

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ПРОЄКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН

Методичні вказівки та завдання
до виконання практичних завдань
для студентів спеціальностей
133 «Галузеве машинобудування»
та 131 «Прикладна механіка»

Київ 2023

УДК 624
П79

Укладачі: В.О. Волянюк, канд. техн. наук, доцент;
Є.В. Горбатюк, канд. техн. наук, доцент

Рецензент О.О. Терентьєв, д-р техн. наук, професор

Відповідальний за випуск Рашківський Володимир Павлович,
канд. техн. наук, доцент

*Затверджено на засіданні кафедри будівельних машин,
протокол № 1 від 01 вересня 2022 року.*

В авторській редакції.

Проектування приводів машин: методичні вказівки до
П79 виконання практичних завдань / уклад.: В.О. Волянюк,
Є.В. Горбатюк. – Київ: КНУБА, 2023. – 96 с.

Містять практичні вправи і методику їх розрахунку,
індивідуальні завдання і вказівки до виконання практичних робіт.

Призначено для студентів спеціальностей 133 «Галузеве
машинобудування» та 131 «Прикладна механіка» галузі знань
13 «Механічна інженерія».

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ..... | 4 |
| ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ЩОДО СХЕМ..... | 5 |
| ПРАКТИЧНІ ВПРАВИ..... | 9 |
| Вправа 1. Розрахунок привода будівельних машин | 9 |
| Вправа 2. Розрахунок стрічкового конвеєра | 62 |
| Вправа 3. Розрахунок вантажної лебідки | 78 |
| ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ..... | 90 |
| Теми рефератів | 90 |
| Контрольні запитання..... | 91 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ..... | 93 |

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Мета дисципліни «Проектування приводів машин» – вивчити та засвоїти основні підходи до проектування приводів машин різного типу.

Завдання дисципліни «Проектування приводів машин» полягає у викладенні студентам основ знань про системність підходу до проектування приводів машин як основної функціональної одиниці машини.

Спеціалісти-механіки мають набути навички виконувати літературний та патентний пошук інформації для модернізації функціональних вузлів та елементів приводів машин; визначати класову належність елементів деталей машин, приводів і самих машин згідно з МПК; визначати переваги та недоліки використання приводів; визначати методику конструювання модифікованих систем.

Після вивчення курсу студенти мають знати: конструктивні схеми приводів машин та їх роботу; галузі раціонального використання приводів машин; норми, якими керуються у процесі проектування приводів машин; основи класифікації приводів машин; напрямки модифікації приводів та їх синтезу.

Робота базується на основі освітньо-професійної програми першого бакалаврського рівня вищої освіти спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», затвердженої Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури.

Програмою дисципліни передбачено вивчення механіки і машинобудування та перспектив їхнього розвитку; здійснення інженерних розрахунків для вирішення складних завдань і практичних проблем у галузевому машинобудуванні; розуміння відповідних методів конструювання типових вузлів та механізмів відповідно до поставленого завдання; розробка деталей і вузлів машин із застосуванням систем автоматизованого проектування.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ЩОДО СХЕМ

Схемами звать конструкторські документи, на яких складові частини виробу, їхнє взаємне розташування і зв'язки між ними показані у вигляді умовних графічних зображень.

У сучасній техніці широко використовують механічні, пневматичні, гідравлічні та електричні пристрої. Вивчення принципу та послідовності дії таких пристроїв за кресленнями загальних видів і складальним кресленням утруднено. Тому крім креслень часто складають спеціальні схеми, які дають змогу значно швидше розібратися в принципі та послідовності дій того чи іншого пристрою.

Схеми прості за виконанням і достатньо наглядні; вони можуть бути виконані як в прямокутних, так і аксонометричних проекціях.

Різновиди схем. Залежно від характеру елементів і ліній зв'язку, що входять до складу пристроїв, схеми поділяють на види, кожний з яких часто позначається літерою: кінематичні (К), гідравлічні (Г), пневматичні (П), електричні (Е), оптичні (О) та ін.

Схеми залежно від основного призначення поділяють на типи, кожен з яких часто позначається цифрою: 1 – структурні; 2 – функціональні; 3 – принципові; 4 – монтажні; 5 – підключення; 6 – загальні та ін.

Структурні схеми слугують для загального ознайомлення з виробом і визначають взаємозв'язок складових частин виробу та їх призначення; елементи схеми викреслюють простими геометричними фігурами та прямими лініями.

Функціональні схеми пояснюють процеси, що відбуваються у виробі або в його функціональній частині.

Принципові схеми визначають повний склад елементів виробу та зв'язків між ними, даючи детальне уявлення про принципи дії виробу.

Монтажні схеми показують з'єднання складових частин виробу, а також місця приєднань і вводів та виявляють дроти, кабелі, трубопроводи, а також з'єднувальну арматуру.

Схеми *підключення* показують зовнішнє підключення виробу.

Назва схеми визначається її видом і типом, наприклад, схема гідравлічна принципова, схема електрична функціональна тощо. Шифр схеми складається з літери, що визначає вид схеми та цифри, яка позначає її тип. Наприклад, схема гідравлічна принципова має шифр ГЗ, схема електрична структурна – Е1.

Для виробу, до складу якого входять елементи різних видів, може бути розроблена комбінована схема, яка містить у собі елементи і зв'язки різних видів. Комбінована схема позначається літерою С, а її назва визначається комбінованими видами і типом (наприклад, схема принципова гідро-кінематична).

Виконуючи схему, не додержуються масштабів. Дійсне просторове розташування складових частин виробу може на схемі не враховуватися або враховуватися приблизно. Елементи, які входять до складу виробу, зображають на схемах зазвичай у вигляді умовних графічних позначень, що встановлені стандартами. Зв'язок між елементами схеми показується лініями, які умовно являють собою трубопроводи, дроти, вали.

На схемах має бути найменша кількість заломів і перетинань ліній зв'язку, які зображають горизонтальними та вертикальними ділянками. Схеми потрібно виконувати компактно, але без шкоди для зручності читання.

Співвідношення розмірів умовних графічних позначень елементів, що взаємодіють, повинно приблизно відповідати дійсному співвідношенню розмірів цих елементів у виробі.

Кінематичні схеми виконують, як правило, у вигляді розгортки: всі геометричні осі умовно рахуються розташованими в одній площині або паралельних площинах.

Кінематичною схемою машини (механізму) називають схему передачі руху від двигуна до робочого (виконавчого) органу, графічно виконану умовними позначеннями.



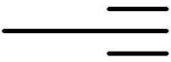
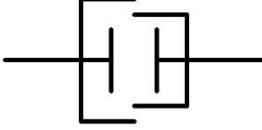
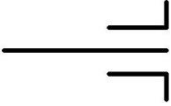
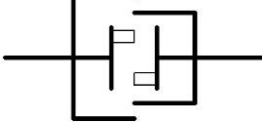
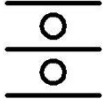
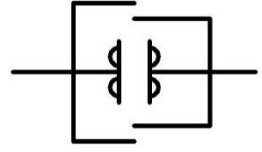

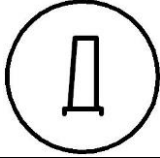
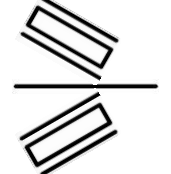

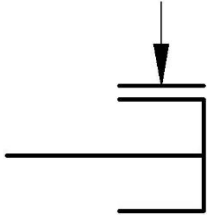

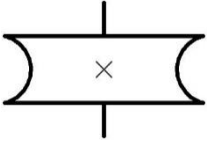
Кожний кінематичний елемент, зображений на схемі умовно, має мати своє позначення – порядковий номер, починаючи від джерела руху. Вали нумеруються римськими цифрами, інші елементи – арабськими.

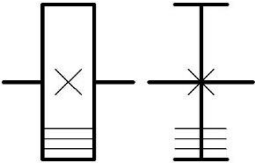
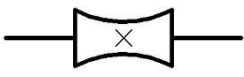
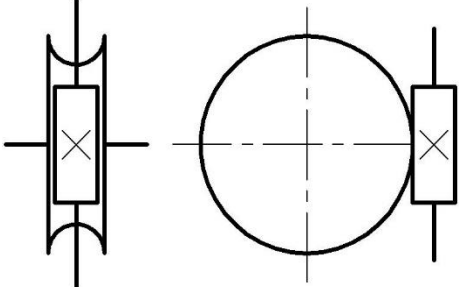
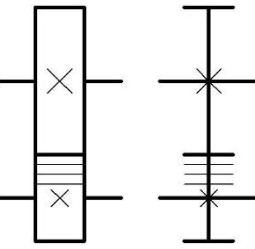
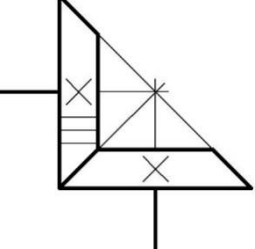
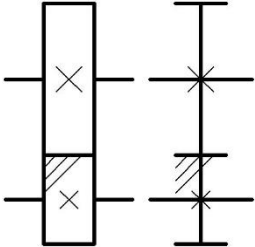
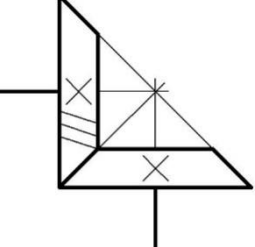
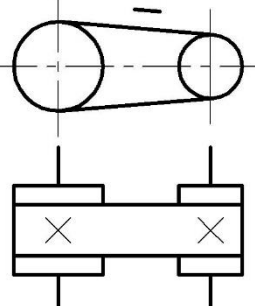
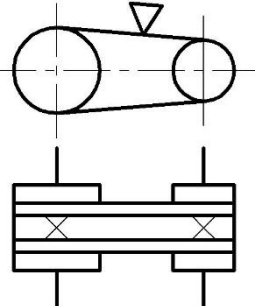
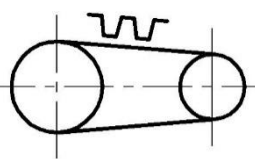
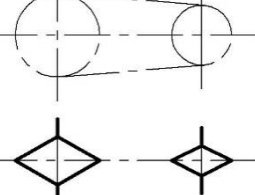
Відповідно до стандартів характеристики і параметрів елементів потрібно подавати на схемі:

- а) джерело руху – найменування, тип, характеристика;
- б) шків пасової передачі – діаметр шківа;
- в) зубчасте колесо – кількість зубів та модуль;
- г) черв'як – модуль осьовий, кількість заходів;
- д) канатний барабан – вид барабану і його діаметр;
- е) ходові колеса – вид коліс і діаметри.

Основні умовні позначення елементів приводів наведено в нижченаведеній таблиці (табл. 1):

Основні умовні позначення елементів приводів

| Умовне позначення | Значення | Умовне позначення | Значення |
|---|---|--|---------------------------------------|
| 1 | 2 | 1 | 2 |
| Кінематичні елементи | | | |
|  | Нерухома вісь |  | Муфта еластична |
|  | Підшипник радіальний (позначення загальне) |  | Муфта фрикційна (позначення загальне) |
|  | Підшипник радіально-упорний (позначення загальне) |  | Муфта зубчата |
|  | Підшипник радіальний шариковий (кульковий) |  | Муфта гідравлічна або пневматична |
|  | Підшипник радіальний роликовий |  | Двигун внутрішнього згорання |
|  | Підшипник радіально-упорний роликовий |  | Електричний двигун |
|  | Гальмо колодкове |  | Гальмо стрічкове |
| Елементи передач | | | |
|  | Шків або зубчате колесо |  | Колесо черв'ячне |

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|--|---|
|  | <p>Колесо зубчате з прямими зубцями (прямозубе)</p> |  | <p>Черв'як</p> |
| Передачі | | | |
|  | | <p>Передача черв'ячна</p> | |
|  | <p>Передача зубчата циліндрична прямозуба</p> |  | <p>Передача зубчата конічна прямозуба</p> |
|  | <p>Передача зубчата циліндрична косозуба</p> |  | <p>Передача зубчата конічна косозуба</p> |
|  | <p>Передача плоскопасова</p> |  | <p>Передача клинопасова</p> |
|  | <p>Передача пасова зі зубчатим пасом</p> |  | <p>Передача ланцюгова</p> |

ПРАКТИЧНІ ВПРАВИ

Вправа 1. Розрахунок привода будівельних машин

Завдання

Виконати кінематично-силовий розрахунок привода, розрахунок пасових і зубчастих передач.

Варіанти завдань наведено в табл. 1.1.

Методика розрахунку

Розрахунок привода

1. Ознайомлюємося зі схемами привода (рис. 1.1 - 1.4).

