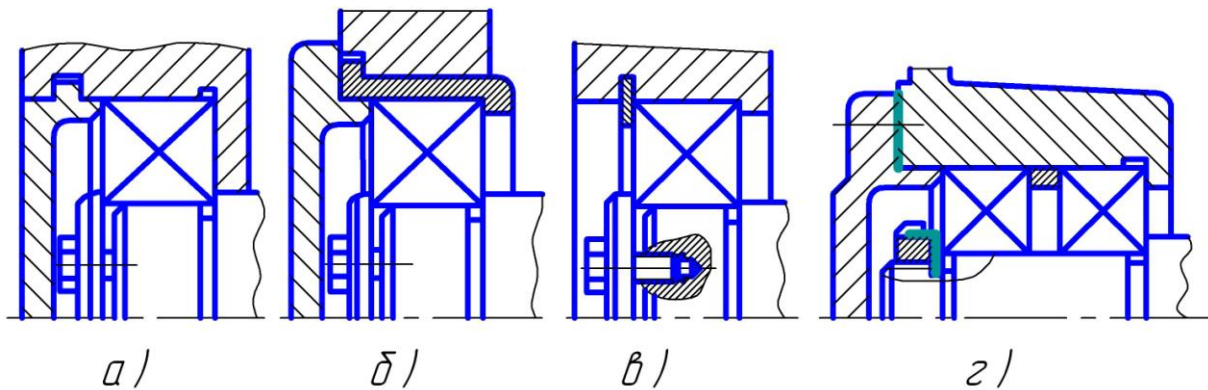


Рис. 4.7. Способи кріплення зовнішніх кілець підшипників у корпусі: *а* - кришкою й уступом у корпусі; *б* - кришкою й уступом у стакані; *в* - кінцевою шайбою й уступом у корпусі; *г* - круглою гайкою зі шліцами й уступом у корпусі

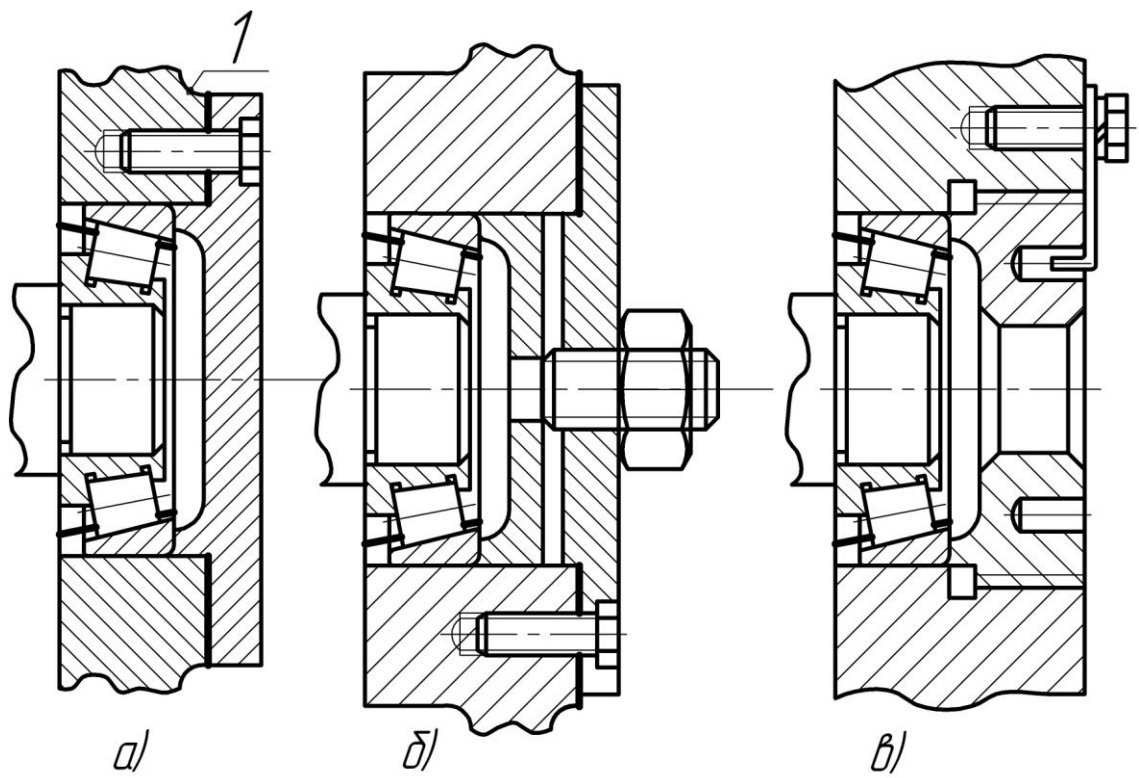


Рис. 4.8. Осьове регулювання зовнішніх кілець

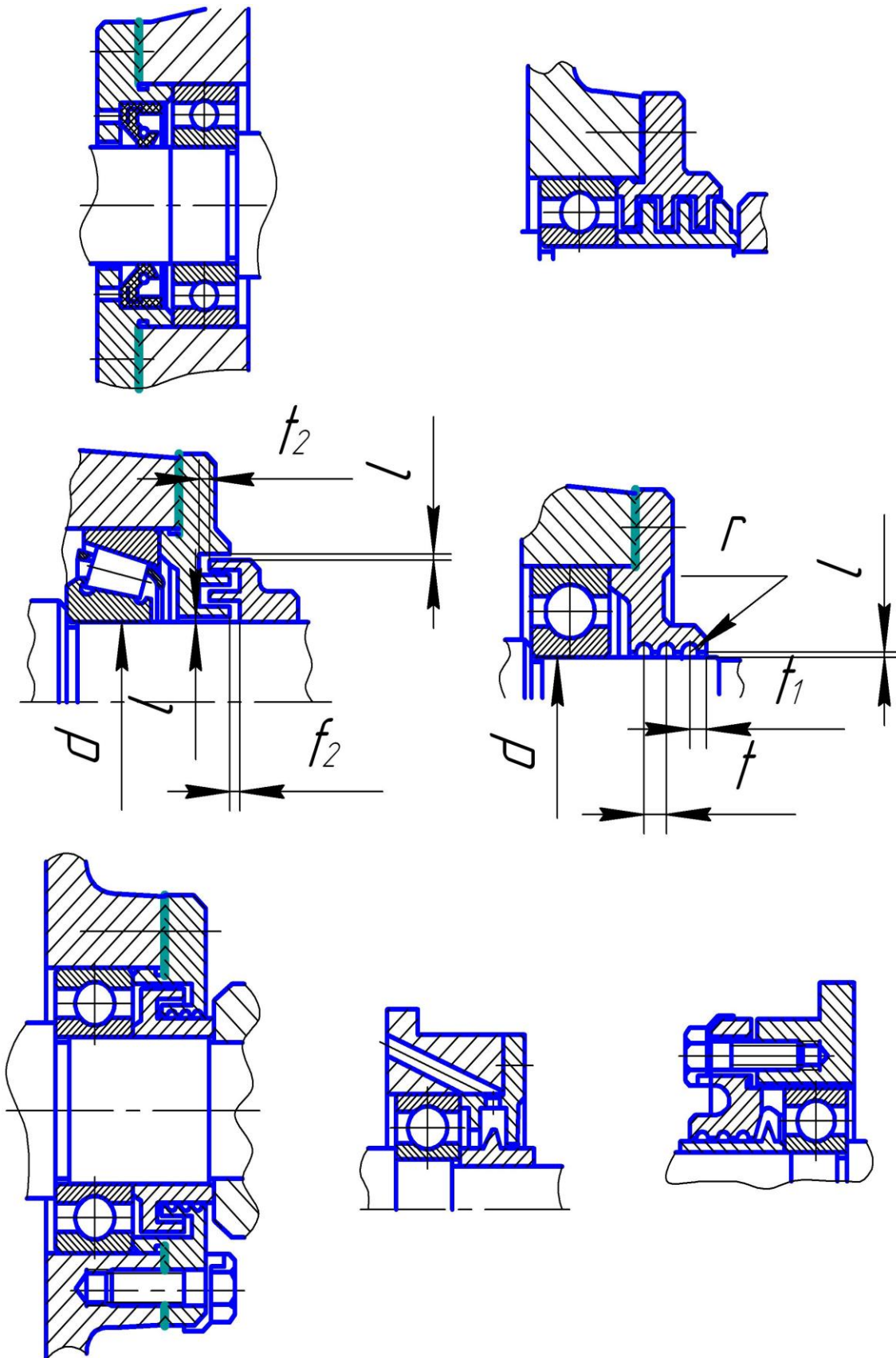


Рис. 4.9. Ущільнення підшипникових вузлів: *a* - манжетне;
б - лабіринтне осьове; *в* - лабіринтне радіальне; *г* - щілинне;
д - комбіноване; *е* - відцентрового типу

Змащення зубчастих зачеплень і підшипників редукторів. Змащувальні пристрої. Змащення зубчастих зачеплень і підшипників застосовується з метою захисту їх від корозії, зменшення коефіцієнта тертя, зменшення спрацювання і відводу продуктів спрацювання від тертьових поверхонь, зменшення шуму та вібрації.

Для редукторів загального призначення застосовують безперервне змащення із занурюванням зубчастих вінців коліс у масло, яке заливається в корпус редуктора. Таке змащення застосовують при колових швидкостях у зачепленні передач до 12 м/с, а в зачепленні черв'ячних передач - до 10 м/с.

У випадках, коли неможливо занурювати зубці всіх коліс у масло, застосовують змащувальні шестерні, розбризкувачі або інші пристрої.

Перепад висот рівня масла в картері повинен складати $m \leq h_m \leq 0,25d_2$ (рис. 4.10).

Циркуляційне змащення застосовують при коловій швидкості $v \geq 8$ м/с. Масло з картера або окремого бака подається насосом в місця змащення трубопроводом через сопла.

Рівень масла в редукторі контролюють показчиками рівня масла: жезловим, ліхтарним (круглим, трубчатим) або крановим (рисунки 4.11-4.12).

Для змащення підшипників застосовують пластичні та рідкі мастильні матеріали. У редукторах застосовують наступні методи змащування підшипникових вузлів: занурювання підшипника в масляну ванну (рис. 4.13, а), гніт (рис. 4.13, б), розбризкування під тиском (циркуляційна), масляний туман (розпилювання).

Занурювання підшипника в масляну ванну застосовують при $d_{cp} \cdot n < 200 \cdot 10^3$ мм об/хв. для горизонтальних валів, коли підшипник ізолювано від загальної системи змащування. Рівень масла повинен бути не вище центра нижньої кульки.

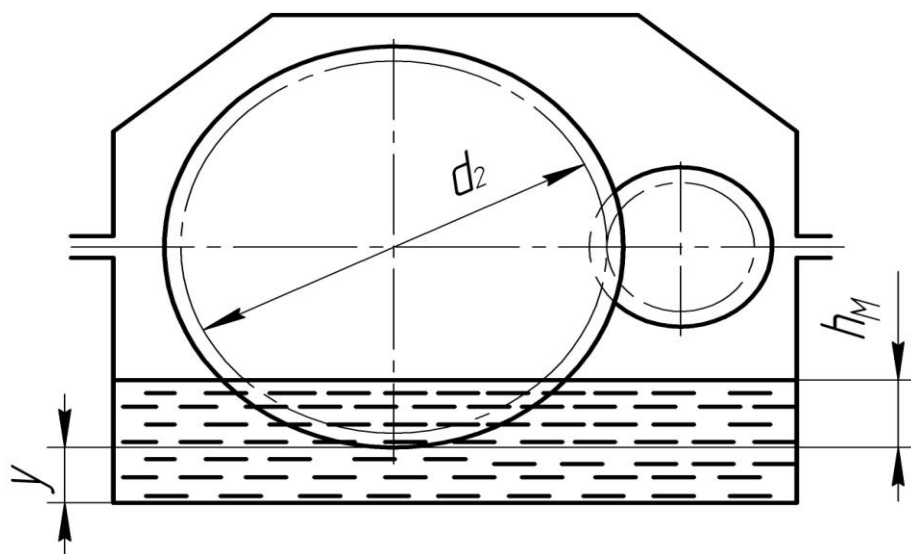


Рис. 4.10. Визначення рівня занурення колеса циліндричного одноступінчастого горизонтального редуктора в масляну ванну