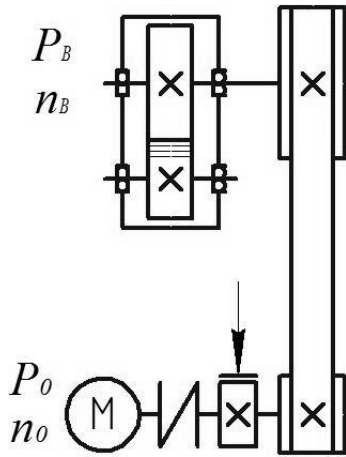


Рис. 1.1. Привід стрічкового конвеєра

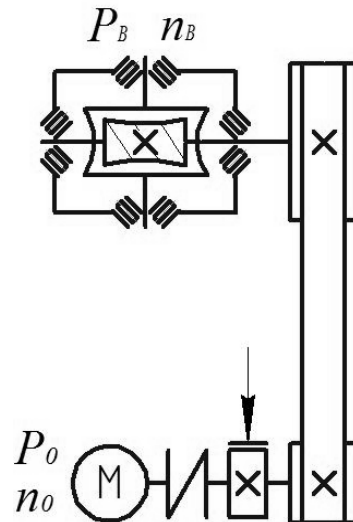


Рис. 1.2. Привід кранової лебідки

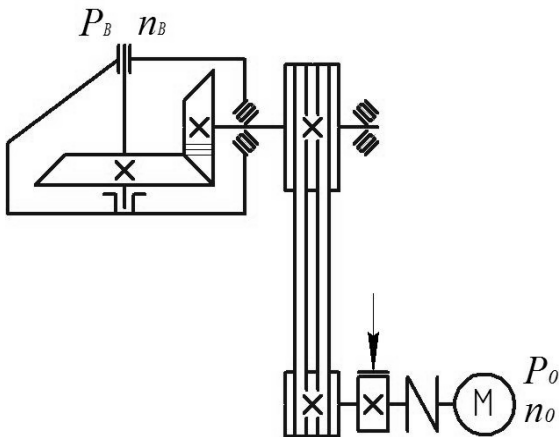


Рис. 1.3. Привід конусної дробарки

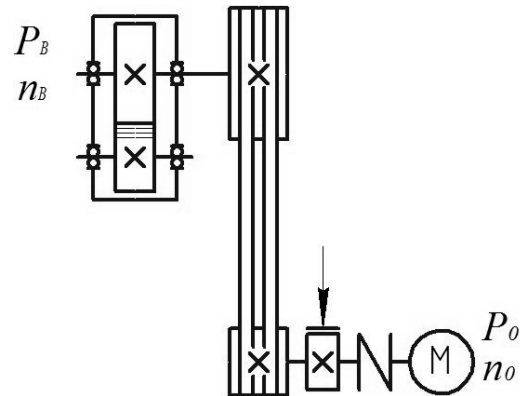


Рис. 1.4. Привід бетононасоса

Вихідні дані

| Варіант | Тип пасової передачі | Тип зубчастої передачі | Потужність на вихідному валу P_B , кВт | Частота обертання вихідного валу, об/хв | |
|---------|----------------------------|---|--|---|----------|
| | | | | $n_{вц,к}$ | $n_{вч}$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Плоскопасова і клинопасова | Циліндрична і конічна прямозубі, черв'ячна двозахідна | 5,5 | 115 | 30 |
| 2 | -“- | -“- | 4,0 | 130 | 40 |
| 3 | -“- | -“- | 4,5 | 120 | 50 |
| 4 | -“- | -“- | 5,0 | 140 | 35 |
| 5 | -“- | -“- | 8,5 | 125 | 45 |
| 6 | -“- | -“- | 6,0 | 135 | 55 |
| 7 | -“- | -“- | 6,5 | 155 | 60 |
| 8 | -“- | -“- | 7,0 | 110 | 30 |
| 9 | -“- | -“- | 7,5 | 115 | 40 |
| 10 | -“- | -“- | 8,0 | 120 | 50 |
| 11 | -“- | -“- | 10,0 | 135 | 35 |
| 12 | -“- | -“- | 12,0 | 145 | 45 |
| 13 | -“- | -“- | 9,0 | 130 | 55 |
| 14 | -“- | -“- | 11,0 | 125 | 60 |
| 15 | -“- | -“- | 13,0 | 140 | 30 |
| 16 | -“- | -“- | 15,0 | 120 | 40 |
| 17 | -“- | -“- | 10,5 | 110 | 50 |
| 18 | -“- | -“- | 11,5 | 125 | 35 |
| 19 | -“- | -“- | 12,5 | 135 | 45 |
| 20 | -“- | -“- | 14,0 | 140 | 55 |

2. Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії $\eta_{заг}$:

$$\eta_{заг} = \eta_M \eta_{п.п} \eta_{з.п} \eta_{п}^n, \quad (1.1)$$

де η_M – коефіцієнт корисної дії (ККД) муфти, $\eta_M = 0,96$; $\eta_{п.п}$ – ККД пасової передачі (клинопасової або плоскопасової), (табл. 1.2); $\eta_{з.п}$ – ККД

зубчастої передачі (циліндричної, конічної або черв'ячної), (табл. 1.2);
 $\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників (кочення або ковзання), (табл. 1.2);
 n – кількість пар підшипників привода (див. схему привода згідно із завданням).

Таблиця 1.2

Середні значення ККД механічних передач

| Передача | η_i |
|------------------------------|---------------|
| Закрита зубчаста з колесами: | |
| - циліндричними | 0,97...0,98 |
| - конічними | 0,96...0,97 |
| - черв'ячне зачеплення | 0,75...0,82 |
| Пасова: | |
| - з плоским пасом | 0,96...0,98 |
| - з клиновим пасом | 0,95...0,97 |
| Підшипники: | |
| - кочення | 0,990...0,995 |
| - ковзання | 0,98...0,985 |

3. Розраховуємо потужність P_0 потрібного електродвигуна, кВт:

$$P_0 = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (1.2)$$

де $P_{\text{в}}$ – потужність на вихідному валу редуктора, кВт (див. табл. 1.1).

4. Визначаємо частоту обертання вала електродвигуна:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{в}} U_{\text{п.п}} U_{\text{з.п}}, \quad (1.3)$$

де $U_{\text{п.п}}$, $U_{\text{з.п}}$ – відповідно передаточні відношення пасової та зубчастої (циліндричної, конічної або черв'ячної) передачі.

Рекомендовані значення $U_{\text{п.п}}$ та $U_{\text{з.п}}$ наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Середні значення передаточних відношень U_i

| Передача | U_i |
|---------------------------------|--------|
| Пасова (плоско- та клинопасова) | 2...4 |
| Зубчаста циліндрична | 2...6 |
| Зубчаста конічна | 2...4 |
| Черв'ячна | 8...90 |

5. За даними табл. 1.4, підібрати електродвигун потужністю P_o та частотою обертання ротора n_o , значення яких є найближчими до отриманих раніше $P_{\text{дв}}$ і $n_{\text{дв}}$. Для привода будівельних машин дозволяється тимчасове перевантаження двигуна на 10...12 % від номінальної потужності. Якщо найближче менше значення потужності стандартного двигуна не відповідає цим вимогам, потрібно вибирати двигун більшої потужності.

Таблиця 1.4

Основні технічні характеристики електродвигунів серії AIP

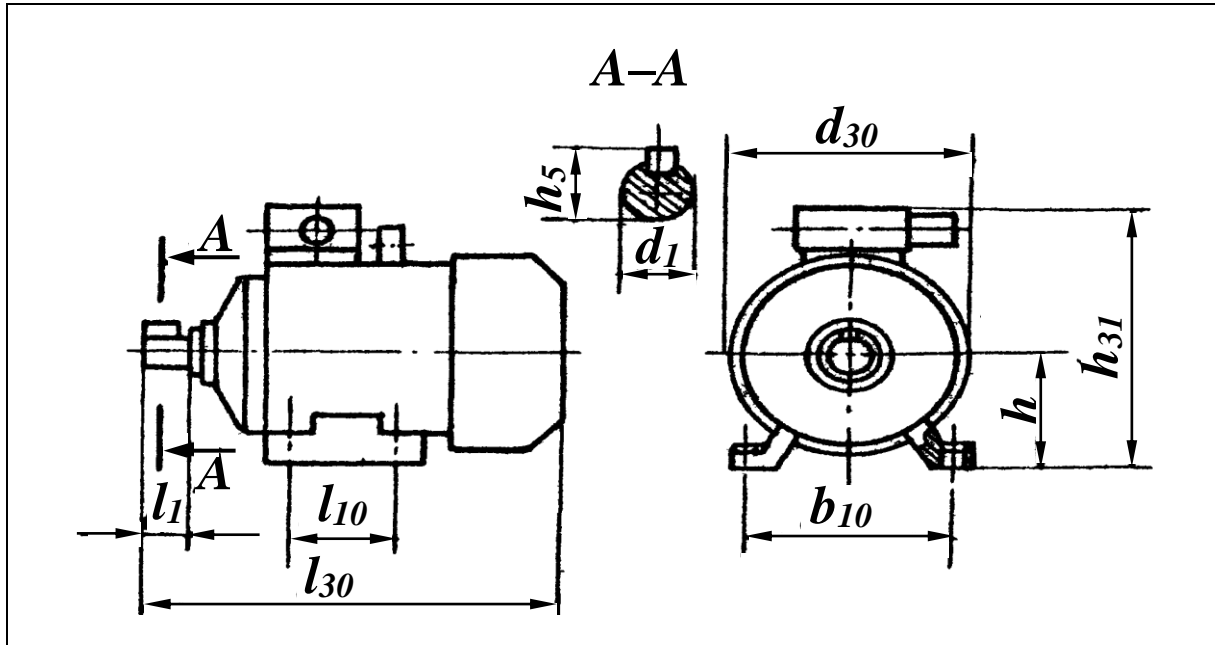
| Потужність, кВт | Синхронна частота обертання, хв ⁻¹ | | | |
|--------------------|---|--------------------|--------------------|--------------------|
| | 3000 | 1500 | 1000 | 750 |
| 1,5 | AIP80A2Y3 2850 | AIP80B4Y3 1415 | AIP90L6Y3 935 | AIP100L8Y3 700 |
| 2,2 | AIP80B2Y3 2850 | AIP90L4Y3 1425 | AIP100L6Y3 950 | AIP112MA8Y3 700 |
| 3,0 | AIP90L2Y3 2840 | AIP100S4Y3 1435 | AIP112MA6Y3 955 | AIP112MB8Y3 700 |
| 4,0 | AIP100S2Y3 2880 | AIP100L4Y3 1430 | AIP112MB6Y3 950 | AIP132S8Y3 720 |
| 5,5 | AIP100L2Y3 2880 | AIP112M4Y3 1445 | AIP132S6Y3 965 | AIP132M8Y3 720 |
| 7,5 | AIP112M2Y3 2900 | AIP132S4Y3 1455 | AIP132M6Y3 970 | AIP160S8Y3 730 |
| 11,0 | AIP132M2Y3 2900 | AIP132M4Y3 1460 | AIP160S6Y3 975 | AIP160M8Y3 730 |
| 15,0 | AIP160S2Y3 2940 | AIP160S4Y3 1465 | AIP160M6Y3 975 | AIP180M8Y3 730 |

Примітка: у чисельнику – типорозмір електродвигуна; у знаменнику – асинхронна частота обертання вала з урахуванням ковзання, хв^{-1} .

Основні розміри електродвигунів серії АІР наведено в табл. 1.5.