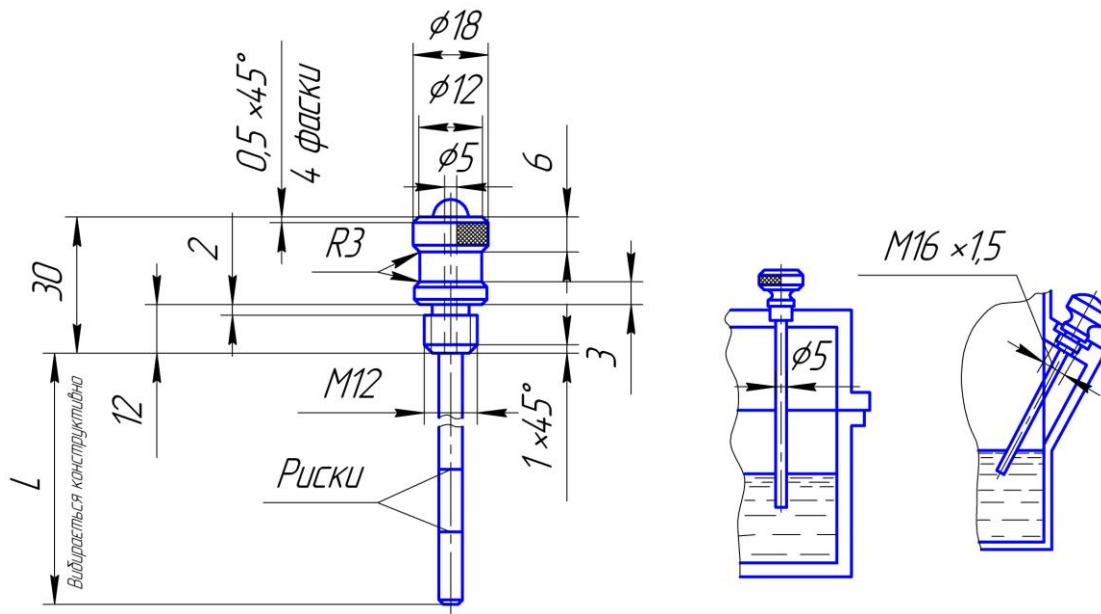


Рис. 4.11. Жезловий показчик рівня масла і способи його установки на корпусі

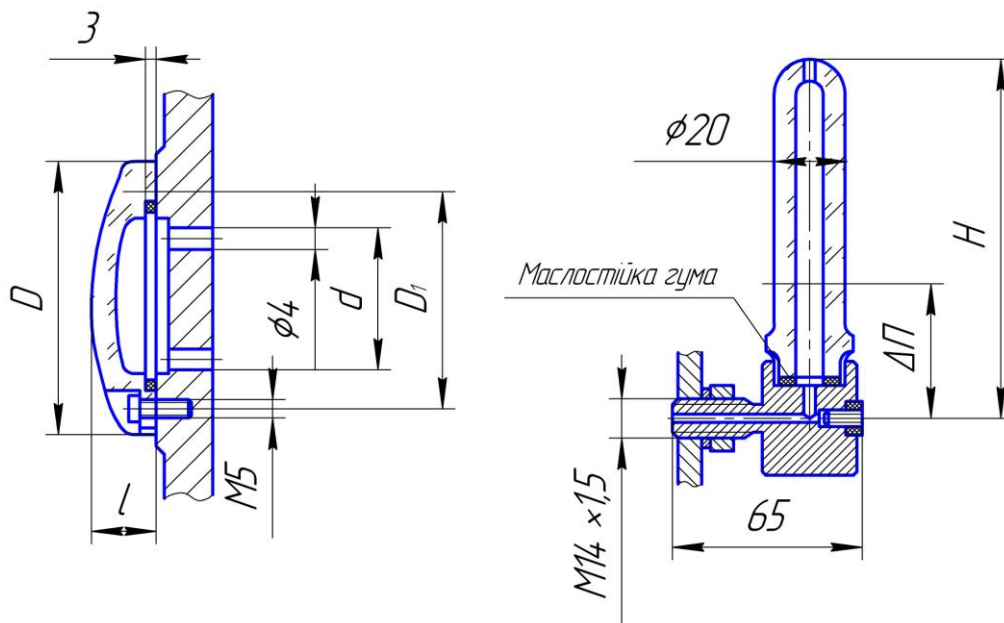


Рис. 4.12. Ліхтарні показчики масла: *а* - круглий;
б - трубчатий

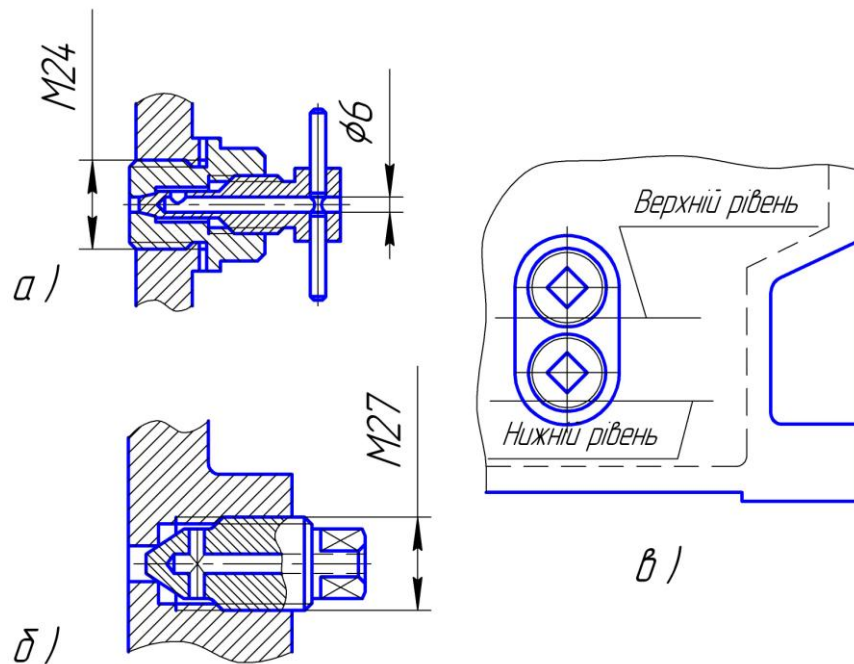


Рис. 4.13. Кранові показчики рівня масла: *а* - у пробці; *б* - у корпусі; *в* - установка в зоні верхнього і нижнього рівнів масла

Змащення за допомогою гноту застосовують для горизонтальних і вертикальних валів при $d_{cp} \cdot n < 60 \cdot 10^3 \text{ мм} \cdot \text{об/хв}$.

Змащення розбризкуванням із спільної масляної ванни застосовують для підшипників горизонтальних валів редукторів і коробок передач. При цьому масло захоплюється і розбризкується одним із коліс, спеціальними шестернями або дисками. Для запобігання потраплянню в підшипники продуктів спрацювання зубчастих передач та надлишкової кількості масла, яке подають швидкохідні косозубі колеса або черв'яки, ставляться захисні шайби.

Змащення під тиском через форсунки застосовують для редукторів, які тривалий час працюють без перерви, а також для опор високошвидкісних передач, яким необхідно забезпечити інтенсивне відведення теплоти.

Змащення масляним туманом застосовують для високошвидкісних навантажених підшипників. При цьому за допомогою спеціальних розпилювачів під тиском у вузол подається струмінь повітря, який захоплює частинки масла.

При колових швидкостях зубчастих коліс $V < 3 \text{ м/с}$ надійне змащення підшипників розбризкуванням не забезпечується. У таких випадках застосовують змащення підшипників консистентним мастилом. Для запобігання вимиванню консистентного мастила, яке застосовується для змащення зачеплень, порожнина підшипника повинна бути ізольована від внутрішньої частини корпусу редуктора ущільнюючими кільцями (рис. 15).

Конструктивні особливості корпусу редуктора. Корпус редуктора призначений для розміщення і координації деталей передач, захисту їх від

забруднення, організації системи змащення та сприймання сил, що діють на вали передач редуктора. Корпус редуктора повинен забезпечувати необхідну міцність та жорсткість, щоб не допускати перекося валів. Для забезпечення необхідної жорсткості на корпусі біля приливів під підшипники виконують ребра.

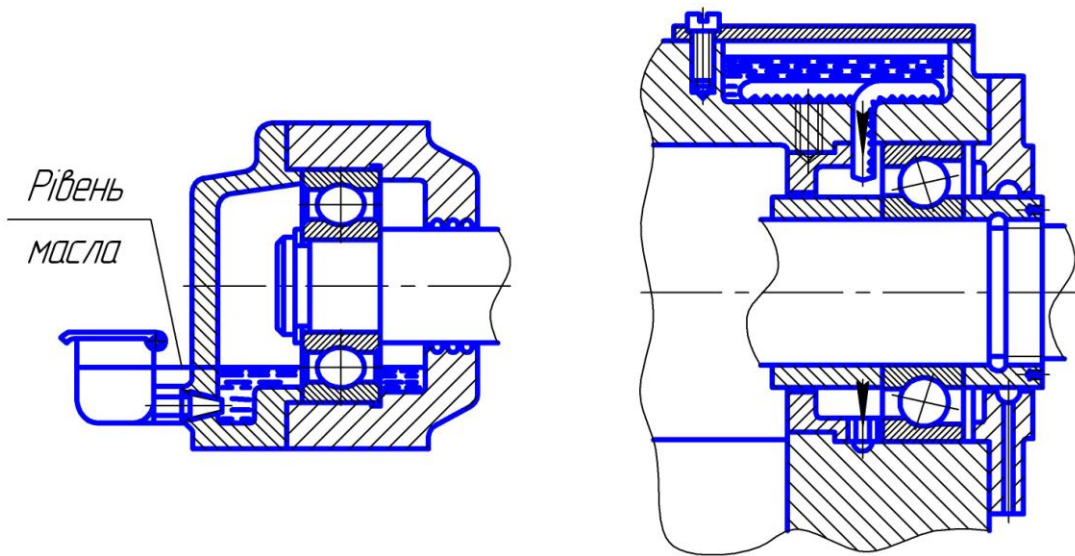


Рис. 4.14. Змащення підшипника: *а* - занурюванням у масляну ванну; *б* - гнотове змащення

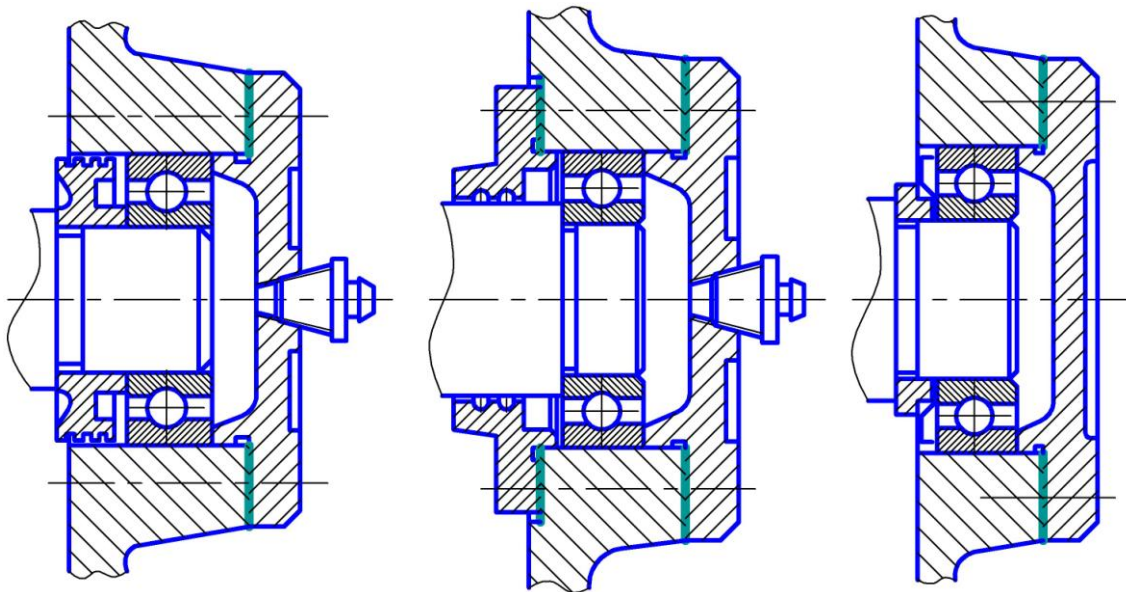


Рис. 4.15. Конструкції ушільнюючих кілець для консистентного змащення

Корпус редуктора може бути роз'ємним або нероз'ємним. У більшості випадків корпус виконують з одним роз'ємом, площа якого проходить через осі валів і ділить корпус на дві частини: основу корпусу (її інколи називають картером) і кришку корпусу. У вертикальних циліндричних редукторах роз'єми виконують у двох і навіть у трьох площинах. При конструюванні легких зубчастих редукторів з міжосьовою відстанню $a_w < 140$ мм корпуси виконують нероз'ємними.

Незважаючи на різноманітність форм корпусів, вони мають однакові конструктивні елементи - підшипникові бобишки, фланці, ребра, які з'єднані стінками в одне ціле.

На рис. 4.16 наведено корпус одноступінчастого циліндричного горизонтального редуктора з розташуванням виступаючих елементів на зовнішніх поверхнях, а на рис. 4.17 - на внутрішніх.

Кришку корпусу фіксують відносно його основи двома конічними штифтами, які установлюються без зазору до розточки гнізд під підшипники, і з'єднують болтами з забезпеченням герметичності площиною роз'єму, яку перед складанням змащують спиртовим лаком або рідким склом. Щоб забезпечити відокремлення кришки від основи при розбиранні у кришці протилежно ставлять два віджимних гвинти.

Для піднімання і транспортування деталей корпусу окремо або зібраного редуктора на основі корпусу під фланцем та на кришці корпусу виконують крюки або петлі, які відлиті разом з цими деталями.

Для заливання масла в кришці корпусу виконують отвір, який закривається пробкою з різьбовим з'єднанням, або вікно, яке використовують також для огляду і яке закривається кришкою. Для роз'єднування кришки корпусу з його основою по всьому контуру роз'єму виконують з'єднувальний фланець.

У редукторах з великим виділенням тепла (черв'ячних) передбачають віддушину, яка з'єднує внутрішню порожнину редуктора з атмосферою, для запобігання видавлювання мастила через ущільнення при підвищенні тиску в редукторі.

Для установки показчика рівня масла в основі корпусу або в кришці виконуються спеціальні отвори, які розташовують на висоті, достатній для точного вимірювання верхнього та нижнього рівнів масла.

Для зливання відпрацьованого масла і для промивки внутрішньої порожнини редуктора в нижній частині основи корпусу виконують отвір під пробку з циліндричною або конічною різьбою. При цьому під циліндричну пробку ставлять ущільнюючу прокладку з параніту, маслостійкої гуми, алюмінію або міді.

Корпус редуктора виготовляють литтям з чавуну марок СЧ10, СЧ15, або з алюмінієвого сплаву та зварюванням з листової сталі Ст2 і Ст3.

Обладнання, прилади, інструмент. Для виконання даної лабораторної роботи необхідно мати циліндричний двоступінчастий редуктор з прямо- або косозубими колесами, набір гайкових ключів, відвертку, молоток з м'яким бойком, штангенциркуль, кронциркуль, кутомір універсальний.

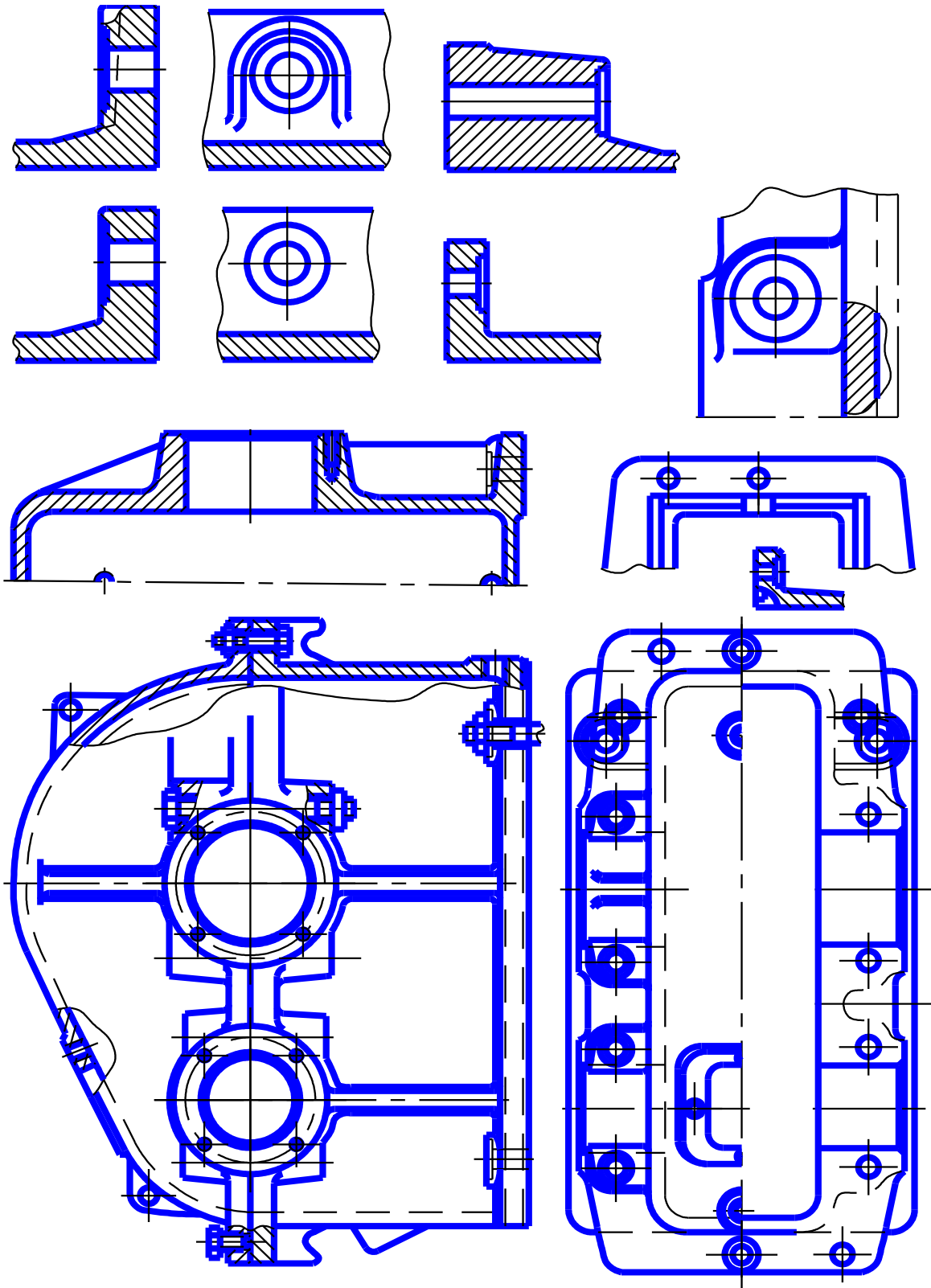


Рис. 4.16. Корпус та його конструктивні елементи
одноступінчастого циліндричного горизонтального редуктора з
розташуванням виступаючих елементів на зовнішніх поверхнях