Таблиця 1.5

Основні розміри електродвигунів серії АІР



| Тип двигуна | Габаритні розміри, мм | | | Установлювальні та приєднувальні розміри, мм | | | | | | Маса, кг |
|-------------|-----------------------|----------|----------|--|----------|-------|----------|-----|-------|----------|
| | l_{30} | h_{31} | d_{30} | l_1 | l_{10} | d_1 | b_{10} | h | h_5 | |
| AIP80A | 300 | 218 | 186 | 50 | 100 | 22 | 125 | 80 | 24,5 | 17,4 |
| AIP80B | 320 | 218 | 186 | 50 | 100 | 22 | 125 | 80 | 24,5 | 20,4 |
| AIP90L | 350 | 243 | 208 | 50 | 125 | 24 | 140 | 90 | 27 | 28,7 |
| AIP100S | 362 | 263 | 235 | 60 | 112 | 28 | 160 | 100 | 31 | 36,0 |
| AIP100L | 392 | 263 | 235 | 60 | 112 | 28 | 160 | 100 | 31 | 42,0 |
| AIP112M | 452 | 310 | 260 | 80 | 140 | 32 | 190 | 112 | 35 | 56,0 |
| AIP132S | 480 | 350 | 302 | 80 | 140 | 38 | 216 | 132 | 41 | 77,0 |
| AIP132M | 530 | 350 | 302 | 80 | 178 | 38 | 216 | 132 | 41 | 93,0 |
| AIP160S | 624 | 430 | 358 | 110 | 178 | 48 | 254 | 160 | 51,5 | 135,0 |
| AIP160M | 667 | 430 | 358 | 110 | 210 | 42 | 254 | 160 | 45 | 145,0 |
| AIP180M | 702 | 470 | 410 | 110 | 241 | 48 | 279 | 180 | 59 | 195 |

6. Визначаємо загальне передаточне відношення $U_{\text{заг}}$ привода:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_0}{n_{\text{в}}} = U_{\text{п.п}} U_{\text{з.п}}, \quad (1.4)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} (див. табл. 1.4);
 $n_{\text{в}}$ – частота обертання вихідного вала редуктора, хв^{-1} (див. табл. 1.1);
 $U_{\text{п.п}}$, $U_{\text{з.п}}$ – передаточні відношення пасової та зубчастої (циліндричної, конічної або черв’ячної) передачі; рекомендовані значення $U_{\text{п.п}}$ і $U_{\text{з.п}}$ наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Середні значення передаточних відношень U_i

| Передача | U_i |
|---------------------------------|--------|
| Пасова (плоско- та клинопасова) | 2...4 |
| Зубчаста циліндрична | 2...6 |
| Зубчаста конічна | 2...4 |
| Черв’ячна | 8...90 |

7. Для плоскопасової передачі за формулою Северіна визначаємо діаметр D_0 ведучого шківa, мм:

$$D_0 = 1200 \sqrt[3]{\frac{P_0}{n_0}}, \quad (1.5)$$

де P_0 – потужність двигуна, кВт; n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} (див. табл. 1.3).

Діаметр D_1 веденого шківa буде, мм:

$$D_1 = U_{\text{п.п}} D_0 (1 - \xi), \quad (1.6)$$

де ξ – коефіцієнт ковзання, для шкіряних і прогумованих пасів $\xi = 0,01$.

Отримані значення D_0 та D_1 округлюємо до найближчого значення зі стандартного ряду діаметрів чавунних шківів (ДСТУ ISO 22:2009), мм: 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

8. Для вибору діаметра D_0 ведучого шківів клинопасової передачі попередньо визначаємо номінальний крутний момент T_0 електродвигуна, Н·м:

$$T_0 = \frac{P_0}{\omega_0} = \frac{30000 P_0}{\pi n_0}, \quad (1.7)$$

де ω_0 – кутова швидкість обертання вала електродвигуна; P_0 – потужність двигуна, кВт; n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹ (див. табл. 1.3).

За крутним моментом T_0 , взятому з табл. 1.7, визначаємо діаметр D_0 ведучого шківів та тип паса клинопасової передачі.

Таблиця 1.7

Клинові паси (ДСТУ ISO 9608:2008)

| Позначення перерізу | Розміри перерізу, мм | | | | Площа перерізу, S , мм ² | Довжина паса, м | Діаметр шківів, D_0 , мм | Крутний момент на швидкохідному валу, T_0 , Нм |
|---------------------|----------------------|-------|------|-------|---------------------------------------|-----------------|----------------------------|--|
| | b | b_P | h | Y_0 | | | | |
| О | 10 | 8,5 | 7 | 2,1 | 47 | 0,4...2,5 | 63 | 0...30 |
| А | 13 | 11 | 8 | 2,8 | 81 | 0,56...4,0 | 90 | 15...60 |
| Б | 17 | 14 | 10,5 | 4 | 138 | 0,8...6,3 | 125 | 50...150 |
| В | 22 | 19 | 13,5 | 4,8 | 230 | 1,8...10 | 200 | 120...600 |
| Г | 32 | 27 | 19 | 6,9 | 476 | 3,15...15 | 315 | 450...2400 |
| Д | 38 | 32 | 23,5 | 8,3 | 692 | 4,5...18 | 500 | 1600...6000 |
| Е | 50 | 42 | 30 | 11 | 1170 | 6,3...18 | 800 | 24000 |

Діаметр D_1 веденого шківів клинопасової передачі визначаємо за формулою (1.6) і отримані значення шківів округлюємо до найближчого

значення зі стандартного ряду діаметрів чавунних шківів (ДСТУ ISO 255:2009), мм.: 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

9. Визначивши діаметри шківів, уточнюємо величини передаточних відношень $U_{п.п}$ та $U_{з.п}$:

$$U_{п.п} = \frac{D_1}{D_0}, U_{з.п} = \frac{U_{зар}}{U_{п.п}}. \quad (1.8)$$

Величину $U_{з.п}$ беремо згідно з номінальним значенням передаточного відношення:

- 1-й ряд: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 20,00; 25,00; 31,50; 40,00; 50,00; 63,00; 80,00;
- 2-й ряд: 1,12; 1,40; 1,80; 2,24; 2,80; 3,55; 4,50; 5,60; 7,10; 9,00; 11,20; 14,00; 18,00; 22,40; 28,00; 35,50; 45,00; 56,00; 71,00.

Примітка: 1-й ряд є переважним.

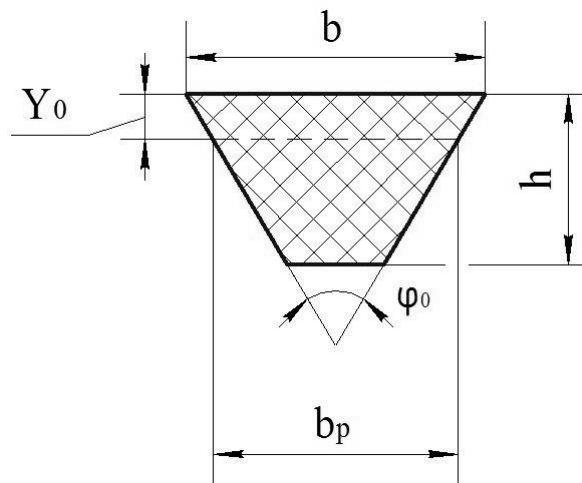


Рис. 1.5. Переріз паса клинопасової передачі

10. Визначаємо частоту обертання, потужність і крутний момент на проміжному та вихідному (тихохідному) валу привода, користуючись уточненими значеннями передаточних відношень:

- 10.1. Частота обертання; $хв^{-1}$:
- проміжного вала:

$$n_{\text{пр}} = \frac{n_0}{U_{\text{п.п}}}; \quad (1.9)$$

- вихідного вала:

$$n_{\text{в}} = \frac{n_{\text{пр}}}{U_{\text{з.п}}}. \quad (1.10)$$

10.2. Потужність, кВт:

- вала привідного шківів пасової передачі:

$$P_{\text{вп}} = P_0 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}}; \quad (1.11)$$

- проміжного вала:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{вп}} \cdot \eta_{\text{п.п}} \cdot \eta_{\text{п}}^2; \quad (1.12)$$

- вихідного вала:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{пр}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{п}}. \quad (1.13)$$

10.3. Крутні моменти (Н·м):

- вала привідного шківів пасової передачі:

$$T_{\text{вп}} = \frac{P_{\text{вп}}}{\omega_0} = \frac{30000 P_{\text{вп}}}{\pi n_0}; \quad (1.14)$$

- проміжного вала:

$$T_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\omega_{\text{пр}}} = \frac{30000 P_{\text{пр}}}{\pi n_{\text{пр}}}; \quad (1.15)$$

- вихідного вала:

$$T_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{30000 P_{\text{в}}}{\pi n_{\text{в}}}, \quad (1.16)$$

де $\omega_0, \omega_{\text{пр}}, \omega_{\text{в}}$ – кутова швидкість обертання відповідно двигуна, проміжного та вихідного валів, с^{-1} ; $P_{\text{вп}}, P_{\text{пр}}, P_{\text{в}}$ – потужність ведучого вала приводного шківа, проміжного та вихідного валів, кВт; $n_0, n_{\text{пр}}, n_{\text{в}}$ – частота обертання двигуна, проміжного та вихідного валів, хв^{-1} .

10.4. За отриманими результатами складаємо підсумкову таблицю (табл. 1.8).

Таблиця 1.8

Приклад оформлення підсумкової таблиці

| Позначення вала | Частота обертання, хв^{-1} | Потужність, кВт | Крутний момент, Н·м |
|------------------------|-------------------------------------|-----------------|---------------------|
| Ведучий (швидкохідний) | n_0 | $P_{\text{вп}}$ | $T_{\text{вп}}$ |
| Проміжний | $n_{\text{пр}}$ | $P_{\text{пр}}$ | $T_{\text{пр}}$ |
| Вихідний (тихохідний) | $n_{\text{в}}$ | $P_{\text{в}}$ | $T_{\text{в}}$ |

Підбір муфти

11. Вибір і розрахунки муфти ведуть за розрахунковим значенням її обертального моменту $T_{\text{рм}}$, Н·м (див. табл. 1.8).

$$T_{\text{рм}} = K_{\text{п}} T_{\text{о}} \leq [T], \quad (1.17)$$

де $T_{\text{рм}}, T_{\text{о}}$ – відповідно розрахунковий та номінальний обертальний моменти, Н·м; $K_{\text{п}}$ – коефіцієнт перевантаження, беруть згідно з рекомендаціями; $[T]$ – допустимий обертальний момент, Н·м (див. табл. 1.9).

Для приводів від електродвигуна беруть:

- для спокійного навантаження $K_{\text{п}} = 1,15 \dots 1,4$;
- для змінного навантаження $K_{\text{п}} = 1,5 \dots 2,0$;
- для ударного навантаження $K_{\text{п}} = 2,5 \dots 4,0$.

Водночас має виконуватися умова:

$$d_M \geq d_B,$$

де d_M – посадочний діаметр муфти, мм; d_B – діаметр вала електродвигуна, мм.

Таблиця 1.9

Розміри і параметри зубчастої муфти МЗ

| Допустимий обертальний момент [T], Нм | d | D | D_1 | D_2 | l | L | B | Параметри зубчастого зацеплення, мм | | | | $n_{\max},$ хв^{-1} не більше |
|--|-----|-----|-------|-------|-----|-----|-----|---|-----|-----|-----|---|
| | | | | | | | | m | z | b | A | |
| 1000 | 40 | 145 | 100 | 60 | | | | | 30 | 12 | 60 | 90 |
| 1600 | 55 | 170 | 125 | 80 | 82 | 174 | 34 | 2,5 | 38 | 15 | | 80 |
| 2500 | 60 | 185 | 135 | 85 | | | | | 36 | | 75 | 75 |
| 4000 | 65 | 200 | 150 | 95 | 105 | 220 | 40 | | 40 | | 85 | 62 |
| 6300 | 80 | 230 | 175 | 115 | 130 | 270 | | 3 | 48 | 20 | 125 | 55 |
| 10000 | 100 | 270 | 200 | 145 | | 340 | | | 56 | 25 | 145 | 47 |
| 16000 | 120 | 300 | 230 | 175 | 165 | 345 | | | 48 | | | 40 |
| 25000 | 140 | 330 | 260 | 200 | | | | 4 | 56 | 30 | 180 | 35 |
| 40000 | 160 | 410 | 330 | 230 | 200 | 415 | 50 | | 6 | 46 | 35 | 210 |

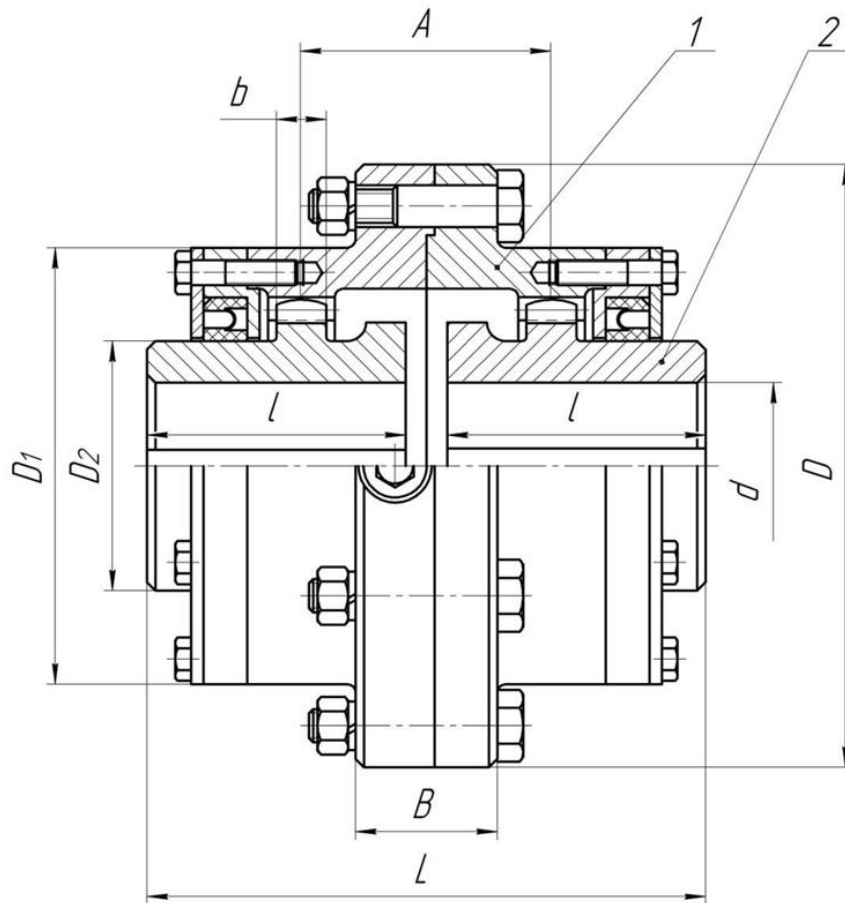


Рис. 1.6. Зубчаста муфта

12. Навести скорочене умовне позначення вибраної зубчастої муфти.