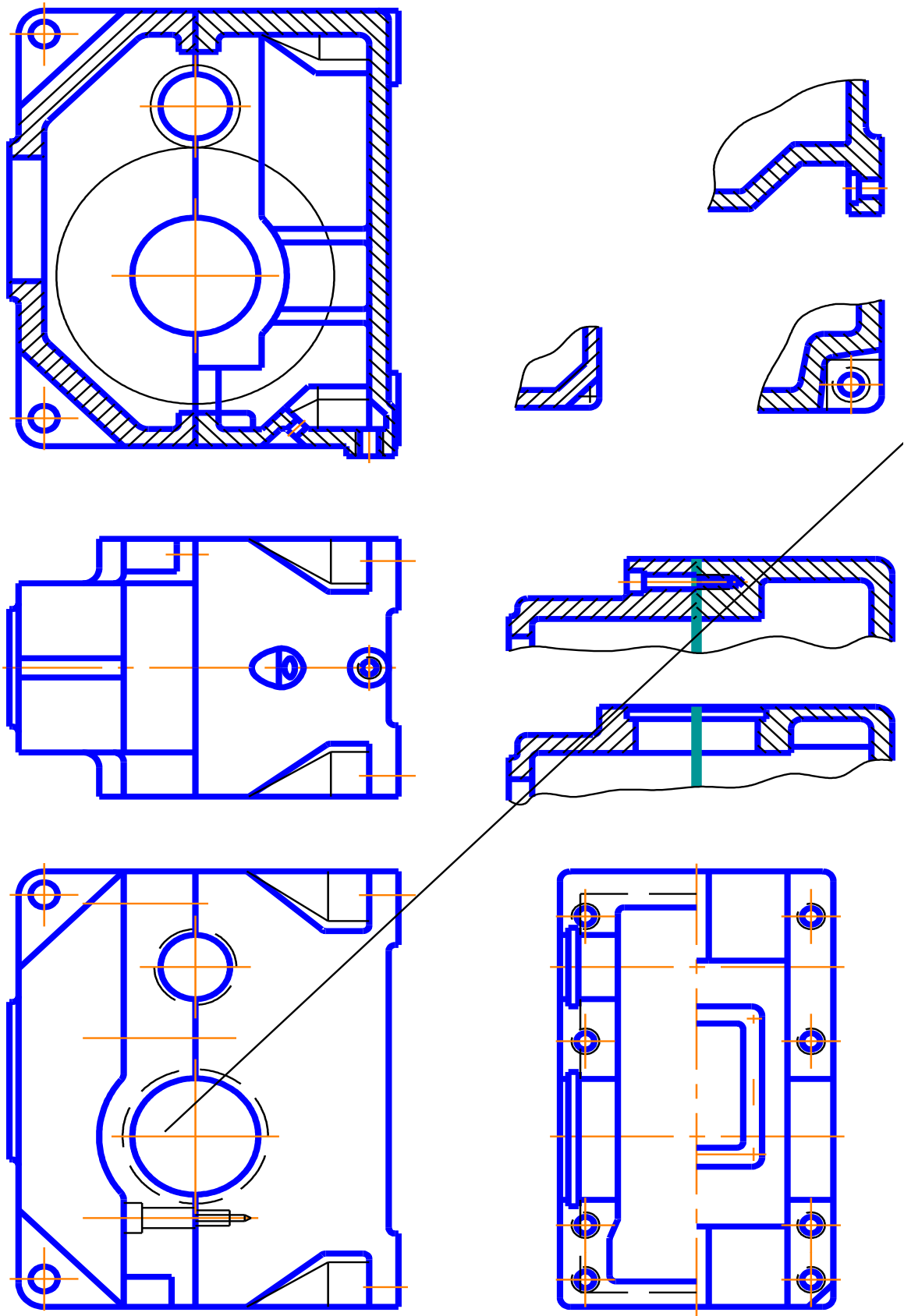


Рис. 4.17. Корпус та його конструктивні елементи одноступінчастого циліндричного горизонтального редуктора з розташуванням виступаючих елементів на внутрішніх поверхнях

III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернувши увагу на основні помилки при його виконанні.

Тема № 9. Нарізні з'єднання.

Практичне заняття №7: Нарізні з'єднання.

Навчальна мета заняття: поглибити і розширити знання здобувачів з деталей машин (розрахунок нарізних з'єднань), ознайомити їх із методикою розв'язання задач.

Кількість годин - 2 (денна форма)

Місце проведення: навчальний кабінет

Навчальні питання:

1. Розрахунок нарізних з'єднань.

Література: 1, 2, 3 (с. 83 - 99)

План проведення заняття:

I. Проведення попереднього контролю теоретичних знань здобувачів.

II. Порядок проведення основної частини заняття: постановка задачі та обговорення методики її розв'язання за участю здобувачів освіти.

На різне з'єднання — це розбірне нерухоме з'єднання деталей машин за допомогою нарізі, у якому одна з деталей має зовнішню нарізь, а інша — внутрішню.

Різбові з'єднання внаслідок їх універсальності, простоти виготовлення, надійності, зручності збирання і розбирання, повної взаємозамінності широко використовуються в усіх галузях техніки. Основні деталі різбових з'єднань — болти, гвинти, гайки і шайби.

Болт — це стрижень з головкою на одному кінці і різьбою на іншому, на який зазвичай нагвинчується гайка (діаметром стрижня від 6 мм) (Рис. 5.1). Болти застосовують для з'єднання деталей в тому випадку, коли матеріал деталей не забезпечує необхідної надійності нарізі. При достатній товщині та міцності одної з деталей, болт може вгвинчуватися в неї.

Гайка — це кріпильна деталь з нарізовим отвором і конструктивним елементом для прикладення крутного моменту (Рис. 5.2). Застосовується в болтових і шпилькових з'єднаннях, часто у поєднанні з шайбою.



Рис. 5.1 Основні види болтів



Рис. 5.2. Основні види гайок

Шайби підкладають під головку болта або гвинта для збільшення от поверхні і зниження напруги зминання при затягуванні нарізного сполучення; для зберігання від пошкоджень захисних покриттів на деталях, що з'єднуються; для забезпечення стопоріння різьбових з'єднань від само відгвинчування (Рис. 5.3)



Рис. 5.3 Різновиди шайб

Гвинт – це стрижень з головкою на одному кінці і різьбою на іншому, яким він вгвинчується в отвір для гвинта в одній з деталей, що з'єднуються (рис. 5.4). Зазвичай діаметри гвинтів до 6 мм. З'єднання гвинтами застосовують при відсутності місця під гайку і в тому випадку, якщо одна з деталей має відносно велику товщину. Гвинти також можуть застосовуватися для з'єднання у парі з гайкою.

Найбільш поширеним типом гвинта в техніці є кріпильний гвинт. Такий гвинт є головною деталлю роз'ємного гвинтового з'єднання, і являє собою стрижень з різьбленням на одному кінці і головкою на іншому.

Головка гвинта служить для притиснення деталей, що з'єднуються і захоплення гвинта викруткою, гайковим ключем, шестигранним ключем (шестигранником) або іншим інструментом. Набули поширення кріпильні гвинти з круглою, шестигранною, квадратною, потайною та іншими головками.

Шпильки використовують замість гвинтів (рис. 5.5) коли матеріал з'єднуваної деталі з різьбою не забезпечує необхідної міцності і надійності різьблення при частих зборках і розборках. Наприклад, в деталях з алюмінієвих сплавів. Їх також застосовують в конструкціях, що піддаються дії змінних навантажень, так як в шпильці відсутній концентратор напружень в місці переходу від стрижня до голівки болта або гвинта.



Рис. 5.4 Основні види гвинтів

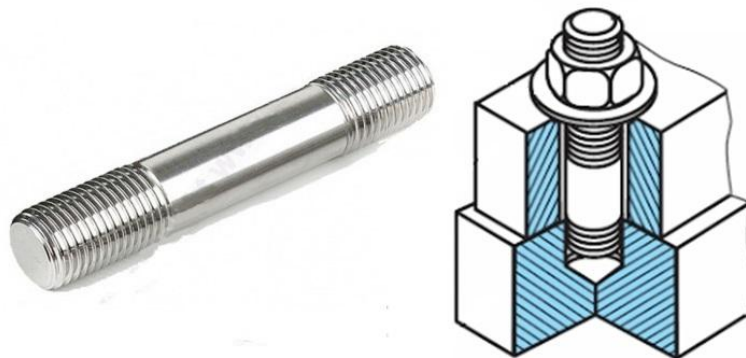


Рис. 5.5. Шпилька

Основним елементом нарізного сполучення є нарізь. Профіль різьби визначається формою перетину витків в осьовій площині. За призначенням різьби поділяють на кріпильні, призначені для з'єднання деталей, і нарізь для ходових механізмів. За напрямком лінії витків нарізь може бути правою і лівою, за кількістю заходів – однозаходною і багатозаходною.

Основними кріпильними різьбленнями є **метрична різьба (кут 60 град.) та дюймова різьба (кут 55 град.)** трикутного профілю зі зрізаними вершинами і западинами (рис. 5.6а).

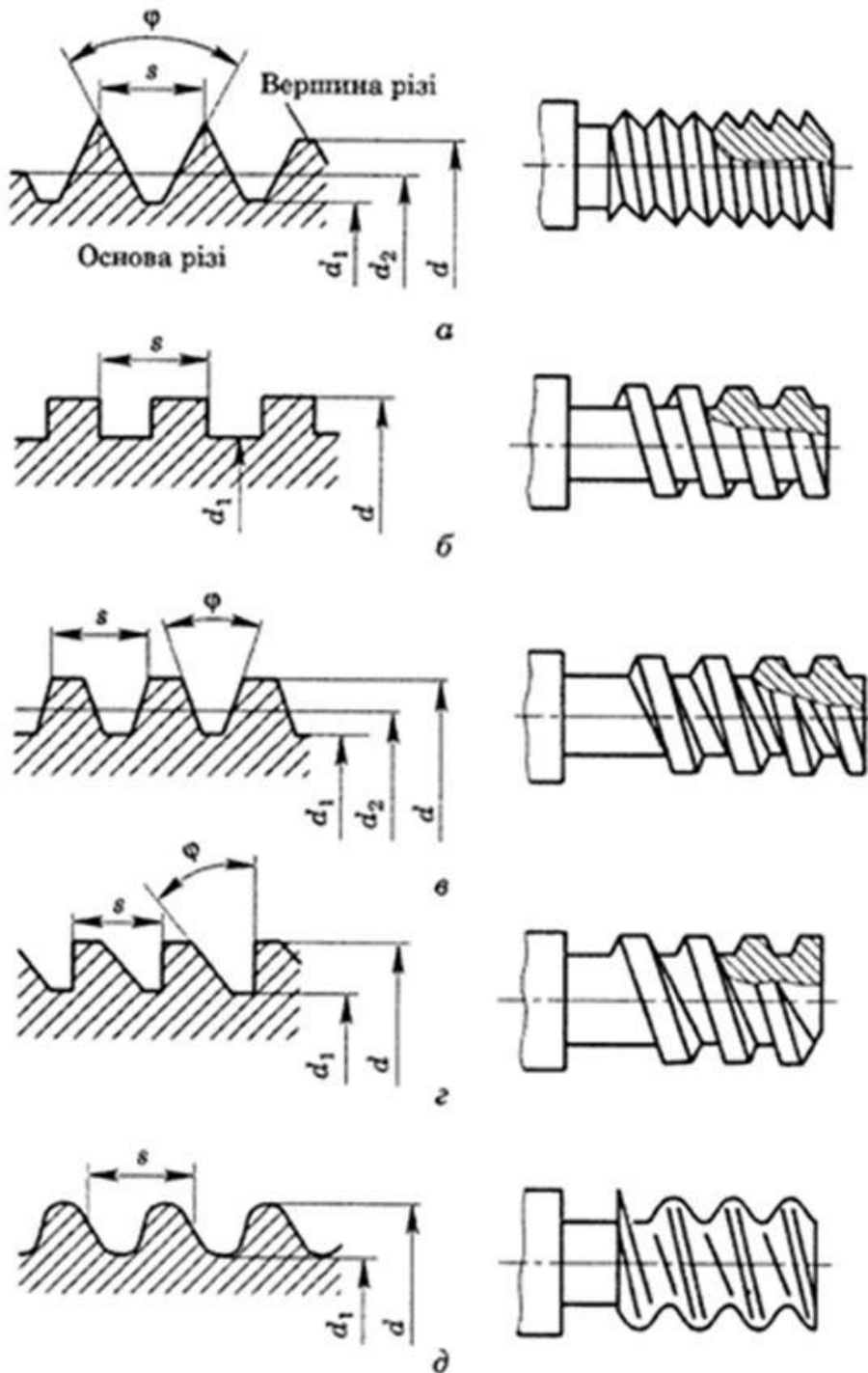


Рис. 5.6. Види різьб

Геометричні параметри різьби: зовнішній d , середній d_2 і внутрішній d_1 діаметри, крок нарізі S , кут профілю α та число заходів p . Стандартом передбачена нарізь з великим і дрібним кроком. Профілі їх геометрично подібні. Основний видом є різьба з великим кроком. Різьба з дрібним кроком має меншу глибину і відповідно меншу концентрацію напружень. Застосовують її в конструкціях, схильних до динамічних навантажень, в малорозмірних і порожнистих деталях. Метричні різьби на кресленнях позначаються великою літерою M . Наприклад $M6$ – різьба метрична діаметром 6 мм. Якщо ніяких

позначень після цифри немає – по різьба має нормальний крок (дивимося за таблицею – М6 має крок 1 мм). Якщо є позначки – наприклад М6х0.75 – то це означає, що різьба метрична діаметром 6 мм та кроком 0,75 мм.

У дюймових різьбах всі розміри вказуються в дюймах (дюйм = 25.4 мм), а крок вказується кількістю витків (ниток) на довжину дюйма – наприклад 1/4"x28 (діаметр 1/4" та крок – 28 ниток на дюйм)

Прямокутна різьба (рис. 5.6б) використовується у гвинтових ходових механізмах.

Трапецеїдальна різьба використовується в якості основного різьблення для ходових механізмів (рис. 5.6в). Вона має менший коефіцієнт тертя і відповідно вище коефіцієнт корисної дії механізму. В осьовому перерізі ця нарізь має форму рівнобедреної трапеції.

Упорна різьба застосовується при дії великих односторонніх навантажень (механізми пресів, домкратів та ін.) (рис. 5.6г). Вона є різновидом трапецеїдальної різьби із зрізаною гранню з одного боку.

Кругла різьба (рис. 5.6д) виготовляється накаткою і видавлюванням на тонкостінних металевих і пластмасових деталях, а також литтям на чавунних, скляних, пластмасових і інших виробках.

Всі кріпильні різьби при стаціонарних навантаженнях є само гальмуючі, тобто НЕ самовідгвинчуються. Однак при випадкових або систематичних вібраціях, до яких схильні практично всі механізми, самогальмування не забезпечується. Тому необхідно оберігати нарізні сполучення від самовідгвинчування, тобто вводити їх додаткове стопоріння. Здійснюється стопоріння на двох принципах: підвищенням тертя в різьбі і спеціальними фіксуючими елементами.

При **затягуванні контргайки** (рис. 5.7а) стрижень болта розтягується, і під дією сил пружності в різьбі створюється додаткове тертя. Цей спосіб стопоріння використовується в основному в стаціонарних конструкціях, так як збільшується маса сполуки. Найчастіше для стопоріння використовують пружинні шайби (рис. 5.7б). Сили пружності шайби при затягуванні гайки створюють сили тертя в різьбі. Зчеплення між гайкою і шайбою забезпечується, крім того, за рахунок урізування гострих кромek шайби в гайку. Недоліком цього способу є додатковий вигин стержня болта внаслідок зсуву осьової сили відносно центру болта. Для виключення вигину болта використовують шайби стопорні з зовнішніми або внутрішніми зубами (рис. 5.7в). У цьому випадку сумарна результуюча осьова сила від гайки діє на болт без осьового зсуву і болт працює тільки на розтягування. Стопоріння пружинними шайбами не є високонадійним і використовується в невідповідальних з'єднаннях.