Приклад скороченого умовного позначення зубчастої муфти з обертальним моментом $T = 1000$ Н·м, діаметром посадочного отвору у втулках $d = 40$ мм

Муфта МЗ 1000-40.

Розрахунок і вибір гальма

13. Підібрати гальмо за гальмівним моментом з коефіцієнтом запасу гальмування k_{Γ} :

$$M_{\Gamma} \geq k_{\Gamma} \cdot T_{\text{о}}, \quad (1.18)$$

де $T_{\text{о}}$ – обертальний момент на валу електродвигуна, Н·м;

k_{Γ} – коефіцієнт запасу гальмування, $k_{\Gamma} = 1,5$.

Вибрати гальмо (див. табл. 1.10 - 1.11, рис. 1.7 - 1.8) та виписати його характеристики.

Розрахунок плоскостасової передачі

14. Визначаємо швидкість переміщення паса, м/с:

$$v_{\text{п}} = \frac{\pi D_0 n_0}{60 \cdot 1000} \leq [v_{\text{п}}], \quad (1.19)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} , D_0 – діаметр ведучого шківa, мм; $[v_{\text{п}}]$ – допустима швидкість паса м/с.

Примітка: в умовах підвищеної вологості, насиченості парами кислот або лугів рекомендуються прогумовані паси типу *A* (допустима швидкість 30 м/с), найбільш гнучкі, типу *B* (найбільша швидкість 20 м/с), типу *B* (найбільша швидкість 15 м/с). У разі перевищення значення допустимої швидкості $[v]$ необхідно зменшити діаметр ведучого барабана D_0 .

15. Розраховуємо колове зусилля на ведучому шківу, Н:

$$F_{\text{ВП}} = \frac{1000 P_{\text{ВП}}}{v_{\text{п}}}, \quad (1.20)$$

де $P_{\text{ВП}}$ – потужність вала ведучого шківa пасової передачі, кВт.

16. Визначаємо корисне напруження (питоме колове зусилля на одиниці площі перерізу паса), Н/мм²:

$$[K] = K_0 C_0 C_{\alpha} C_v C_{\text{п}}, \quad (1.21)$$

де K_0 – питоме напруження, яке залежить від швидкості, для прогумованих пасів приблизно дорівнює 2,25; C_0 – коефіцієнт положення передачі, (для горизонтальних і нахилених до 60° передач $C_0 = 1$); C_{α} – коефіцієнт виливу кута α_1^0 охоплення ведучого пасом шківa (формула (1.20)); C_v – коефіцієнт виливу швидкості перебігання паса

(формула (1.21)); C_{II} – коефіцієнт впливу умов праці передачі (див. табл. 1.12).

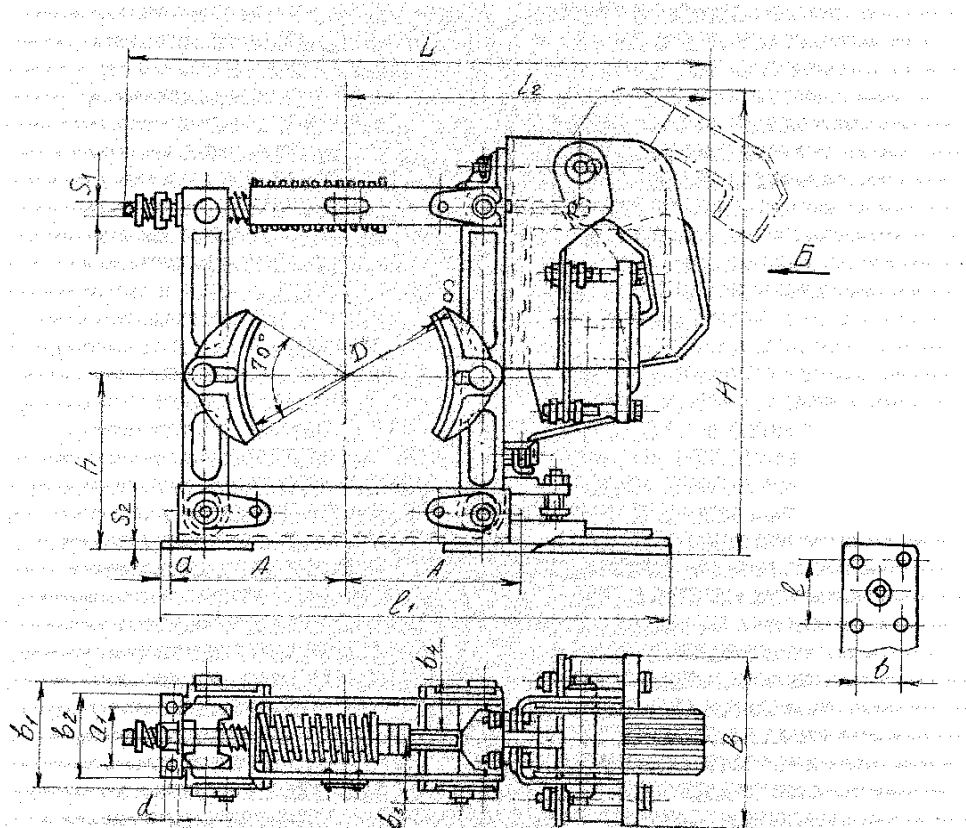


Рис. 1.7. Колодкове гальмо з електроходовим електромагнітом

Таблиця 1.10

Основні параметри колодкових гальм з короткоходовим електромагнітом

| Тип гальма | Гальмівний момент, Н·м, при ТВ, % | | | Тип електромагніту | Діаметр шківів, D, мм | Розміри, мм | | | |
|-------------|-----------------------------------|-----|-----|--------------------|-----------------------|-------------|-----|----------------|----------------|
| | 25 | 40 | 100 | | | L | l | l ₁ | l ₂ |
| ТКТ-100 | 20 | 20 | 10 | МО-100Б | 100 | 398 | 85 | 300 | 195 |
| ТКТ-200/100 | 40 | 40 | 22 | МО-100Б | 200 | 546 | 85 | 394 | 255 |
| ТКТ-200 | 160 | 160 | 80 | МО-200Б | 200 | 660 | 140 | 394 | 322 |
| ТКТ-300/200 | 240 | 240 | 120 | МО-200Б | 3200 | 796 | 140 | 550 | 389 |
| Тип гальма | Розміри, мм | | | | | | | | |

| | B | b | b_1 | b_2 | b_3 | b_4 | H | h | A | a | a_1 | d | d_1 | S_1 | δ | S_2 |
|-------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-----|-----|-----|-----|-------|-----|-------|-------|----------|-------|
| ТКТ-100 | 130 | 38 | 70 | 65 | 45 | 36 | 218 | 100 | 110 | 15 | 40 | 13 | 9 | 8 | 6 | 4 |
| ТКТ-200/100 | 130 | 38 | 90 | 80 | 54 | 47 | 358 | 170 | 175 | 22 | 60 | 18 | 13 | 11 | 6 | 7 |
| ТКТ-200 | 177 | 38 | 90 | 80 | 54 | 47 | 367 | 170 | 175 | 22 | 60 | 18 | 13 | 11 | 8 | 7 |
| ТКТ-300/200 | 177 | 38 | 140 | 120 | 81 | 72 | 507 | 240 | 250 | 25 | 80 | 22 | 17 | 14 | 8 | 9 |

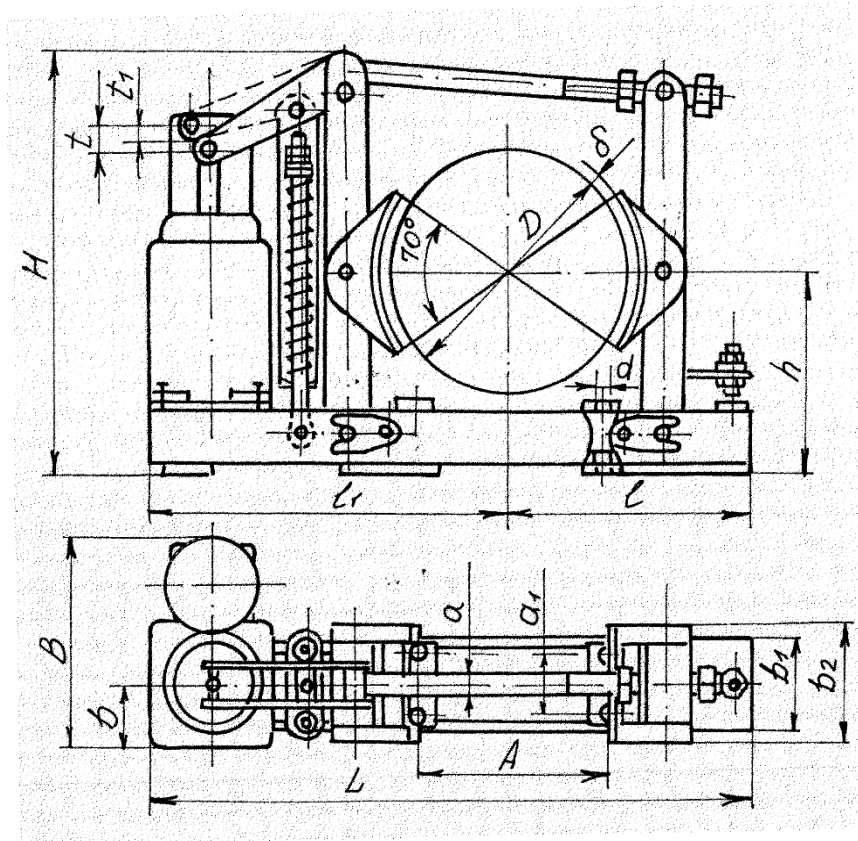


Рис. 1.8. Колодкове гальмо з електрогідравлічним штовхачем

Таблиця 1.11

Основні параметри колодкових гальм з електрогідравлічним штовхачем

| Тип гальма | Гальмівний момент, Н·м | Діаметр шківів, D , мм | Тип штовхача | Розміри, мм | | | | |
|------------|------------------------|--------------------------|--------------|-------------|-----|-------|-----|-----|
| | | | | L | l | l_1 | B | b |
| ТКГ-160 | 100 | 160 | ТЕГ-16М | 490 | 147 | 268 | 201 | 116 |
| ТКГ-260 | 300 | 200 | ТГМ-25 | 603 | 198 | 322 | 213 | 130 |
| ТКГ-360 | 800 | 300 | ТГМ-50 | 772 | 275 | 421 | 232 | 130 |
| ТКГ-400 | 1500 | 400 | ТГМ-80 | 940 | 375 | 489 | 232 | 130 |
| ТКГ-500 | 2500 | 500 | ТГМ-80 | 1160 | 435 | 650 | 232 | 130 |
| ТКГ-600М | 5000 | 600 | ТЕ-160 | 1420 | 560 | 860 | 365 | 125 |
| ТКГ-700М | 8000 | 700 | ТЕ-160 | 1630 | 625 | 1005 | 390 | 145 |
| ТКГ-800М | 12500 | 800 | ТЕ-160 | 1975 | 695 | 1280 | 405 | 165 |

| Тип гальма | Розміри, мм | | | | | | | | | | |
|------------|-------------|-------|------|-----|-----|-----|-------|----------|-----|-----|-------|
| | b_1 | b_2 | H | h | A | a | a_1 | δ | d | t | t_1 |
| ТКГ-160 | 70 | 120 | 415 | 144 | 200 | 60 | 90 | 6 | 13 | 25 | 15 |
| ТКГ-260 | 90 | 120 | 436 | 170 | 350 | 60 | 120 | 6 | 18 | 32 | 22 |
| ТКГ-360 | 120 | 140 | 550 | 240 | 500 | 80 | 150 | 6 | 22 | 50 | 30 |
| ТКГ-400 | 140 | 180 | 620 | 320 | 340 | 68 | 68 | 6 | 22 | 50 | 30 |
| ТКГ-500 | 160 | 200 | 735 | 400 | 410 | 85 | 85 | 8 | 27 | 50 | 30 |
| ТКГ-600М | 240 | 250 | 940 | 475 | 500 | 126 | 126 | 8 | 38 | 55 | 35 |
| ТКГ-700М | 200 | 280 | 1081 | 550 | 610 | 150 | 150 | 8 | 38 | 85 | 55 |
| ТКГ-800М | 320 | 330 | 1216 | 600 | 700 | 180 | 180 | 8 | 38 | 135 | 90 |