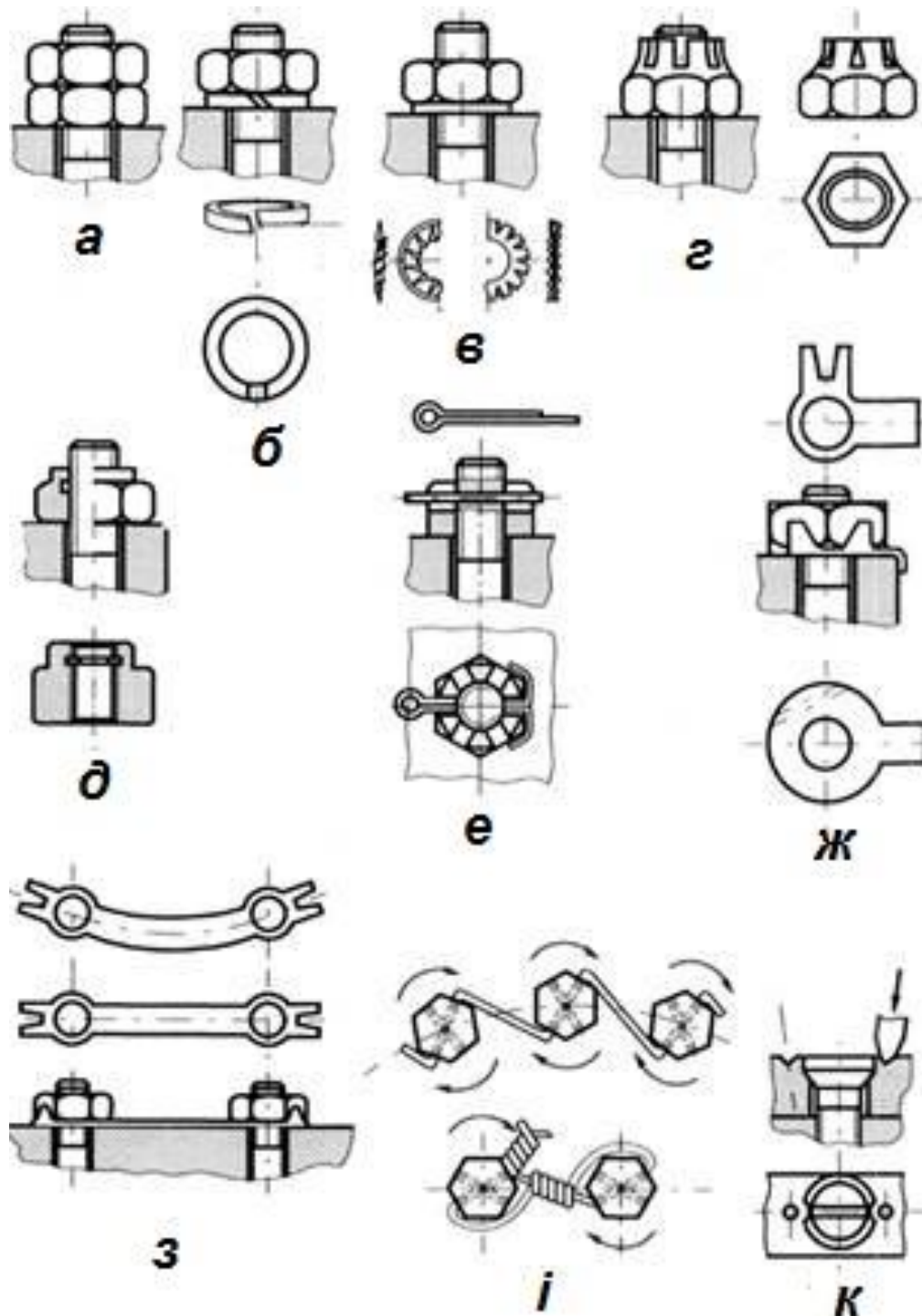


Рис. 5.7 Стопоріння гайок

У авіаційному і транспортному машинобудуванні використовують самоконтрові гайки, в яких тертя в різьбі виникає за рахунок радіального натягу. У верхній частині гайка має прорізи (рис. 5.7г). Після нарізування нарізі верхню частину гайки обжимають, зменшуючи діаметр. Інша самоконтрова гайка має всередині завальцьоване поліамідне (в авіації – щільне шкірне) кільце (рис. 5.7д), в якому нарізь не нарізають, а вона утворюється при нагвинчуванні гайки на болт.

Стопоріння **шплінтом** (рис. 5.7е) з корончатою гайкою використовують в з'єднаннях без контрольованої затяжки. Різьбове з'єднання з контрольованим

затягуванням при стопорінні шплінтами може виявитися недотягненим або перетягнутим, так як необхідно поєднати проріз в гайці з поперечним отвором в стрижні болта. Різбові деталі, розташовані на краю корпусу, фіксуються **стопорними шайбами** (рис. 5.7ж) з лапками. Одну лапку відгинають на край корпусу, а дві інших на межі гайки.

Групові нарізні сполучення можна стопорити спеціальними шайбами попарно (рис. 5.7з), або обв'язкою дротом, пропущеного крізь отвори з натяжкою в сторону загвинчування гайки (рис. 5.7і). З'єднання, що не піддаються розбиранню, можна фіксувати пластичним деформуванням (рис. 5.7к). Різбові ненавантажені з'єднання також стопоряться за допомогою фарби, лаку, клею.

Нарізання різби

Нарізання різби – це утворення гвинтової поверхні шляхом зняття стружки чи пластичним деформуванням на зовнішніх або внутрішніх циліндричних і конічних поверхнях. Нарізання зовнішньої і внутрішньої різби відбувається за однаковим принципом, відрізняються ці процеси інструментом, що для цього використовується.

Зовнішню різьбу нарізають за допомогою плашок, а внутрішню – мітчиками. Також нарізання різби виконують на токарних верстатах (рис. 5.8). При масовому виробництві різьба виконується пластичною деформацією – накатуванням.

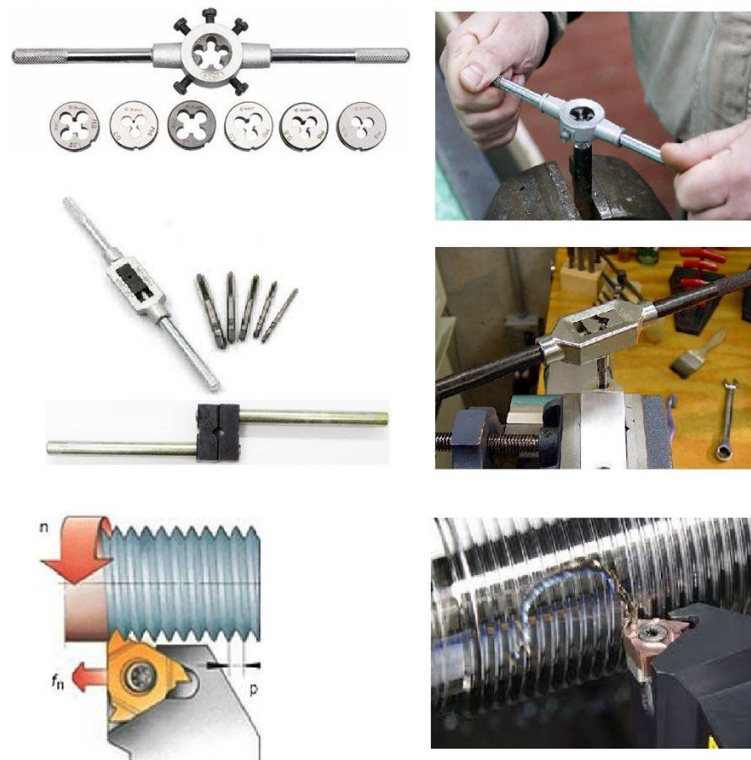


Рис. 5.8 Нарізання різби

Плашка – інструмент, виготовлений із загартованої сталі, для нарізання зовнішньої різби трикутного профілю (рис. 5.9).

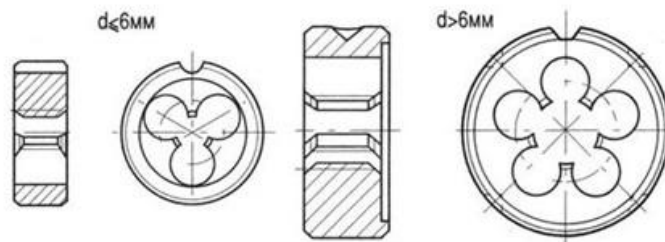


Рис. 5.9 Плашка

Мітчик— інструмент, виготовлений із загартованої сталі, для нарізання внутрішньої різьби трикутного профілю(рис. 5.10).