Таблиця 1.12

Значення коефіцієнта C_{Π} при однозмінній роботі

| Характер навантаження | Машини, що приводяться в рух | C_{Π} |
|---|--|-----------|
| Спокійна робота з короткочасними пусковими навантаженнями не більше ніж 12 % номінального | Передачі до стрічкових конвеєрів, токарним, шліфувальним і фрезерним верстатам | 1,0 |
| Помірні коливання навантаження | | 0,90 |
| Пускові навантаження до 150 % номінального | Пластинчаті транспортери, поршневі компресори, бетононасоси | 0,80 |
| Значні коливання навантаження і пускове навантаження до 200 % номінального | Транспортери скребачкові і гвинтові, реверсивні приводи, кранові лебідки | 0,75 |
| Ударні навантаження і пускові навантаження до 300 % номінальних | Молоти, дробарки, ущільнювачі | 0,70 |

16.1. Для визначення C_{α} знаходимо міжосьову відстань a , мм:

$$a = 2(D_0 + D_1). \quad (1.22)$$

16.2. Кут охоплення пасом на малому (ведучому) шківі:

$$\alpha_1^0 = 180^0 - 60^0 \frac{D_1 - D_0}{a}. \quad (1.23)$$

16.3. Величина коефіцієнта C_{α} дорівнює:

$$C_{\alpha} = 1 - 0,003(180^0 - \alpha_1^0). \quad (1.24)$$

16.4. Коефіцієнт C_v впливу швидкості перебігання паса:

$$C_v = 1,04 - 0,0004v_{\Pi}^2. \quad (1.25)$$

17. Необхідна площа S перерізу паса, мм²:

$$S = b\delta = \frac{F_{\text{ВП}}}{[K]}, \quad (1.26)$$

де b і δ – відповідно, ширина та товщина паса, мм.

18. Товщину паса δ визначаємо за умови, що вона має дорівнювати приблизно 1/40 діаметра D_0 ведучого шківa (див. також примітку табл. 1.13):

$$\delta = \frac{D_0}{40}, \quad (1.27)$$

19. Ширину b паса визначаємо з формули (1.26), враховуючи примітку 2 табл. 1.13.

Таблиця 1.13

Паси прогумовані

| Число прокладок | Ширина паса, мм | | |
|-----------------|-----------------|-----------|-----------|
| | А | Б | В |
| 2 | – | 20...45 | – |
| 3 | – | – | 20...40 |
| 3-5 | 20...75 | – | 50...75 |
| 3-6 | 80...100 | – | 80...100 |
| 4-6 | 125...250 | 150...250 | 125...250 |
| 4-8 | 250...350 | 250...300 | 250...300 |

Примітки:
1. Товщина однієї прокладки 1,25 мм, прокладки з прошарком – 1,5 мм.

2. Ширину паса назначають за даними ряду, мм: 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560.

20. Визначаємо розрахункову довжину паса (без врахування припуску на з'єднання кінцівок паса), м:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_0 + D_1) + \frac{(D_1 - D_0)^2}{4a}, \quad (1.28)$$

де a – міжосьова відстань, м; D_0 – діаметр ведучого шківа, м;
 D_1 – діаметр веденого шківа, м.

21. Уточнюємо число перебігів паса U , с⁻¹:

$$U = \frac{v_{\text{п}}}{L}, \quad (1.29)$$

Допускається для плоских пасів $U \leq 5$ с⁻¹.

22. Визначаємо ширину шківа з табл. 1.14.

Таблиця 1.14

Розміри шківів плоскопасових передач за ДСТ 17383-73

| Діаметри шківів d , мм | | | | | |
|--|-----------------------|-----------------------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------------------|
| 50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1200, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 ... | | | | | |
| Ширина паса b , мм | Ширина шківа B , мм | Стрілка опуклості обода шківа, мм | Ширина паса b , мм | Ширина шківа B , мм | Стрілка опуклості обода шківа, мм |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 32 | 40 | 0,3 | 90 | 100 | 0,5 |

| | | | | | |
|----|----|-----|-----|-----|-----|
| 40 | 50 | 0,4 | 100 | 112 | 0,6 |
| 50 | 63 | | 112 | 125 | |
| 63 | 71 | | 125 | 140 | |
| 71 | 80 | | 140 | 160 | |
| 80 | 90 | | 160 | 180 | |

23. Визначаємо мінімальні діаметри валів ведучого та веденого шківів плоскопасової передачі, мм:

$$d_{\text{ВП}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ВП}} \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}; d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{пр}} \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (1.30)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, $[\tau]=15\dots30$ МПа. Його потрібно брати щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних – більшим.

24. Приймаємо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.15., рис. 1.9., та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза.

Таблиця 1.15

**Стандартні значення діаметрів валів з однією шпонкою
за ГОСТ 23360-78**

| Діаметр вала d , мм | Перетиншпонки, мм | | Інтервал довжини, мм | Глибина шпонкового паза, мм | |
|--------------------------|----------------------|-----|----------------------------|--------------------------------|-------|
| | b | h | | t | t_1 |
| 20, 21, 22 | 6 | 6 | 14...70 | 3,5 | 2,8 |
| 24, 25, 26, 28, 30 | 8 | 7 | 18...90 | 4 | 3,3 |
| 32, 34, 36, 38 | 10 | 8 | 22...110 | 5 | 3,3 |
| 40, 42 | 12 | 8 | 28...140 | 5 | 3,6 |
| 45, 48, 50 | 14 | 9 | 36...160 | 5,5 | 3,8 |
| 53, 55, 56 | 16 | 10 | 45...180 | 6 | 4,3 |

| | | | | | |
|----------------|----|----|----------|-----|-----|
| 60, 63 | 18 | 11 | 50...200 | 7 | 4,4 |
| 67, 70, 71, 75 | 22 | 12 | 56...220 | 7,5 | 4,9 |
| 80, 85 | 22 | 14 | 63...250 | 9 | 5,4 |
| 90, 95 | 25 | 14 | 70...280 | 9 | 5,4 |
| 100, 105, 110 | 28 | 16 | 80...320 | 10 | 6,4 |

Примітка: довжина шпонок l вибирається з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

25. Перевіряємо шпонки на зріз і зминання.

Формула для перевірки шпонки на зріз має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{2T \cdot 1000}{bl_p d} \leq [\tau_{зр}], \quad (1.31)$$

де T – крутний момент на валу, Н·м; b – ширина шпонки, мм; d – діаметр вала, мм; l_p – довжина шпонки, мм; при плоских торцях $l_p = l$; при закруглених торцях $l_p = l - b$; $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зріз, $[\tau_{зр}] = 70 \dots 100$ МПа.

Формула для перевірки шпонки на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 1000}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (1.32)$$

де h – висота шпонки, мм; t_1 – глибина паза вала, мм (див. табл. 1.14); $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання; для сталеві маточини $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа; для чавунної – $[\sigma_{зм}] = 50 \dots 60$ МПа.

Примітка: у разі невиконання умов міцності необхідно застосувати більш високі шпонки або застосувати три шпонки під кутом 120° , можна шпонкове з'єднання замінити шліцевим.

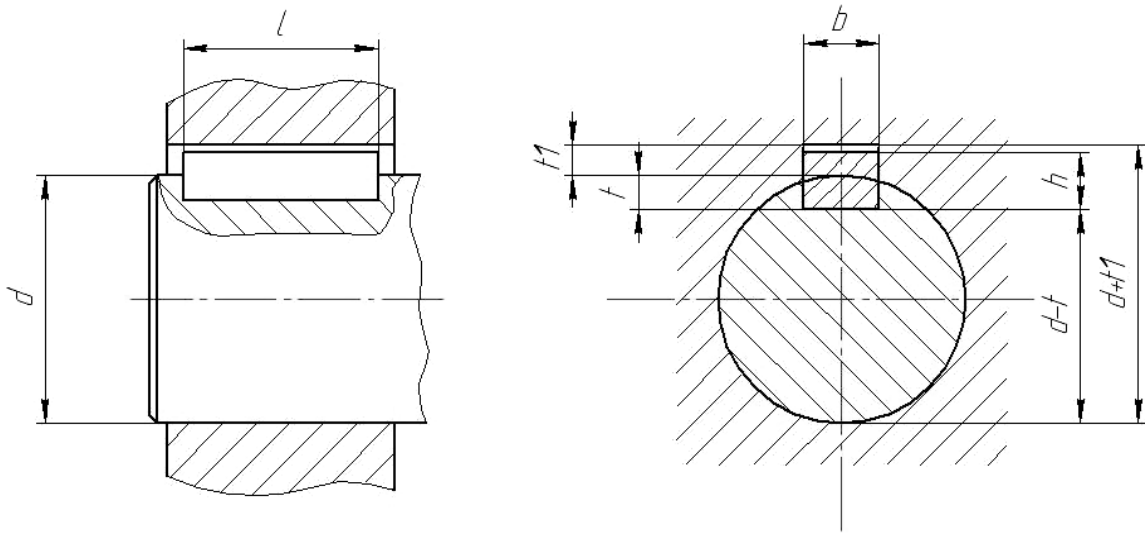


Рис. 1.9. Розміри діаметра вала та шпонки

Розрахунок клинопасової передачі

26. Вибрати тип паса за потужністю та швидкістю паса за табл. 1.16.
Швидкість руху паса $v_{\text{п}}$ дорівнює, м/с:

$$v_{\text{п}} = \frac{\pi D_0 n_0}{60 \cdot 1000}, \quad (1.33)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} , D_0 – діаметр ведучого шківа, мм.

Виписати розміри перерізів паса за табл. 1.17.

Таблиця 1.16

Вибір типу клинового паса залежно від потужності, що передається, та швидкості паса (додаток до ДСТ 1284-89)

| Потужність, що передається, кВт | Тип паса при швидкості, м/с | | |
|---------------------------------|-----------------------------|--------|------|
| | < 5 | 5...10 | >10 |
| ≤1,0 | O, A | O, A | O |
| 1...2 | O, A, B | O, A | O, A |

| | | | |
|-----------|------|---------|------|
| 2...4 | A, B | O, A, B | O, A |
| 4...7,5 | B, B | A, B | A, B |
| 7,5...15 | B | B, B | B, B |
| 15...30 | - | B, Г | B, Г |
| 30...60 | - | Г, Д | B, Г |
| 60...120 | - | Д | Г, Д |
| 120...200 | - | Д, Е | Г, Д |
| > 200 | - | - | Д, Е |

Таблиця 1.17

Розміри клинових пасів за ДСТ 1284.1-89

| Тип паса | Розміри перерізів, мм | | | Площа перерізу, S_0 , мм ² | Розрахункова довжина l_p паса, мм |
|----------|-----------------------|----------|----------|---|-------------------------------------|
| | b_0 | b_p | h | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| O | 10 | 8,5 | 6 | 47 | 400-2500 |
| A | 13 | 11 | 8 | 81 | 500-4000 |
| B | 17 | 14 | 10,5 | 138 | 800-6300 |
| B | 22 | 19 | 13,5 | 230 | 1800-10600 |
| Г | 32 | 27 | 19 | 476 | 3150-15000 |
| Д | 38 | 32 | 23,5 | 692 | 4500-18000 |
| Е | 50 | 42 | 30 | 1170 | 6300-18000 |

Примітка. Орієнтовні рекомендації: У приводах із черв'ячним редуктором кутова швидкість ведучого шківa (відповідно і колова швидкість паса) висока, тому слід орієнтуватися на швидкість $v_{\Pi} > 10$ м/с. У приводах із зубчастим (циліндричним або конічним) редуктором можна орієнтуватися на швидкість $v_{\Pi} = 5...10$ м/с або $v_{\Pi} > 10$ м/с.

27. Визначаємо міжосьову відстань a , як середнє значення між $a_{\min} \dots a_{\max}$, мм:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_0 + D_1) + h; \quad (1.34)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_0 + D_1); \quad (1.35)$$

$$a = (a_{\max} + a_{\min}) / 2, \quad (1.36)$$

де D_0 – діаметр ведучого шківa, мм; D_1 – діаметр веденого шківa, мм;
 h – товщина паса, мм (табл. 1.5).