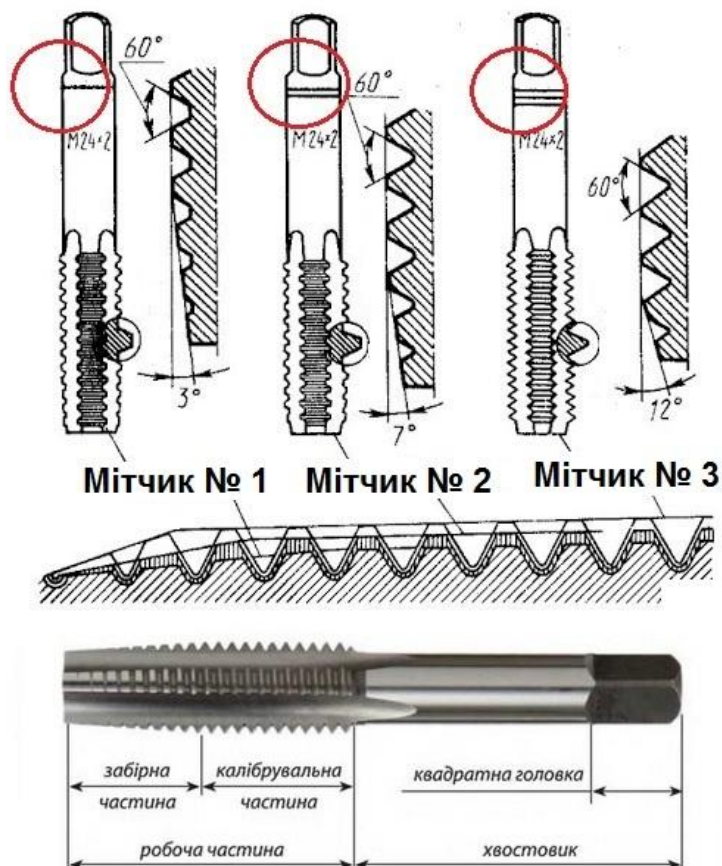


Рис. 5.10 Мітчики

Задача 1. Розрахунок гвинта, навантаженого осьюовою силою без попереднього затягування, наприклад, нарізний стрижень вантажного гака (рис. 5.11).

Гайка нагвинчується на стрижень без затягування і шплінтується (рис. 5.11 а). Розрахункову модель стрижня зображено на рис. 5.11 б. Вид деформації – розтяг.

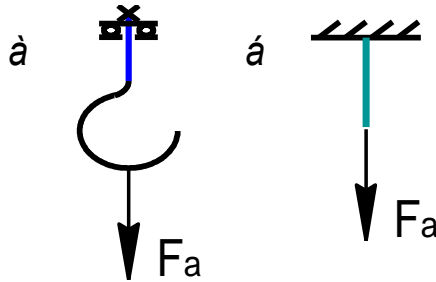


Рис. 5.11 – Вантажний гак і його розрахункова схема

Умова міцності стрижня

$$\sigma_p = 4 F_a / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p] .$$

Тоді

$$d_1 \geq \sqrt{4 F_a / (\pi [\sigma_p])} .$$

Знайдене значення d_1 округлюємо до найближчого стандартного і відповідно визначаємо діаметр різі d .

Задача 2. Розрахунок гвинта, навантаженого осьюовою силою і обертальним моментом, наприклад, гвинтова стяжка, яка використовується для встановлення турніка (рис. 5.12).

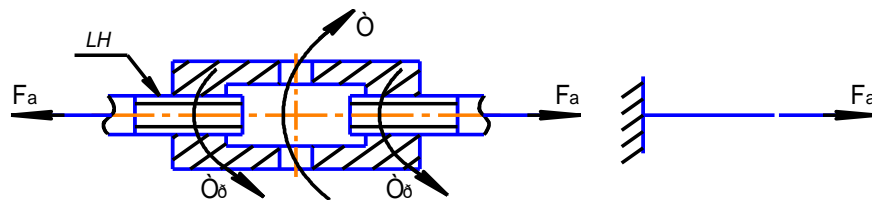


Рис.5.12 – Гвинтова стяжка і розрахункова схема гвинта

У гвинті реалізується корисна осьова сила F_a від дії обертального моменту T , причому з умови рівноваги $T = 2 T_p$, де T_p – момент сил опору (тертя) в різі. Неважко побачити, що гвинт знаходиться у складному напруженому стані: у ньому виникають нормальні напруження розтягу σ_p від сили F_a та дотичні напруження кручення τ від моменту T_p .

Згідно з гіпотезою міцності можна записати

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_P^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_P],$$

де σ_E – еквівалентні напруження у гвинті.

Задача 3. Розрахунок болта з костильною головкою (рис. 5.13).

У цьому прикладі реалізується ефект ексцентричного (позацентрального) навантаження, що істотно підвищує рівень напружень у стрижні болта. Практичний інтерес становить у цьому випадку не сам розрахунок, а конструктивні рішення, які спрямовані на виключення позацентрального навантаження.

Виконаємо перевірний розрахунок, щоб показати недоцільність використання таких болтів. У разі дії моменту загвинчування $T_{\text{зат}}$ реалізується осьова сила $F_a = F_{\text{зат}}$. Стрижень навантажується моментом T_p , силою затягування $F_{\text{зат}}$ і згинальним моментом $M_{\text{зг}} = F_R \cdot e$, де F_R – реакція деталей на болт (очевидно, що $|F_R| = |F_{\text{зат}}|$); e – ексцентриситет.

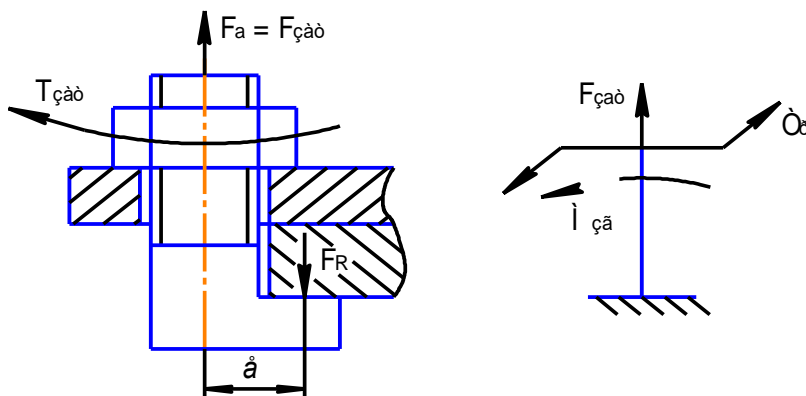


Рис.5.13 – Болт із костильною головкою у нарізному з'єднанні

Згідно з розрахунковою схемою σ_E (без виведення)

$$\sigma_E = \sigma_P + (1,3 + 8e/d_1) \cdot \tau.$$

Якщо візьмемо $e = 0,5 \cdot d_1$, то $\sigma_E = 5,3 \cdot \sigma_P$, тобто рівень напружень підвищився більш ніж у 4 рази. Отже, такі болти використовувати недоцільно.

III. Порядок проведення заключної частини заняття.

Здійснити перевірку і оцінювання виконаних завдань. Підвести підсумок практичного заняття звернув увагу на основні помилки при його виконанні.

3. Рекомендована література (основна, допоміжна), інформаційні ресурси в Інтернеті

Основна

1. Більченко О.В., Дудка О.І., Лобода П.І. Матеріалознавство. Навчальний посібник, Київ, К.Кондор, 2009 – 152 с.
2. Хільчевський В.В., Кондратюк С.Є, Степаненко В.О., Лопатько К.Г. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів, Навчальний посібник, Київ, «Либідь», 2002 – 327 с.
3. Животовська К.О, Мамлюк О.В. Авіаційні матеріали та їх обробка. Навчальний посібник, Київ, "Вища освіта", 2003 – 303 с.
4. Гарнець В.М. Матеріалознавство Підручник. Київ, К.Кондор, 2009
5. Попович В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство Навчальний посібник, Львів, 2002. – 264 с.
6. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Байдула В.О., Товстушко М.М. Деталі машин. Практикум. Навч. посіб. К.: Кондор, 2009. – 278 с.
7. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. — Львів: Афіша, 2003. — 557 с.
8. Коновалюк Д. М. Деталі машин: підручник / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. - К.: Кондор, 2004. - 584 с

Допоміжна

9. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навч. посіб. – 3-тє вид., стереотипне. –Львів: “Новий Світ – 2000”, 2007. 252с.
10. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. Львів: Видавництво Новий Світ – 2000, 2009. – 136 с.
11. Мархель І.І. Деталі машин. Навчальний посібник. — Видавництво Алерта, 2016. — 368 с.
12. Дмитро Коновалюк, Рю Ковальчук, В. Байбула, М. Товстушко. Деталі машин. Практикум. – Видавництво Кондор, 2009 – 278с.
13. Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника. - В 3 т. - М.: Машинобудування, 2001. – 859 с.
14. Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. Деталі машин: Підручник. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
15. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. Навч. посіб. — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. — 196 с., 2009. — 208 с.
17. Павлице В.Т., Данило Я.Я. Різьби, різбові з'єднання та кріпильні деталі: Довідник. — Львів: Інтелект-Захід, 2001. – 239 с.