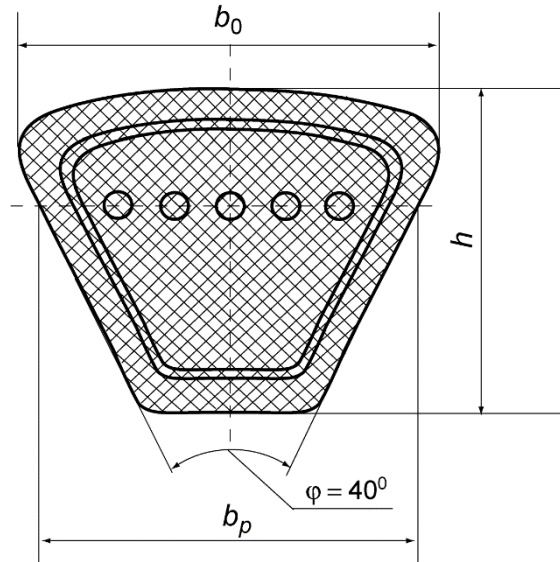


Рис. 1.10. Розміри перерізу клинового паса

28. Розрахункова довжина L_p паса буде, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_0 + D_1) + \frac{(D_1 - D_0)^2}{4a}. \quad (1.37)$$

Вибираємо найближчу стандартну довжину паса L (ДСТУ ISO 4184:2010), мм: 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

29. Визначаємо, мм:

$$D_{\text{сер}} = 0,5(D_1 + D_0) \quad (1.38)$$

та розраховуємо нове значення міжосьової відстані a з урахуванням вибраної довжини паса L , мм:

$$a = 0,25 \left[L - \pi D_{\text{сер}} + \sqrt{(L - \pi D_{\text{сер}})^2 - 2(D_1 - D_0)^2} \right]. \quad (1.39)$$

30. Кут охоплення ведучого шківа:

$$\alpha_1^0 = 180^0 - 60^0 \frac{D_1 - D_0}{a}. \quad (1.40)$$

31. За даними табл. 1.18 призначаємо колове зусилля f_0 , що передає один клиновий пас заданого перерізу за відомими даними D_0 , L_0 і v_{Π} . Якщо табличні дані не співпадають зі значенням за формулою (1.31), то табличні дані слід інтерполювати.

32. Допустиме колове зусилля на один пас $[f]$ буде, Н:

$$[f] = f_0 C_{\alpha} C_L C_{\Pi}, \quad (1.41)$$

де коефіцієнт врахування кута охоплення:

$$C_{\alpha} = 1 - 0,003(180^0 - \alpha_1^0). \quad (1.42)$$

Таблиця 1.18

**Колове зусилля f_0 , Н, передане одним клиновим пасом за $U = 1$
довжини L_0 і спокійної роботи**

| Позначення перерізу (довжина) паса L_0 , мм | D_0 , мм | v_{Π} , м/с | | | | | |
|---|------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| <i>I</i> | <i>2</i> | <i>3</i> | <i>4</i> | <i>5</i> | <i>6</i> | <i>7</i> | <i>8</i> |
| О (400...2500) 1320 | 71 | 112 | 95 | 81 | 68 | 56 | – |
| | 80 | 124 | 107 | 94 | 80 | 66 | – |
| | 90 | 134 | 116 | 104 | 86 | 76 | 62 |
| | 100 | 140 | 124 | 111 | 98 | 84 | 66 |

Закінчення табл. 1.18

| | | | | | | | |
|---------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| <i>I</i> | <i>2</i> | <i>3</i> | <i>4</i> | <i>5</i> | <i>6</i> | <i>7</i> | <i>8</i> |
| А (500...4000) 1700 | 100 | 190 | 160 | 138 | 115 | 91 | – |
| | 112 | 210 | 182 | 160 | 137 | 112 | 83 |
| | 125 | 230 | 200 | 177 | 155 | 132 | 105 |
| | 140 | 246 | 218 | 194 | 172 | 148 | 121 |
| | 160 | 264 | 235 | 214 | 190 | 165 | 136 |
| Б (800...6300) 2240 | 140 | 322 | 270 | 230 | 191 | – | – |
| | 160 | 366 | 315 | 275 | 236 | 196 | 149 |
| | 180 | 402 | 351 | 310 | 272 | 230 | 184 |

| | | | | | | | |
|------------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|
| | 200 | 430 | 379 | 338 | 300 | 257 | 212 |
| | 224 | 452 | 405 | 363 | 325 | 282 | 271 |
| В (1800...10600) 3420 | 224 | 630 | 535 | 463 | 393 | 318 | 235 |
| | 250 | 696 | 602 | 530 | 460 | 384 | 302 |
| | 280 | 756 | 663 | 590 | 520 | 444 | 383 |
| | 315 | 814 | 719 | 647 | 558 | 500 | 416 |
| | 355 | 864 | 770 | 700 | 630 | 550 | 470 |
| Г (3150...15000) 6000 | 355 | 1350 | 1140 | 990 | 840 | 680 | 513 |
| | 400 | 1510 | 1300 | 1150 | 1000 | 840 | 670 |
| | 450 | 1650 | 1440 | 1290 | 1140 | 980 | 816 |
| | 500 | 1760 | 1550 | 1400 | 1250 | 1100 | 926 |
| | 560 | 1850 | 1660 | 1500 | 1350 | 1180 | 1030 |
| Д (4500...18000) 10000 | 560 | 2280 | 1990 | 1760 | 1550 | 1330 | 1090 |
| | 630 | 2480 | 2180 | 1960 | 1740 | 1520 | 1280 |
| | 710 | 2640 | 2350 | 2120 | 1910 | 1690 | 1440 |
| | 800 | 2600 | 2500 | 2280 | 2060 | 1840 | 1590 |
| | 900 | 2920 | 2600 | 2400 | 2190 | 1930 | 1720 |

Коефіцієнт врахування довжини паса:

$$C_L = 0,3 \frac{L}{L_0} + 0,7. \quad (1.43)$$

Коефіцієнт режиму роботи C_{Π} визначаємо за даними табл. 1.12, L_0 – довжина паса, мм (беремо згідно з табл. 1.18 нижній ряд).

33. Визначаємо колове зусилля F , Н:

$$F = \frac{1000P_0}{v_{\Pi}}, \quad (1.44)$$

де P_0 – потужність двигуна, кВт.

34. Визначаємо площу перерізів пасів, мм²:

$$S = \frac{F}{[f]}. \quad (1.45)$$

35. Розраховуємо кількість пасів:

$$z = \frac{S}{S_0}, \quad (1.46)$$

де S_0 – площа перерізу одного паса, мм² (див. табл. 1.17).

Отримане значення z заокруглити до цілого числа ($z \leq 8$).

36. Визначаємо ширину обода шківів, мм:

$$B = (z_1 - 1)e + 2f, \quad (1.47)$$

де z_1 – число канавок (пасів); e, f знаходять за табл. 1.19, рис. 1.11.

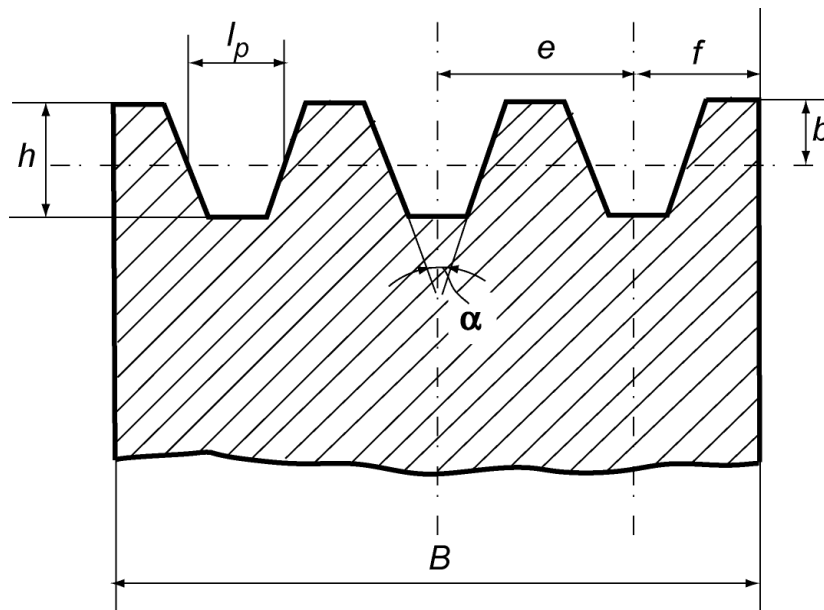


Рис. 1.11. Розміри шківів клинопасових передач

Таблиця 1.19

Розміри шківів клинопасових передач за ДСТ 20898-75

| Тип паса | Розміри, мм | | | | |
|----------|-------------|----------|----------|----------|----------|
| | b | l_p | e | f | h |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| <i>O</i> | 2,5 | 8,5 | 12 | 8 | 7 |
| <i>A</i> | 3,3 | 11 | 15 | 10 | 8,7 |
| <i>B</i> | 4,2 | 14 | 19 | 12,5 | 10,8 |

| | | | | | |
|----------|------|----|------|----|------|
| <i>B</i> | 5,7 | 19 | 25,5 | 17 | 14,3 |
| <i>Г</i> | 8,1 | 27 | 37 | 24 | 19,9 |
| <i>Д</i> | 9,6 | 32 | 44,5 | 29 | 23,4 |
| <i>Е</i> | 12,5 | 42 | 58 | 38 | 30,5 |

37. Визначаємо мінімальні діаметри валів ведучого та веденого шківів плоскопасової передачі (див. п. 22), розміри шпонок і шпонкового паза (див. п. 23), перевіряємо шпонки на зріз та змінання (див. п. 24).

Розрахунок зубчастих передач

Методика розрахунку зубчастих циліндричних передач

38. Вибираємо матеріал зубчастих коліс та режим термообробки.

За табл. 1.20, з огляду на вимоги компактності та невеликої вартості редуктора, слід вибрати сталі для шестірні та колеса, призначити термообробку. Ураховувати водночас, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля (НВ) – для прямозубих коліс і на 30...50 од. за шкалою Бріннеля для косозубих коліс (див. табл. 1.20). Вибравши матеріали та термообробку, слід виписати усі механічні характеристики, а саме: σ_{ϵ} , σ_m і НВ.

39. Визначити допустиме контактне напруження $[\sigma_H]$ для матеріалів зубчастих коліс.

Для нормалізованих і поліпшених коліс твердості $\leq HB350$:

$$[\sigma_H] = 2HB + 70. \quad (1.48)$$

Таблиця 1.20

Механічні характеристики сталей для виготовлення зубчастих коліс

| Марка сталі | Механічні властивості сталей | | | | Термічна обробка |
|--|------------------------------|------------|---|-------------------------------------|------------------|
| | Твердість | | Межа міцності, σ_{ϵ} , МПа | Межа текучості, σ_m , МПа | |
| | <i>НВ</i> | <i>HRC</i> | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Заготовка – поковка (штамповка або прокат) | | | | | |

| | | | | | |
|----------------------|-----------|---------|------|-----|-----------------|
| 35 | 140...187 | - | 520 | 270 | Нормалізація |
| 45 | 179...207 | - | 600 | 320 | -«- |
| 45 | 235...262 | - | 780 | 540 | Поліпшення |
| 45 | 269...302 | - | 890 | 650 | -«- |
| 50 | 179...228 | - | 640 | 350 | Нормалізація |
| 50 | 228...285 | - | 800 | 530 | Поліпшення |
| 55 | 185...241 | - | 650 | 330 | Нормалізація |
| 40X | 228...286 | - | 750 | 520 | Поліпшення |
| 40X | 235...262 | - | 790 | 640 | -«- |
| 40X | 269...302 | 45...50 | 1000 | 800 | Поліпшення +СВЧ |
| 40ХН | 230...300 | - | 850 | 600 | -«- |
| 40X | 235...262 | - | 790 | 640 | -«- |
| 40X | 269...302 | 45...50 | 1000 | 800 | Поліпшення +СВЧ |
| 40ХН | 230...300 | - | 850 | 600 | -«- |
| 35ХМ | 235...262 | - | 800 | 670 | -«- |
| 35ХМ | 269...302 | 48...53 | 950 | 850 | Поліпшення +СВЧ |
| 50ХМ | 235...262 | - | 850 | 700 | Поліпшення |
| Сталеве литво | | | | | |
| 35Л | 163...207 | - | 550 | 270 | Нормалізація |
| 45Л | 207...235 | - | 680 | 440 | Поліпшення |
| 50ГЛ | 235...262 | - | 850 | 600 | -«- |

Таблиця 1.21

Поєднання марок матеріалів шестірни та колеса, що рекомендуються

| Шестірня | Колесо | Шестірня | Колесо |
|------------|---------------|------------|-----------|
| Сталь 45 | Сталь 35 | Сталь 40X | Сталь 45 |
| | Сталь 35Л | | Сталь 50 |
| | Сталь 45Л | | Сталь 55 |
| | Сталь 45 | | |
| Сталь 50 | Сталь 35, 35Л | Сталь 40ХН | Сталь 40X |
| Сталь 55 | Сталь 45 | Сталь 50ХМ | Сталь 40X |
| Сталь 35ХМ | Сталь 40X | Сталь 35ХМ | Сталь 50 |
| | Сталь 55 | | Сталь 45 |

Примітка: чим більше потужність редуктора, тим міцніше мають бути колеса; рекомендується для розрахунків приймати менші або середні значення з ряду твердості (НВ).

Для косозубих передач розрахункове значення контактного напруження, МПа:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (1.49)$$

де $[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]$ – допустимі контактні напруження шестірні та колеса, МПа.

40. Задатися розрахунковими коефіцієнтами:

40.1. Коефіцієнт ширини вінця ψ_{bd} (по ділільному діаметру) (див. табл. 1.22).

Таблиця 1.22

Рекомендовані значення ψ_{bd}

| Розміщення шестерні відносно опор | Твердість робочих поверхонь зубців колеса | |
|-----------------------------------|---|--------------|
| | $HB_z \leq 350$ | $HB_z > 350$ |
| Консольне | 0,3 ... 0,4 | 0,2 ... 0,25 |
| Симетричне | 0,8 ... 1,4 | 0,4 ... 0,9 |
| Несиметричне | 0,6 ... 1,2 | 0,3 ... 0,6 |

Примітка: рекомендується брати менші значення ψ_{bd} , тому що при цьому зменшиться вірогідність перекошування зубців.

40.2. Коефіцієнт нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність K_{HB} (див. табл. 1.23).

Таблиця 1.23

Орієнтовані значення коефіцієнта K_{HB}

| Розташування шестірні відносно опор | Твердість поверхні зубців HB | ψ_{bd} | | | | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|-------------|------|------|-----|-----|-----|
| | | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,6 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Консольне, опори шарикопідшипники | < 350 | 1,08 | 1,17 | 1,28 | - | - | - |
| | > 350 | 1,22 | 1,44 | - | - | - | - |

Закінчення табл. 1.23

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|
| Консольне, опори роликотпідшипники | < 350 | 1,06 | 1,12 | 1,19 | 1,27 | - | - |
| | > 350 | 1,11 | 1,25 | 1,45 | - | - | - |
| Симетричне | < 350 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,07 | 1,11 |
| | > 350 | 1,01 | 1,02 | 1,04 | 1,07 | 1,16 | 1,26 |
| Несиметричне | < 350 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,12 | 1,19 | 1,28 |
| | > 350 | 1,06 | 1,12 | 1,20 | 1,29 | 1,48 | - |

41. Визначити міжосьову відстань, мм:

$$a_w = K_\alpha (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{\text{пр}} K_{H\beta}}{U \psi_{\beta a} [\sigma]_H^2}}, \quad (1.50)$$

де знак «+» відповідає зовнішньому зачепленню. знак «-» внутрішньому зачепленню; K_α – коефіцієнт, що враховує вид коліс (прямозубі, косозубі, шевронні)(див. табл. 1.24); U – передаточне число редуктора, для зубчастих передач $U = i$ (передаточному відношенню); $T_{\text{пр}}$ – крутний момент на валу шестірні; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт навантаження (на контактну міцність); $\psi_{\beta a}$ – коефіцієнт ширини вінця колеса по міжосьовій відстані для матеріалу колеса $\psi_{\beta a} = \frac{2\psi_{bd}}{U + 1}$; стандартні значення $\psi_{\beta a}$ наведені в табл. 1.25;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження для матеріалу колеса, МПа.

Отримане значення a_w закруглити до стандартного значення в більший бік за ДСТ 2185-66 (табл. 1.26).

Таблиця 1.24

Значення коефіцієнта K_α

| Вид коліс | Матеріали відповідно шестірні та колеса | | | | | |
|-----------------------|---|----------------|-----------------|----------------|-------------------|-----------------|
| | Сталь Сталь | Сталь Чавун | Сталь Бронза | Чавун Чавун | Текстиль Сталь | Капрон Сталь |
| Прямозубі | 495 | 445 | 430 | 415 | 200 | 155 |
| Косозубі, шевронні | 430 | 390 | 375 | 360 | 170 | 135 |

Таблиця 1.25

Рекомендовані значення коефіцієнта $\psi_{\beta a} = \frac{b_2}{a_w}$

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25

Значення міжосьових відстаней a_w , мм, циліндричних зубчастих редукторів за ДСТ 2185-66

| | | | | | | | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1-й ряд | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 |
| 2-й ряд | - | - | 71 | 90 | 112 | 140 | 180 | 224 | 280 | 355 | 450 | 560 |

42. Визначити орієнтовно модуль зачеплення, мм:

$$m = m_n = 0,01 \dots 0,002 a_w, \quad (1.51)$$

де m_n – нормальний модуль (для косозубих передач).

Отримане значення модуля закруглити до найближчого більшого стандартного значення для циліндричних і конічних передач згідно з ДСТУ ISO 54-2001 та ДСТУ ISO 23509:2010, мм: 1-й ряд – 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0; 2-й ряд – 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,9; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0; 28,0.

43. Розрахувати число зубців:

43.1. Сумарне число зубців z_c :

- для прямозубих коліс:

$$z_c = \frac{2a_w}{m}, \quad (1.52)$$

- для косозубих коліс:

$$z_c = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta, \quad (1.53)$$

де β – кут нахилу зубців $\beta = 8 \dots 18^\circ$. Орієнтовано прийняти $\beta = 10^\circ$.

43.2. число зубців шестірні:

$$z_1 = \frac{z_c}{U + 1} \geq z_{\min} = 17, \quad (1.54)$$

де U – передаточне число редуктора; z_{\min} – мінімальне число зубців шестірни. Отримане значення заокруглити до цілого числа.

43.3. число зубців колеса:

$$z_2 = z_c - z_1. \quad (1.55)$$

44. Уточнити передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення:

$$U' = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.56)$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} 100\% \leq [2,5\%]. \quad (1.57)$$

Примітка: у разі невиконання умови $\Delta U \leq [2,5\%]$ необхідно змінити число зубців z_1 на 1...2 зубця, для косозубих – вибрати інший кут β та знову перерахувати U' і ΔU .

45. Визначити геометричні розміри циліндричної передачі (рис. 1.12, 1.13):

45.1. Діаметри ділительних кіл, мм:

- для прямозубих передач:

$$d_1 = mz_1 - \text{шестірни}; \quad (1.58)$$

$$d_2 = mz_2 - \text{колеса}. \quad (1.59)$$

- для косозубих передач:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} - \text{для шестірни}; \quad (1.60)$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} \text{ — для колеса.} \quad (1.61)$$

45.2. Діаметри кіл вершин, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (1.62)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m. \quad (1.63)$$

45.3. Діаметри кіл западин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad (1.64)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m. \quad (1.65)$$

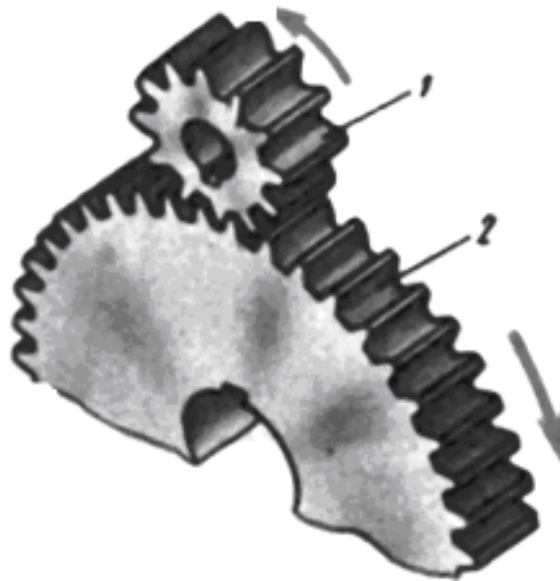


Рис. 1.12. Циліндрична прямозуба зубчаста передача:
1 – шестірня; 2 – колесо

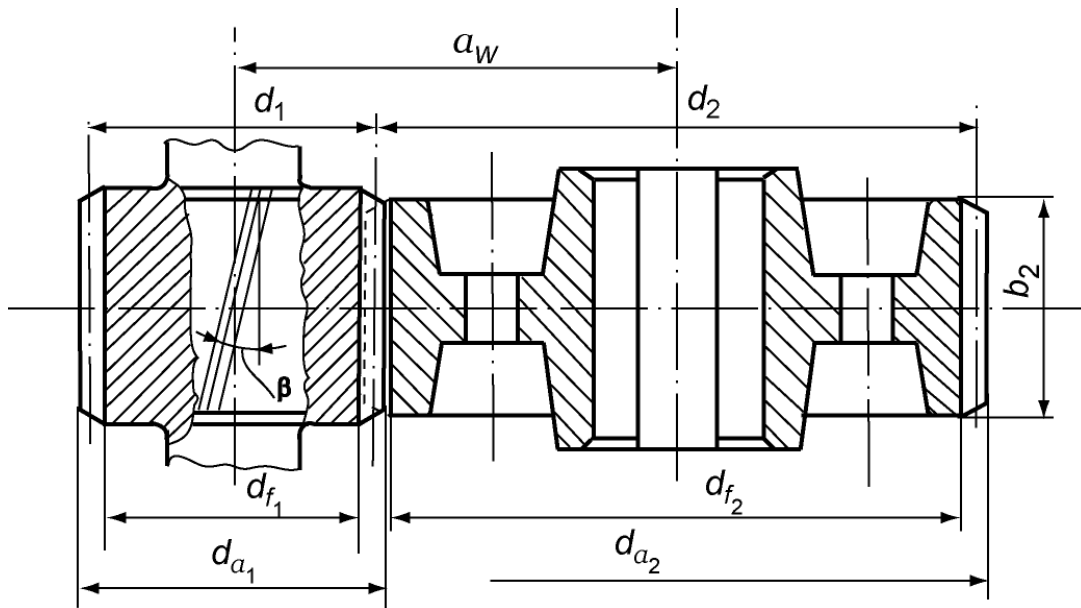


Рис. 1.13. Основні геометричні характеристики циліндричної зубчастої передачі:

a_w – міжосьова відстань; d_1, d_2 – ділительні діаметри шестірні та колеса;
 d_{a1}, d_{a2} – діаметри вершин; d_{f1}, d_{f2} – діаметри впадин; b_2 – ширина вінця колеса;
 β – кут нахилу зубців (для косозубих передач)

Примітка: для косозубих коліс підставляти m_n .

45.4. Уточнену міжосьову відстань, мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (1.66)$$

45.5. Ширину вінця колеса, мм:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w, \quad (1.67)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса (див. п. 32).

Отримане значення b_2 закруглити до стандартного за рядом: 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 125, 140, 160.

45.6. Ширина вінця шестерні (мм) має бути дещо більшою ширини вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні:

$$b_1 = b_2 + (2...5). \quad (1.68)$$

Отримане значення b_1 закруглити до стандартного за рядом (див. п. 36.5).

46. Визначаємо мінімальні діаметри валів проміжного та вихідного валів циліндричної передачі, мм:

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{пр}} \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}; \quad d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{в}} \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (1.69)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, $[\tau]=15...30$ МПа. Його потрібно брати щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних – більшим.

47. Беремо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.14, рис. 1.9., та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз та зминання (див. п. 24).

48. Вибираємо типи підшипників для проміжного і вихідного валів циліндричної передачі. За відсутності осьових навантажень на вали для прямозубих передач приймаємо однорядні радіальні кулькові підшипники середньої серії за внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.27, рис. 1.14.

49. Викреслюємо схему циліндричного прямозубого редуктора.

Компоноване креслення виконують в одній проекції (рис. 1.15), розріз здійснюють по осях валів при знятій кришці редуктора М 1:1.

Викреслюємо в зачепленні спрощено шестірню та колесо. Потім окреслюємо тонкою лінією внутрішню стінку редуктора з відривом $A = 10$ мм від торців коліс та його окружностями.

**Технічні дані підшипників кулькових радіальних однорядних
за ДСТ 8338-75. Середня серія (витяги)**

| Позна- чення | Розміри, мм за рис. 13.2 | | | | | | <i>C, H</i> | <i>C₀, H</i> |
|-----------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------------------|----------------------|-------------|-------------------------|
| | <i>d</i> | <i>D</i> | <i>B</i> | <i>r</i> | <i>d₁</i> | <i>D₁</i> | | |
| 304 | 20 | 52 | 15 | 2 | 30 | 42 | 12500 | 7940 |
| 305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 36 | 51 | 17600 | 11600 |
| 306 | 30 | 72 | 19 | 2 | 44 | 60 | 22000 | 15100 |
| 307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 48 | 67 | 26200 | 17900 |
| 308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 56 | 75 | 31900 | 22700 |
| 309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 61 | 83 | 37800 | 26700 |
| 310 | 50 | 110 | 27 | 3 | 68 | 92 | 48500 | 36300 |
| 311 | 55 | 120 | 29 | 3 | 75 | 100 | 56000 | 42600 |
| 312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 81 | 108 | 64100 | 49400 |
| 313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 88 | 117 | 72700 | 56700 |
| 314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 94 | 125 | 81700 | 64500 |
| 315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 101 | 134 | 89000 | 72800 |

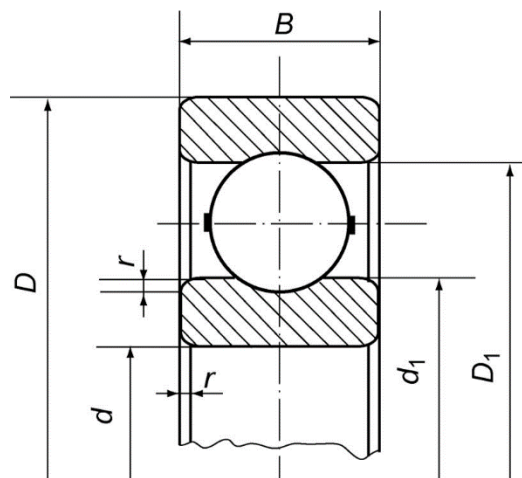


Рис. 1.14. Кульковий радіальний підшипник за ДСТ 8338-75

Товщина стінки корпусу одноступеневого циліндричного редуктора:

$$\delta = 0,025a_w + 1, \quad (1.70)$$

де a_w – міжосьова відстань зубчастих коліс редуктора, мм.

Внутрішні розміри корпусу редуктора (рис. 1.15): довжина – $A = a_w + (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + 20$; ширина – $B = b_1 + 20$ мм.

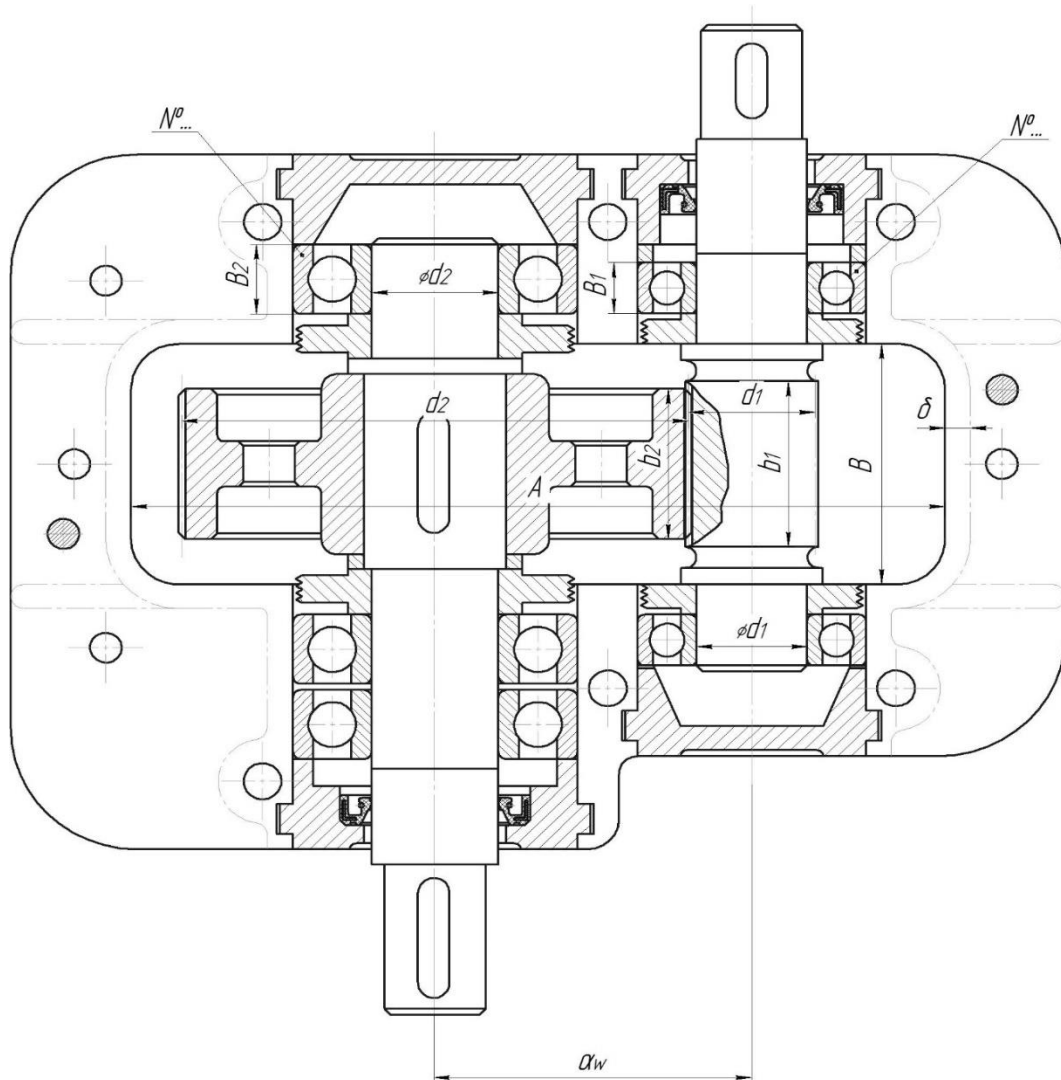


Рис. 1.15. Компонівка циліндричного одноступеневого прямозубого редуктора

Методика розрахунку конічного редуктора з прямозубими колесами

50. За табл. 1.21, з огляду на вимоги компактності та невеликої вартості редуктора, вибираємо марки сталей для шестірні та колеса, призначаємо термообробку. Враховуємо при цьому, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля (*НВ*) – для прямозубих коліс.

Примітка: чим більше потужність редуктора, тим міцніше мають бути його колеса. Сталі, сполучення яких рекомендуються, наведені в табл. 1.21. Для розрахунків рекомендується брати менші або середні значення з вибраного ряду (*НВ*).

Вибравши матеріали та термообробку, виписати всі механічні характеристики, а саме: σ_B , σ_M і HB .

51. Визначити допустиме контактне напруження $[\sigma_H]$ для матеріалів зубчастих коліс (див. п. 38).

52. Задатися розрахунковими коефіцієнтами ψ_{bd} і K_{HB} (див. п. 39).

53. Орієнтовано визначити середній ділительний діаметр шестірні d_1 з умови контактної міцності, мм, за формулою (див. рис. 1.16):

$$d_1 = 7703 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{пр}}}{0,85\psi_{bd}[\sigma]_H^2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} K_{HB}}, \quad (1.71)$$

де $T_{\text{пр}}$ – крутний момент на валу шестірні, Нм; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця; U – передаточне число редуктора; $U = i$.

Примітка: для того, щоб складальне креслення конічного редуктора помістилося на форматі А1 в натуральному масштабі, значення діаметра d_1 , від якого залежать геометричні розміри редуктора, не має перевищувати 80 мм. В іншому випадку рекомендується збільшити твердість HB матеріалів шестірні та колеса та перерахувати $[\sigma_H]$ і d_1 .

54. Визначити ширину вінців шестірні та колеса, мм:

$$b_{1,2} = \psi_{bd} d_1. \quad (1.72)$$

Отримане значення $b_{1,2}$ закруглити до стандартного значення за табл. 1.28 (ДСТ 12289-86).

55. Визначити зовнішній ділительний діаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = i \left(d_1 + \frac{b_2}{\sqrt{i^2 + 1}} \right). \quad (1.73)$$

Отримане значення d_{e2} закруглити до стандартного значення за табл. 1.28.

56. Задатися значенням виробничого модуля m_e , мм:

$$m_e = \frac{d_e}{(18...28)i}. \quad (1.74)$$

Примітка: у формулу підставляти крайні значення $z_1=18\dots 28$ для отримання меж значень модуля m_e .

З отриманого інтервалу значень модуля m_e взяти за стандартне значення модуля m_e , якому відповідає ціле або близьке до цілого число зубців колеса для циліндричних і конічних передач згідно з ДСТУ ISO 54-2001 та ДСТУ ISO 23509-2010, мм:

- 1-й ряд: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0;

- 2-й ряд: 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,9; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0; 28,0.

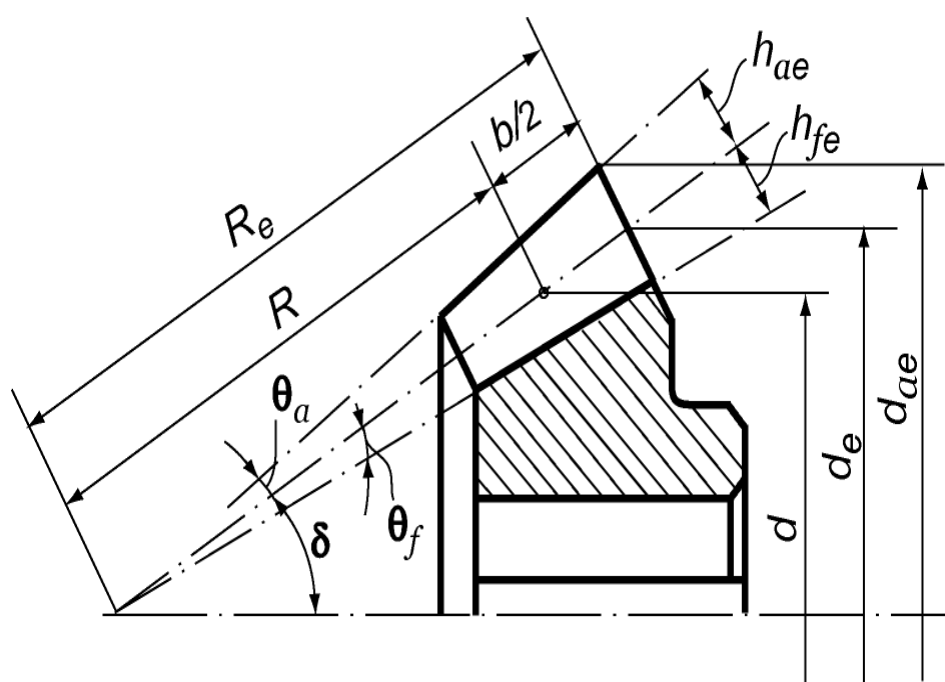


Рис. 1.16. Геометричні розміри конічного колеса:

R – середня конусна відстань; R_e – зовнішня конусна відстань; d – середній ділительний діаметр; d_e – зовнішній ділительний діаметр; d_{ae} – зовнішній діаметр вершин зубців; b – ширина вінця колеса; δ – кут ділительного конуса;

Θ_a – кут головки зубця; Θ_f – кут ніжки зубця; h_{ae} – висота головки зубця;

h_{fe} – висота ніжки зубця

Основні параметри конічних зубчастих передач за ДСТ 12289-86

| Зовнішній діаметр колеса d_e , мм | Передаточне число U | | | | | | | | |
|-------------------------------------|--|------|-----|-----|------|------|----|----|-----|
| | 2 | 2,24 | 2,5 | 2,8 | 3,15 | 3,55 | 4 | 5 | 5,6 |
| | Ширина вінця конічного колеса b_2 , мм | | | | | | | | |
| 63 | 10 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 71 | 11,5 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 80 | 13 | 12 | 12 | - | - | - | - | - | - |
| 90 | 14 | 14 | 14 | - | - | - | - | - | - |
| 100 | 16 | 16 | 15 | 15 | 15 | - | - | - | - |
| 112 | 18 | 17 | 17 | 17 | 17 | - | - | - | - |
| 125 | 20 | 19 | 19 | 19 | 19 | 19 | 18 | - | - |
| 140 | 22 | 22 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 20 | - |
| 160 | 25 | 25 | 25 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 |
| 180 | 28 | 28 | 28 | 28 | 26 | 26 | 26 | 26 | 26 |
| 200 | 32 | 32 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| 225 | 36 | 36 | 34 | 34 | 34 | 34 | 32 | 32 | 32 |
| 250 | 40 | 40 | 38 | 38 | 38 | 38 | 36 | 36 | 36 |
| 280 | 45 | 45 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 40 | 40 |
| 315 | 50 | 50 | 48 | 48 | 48 | 48 | 45 | 45 | 45 |
| 355 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 52 | 52 | 52 | 52 |
| 400 | 63 | 63 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| 450 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 65 |
| 500 | 80 | 80 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 |

57. Уточнити число зубців:

- колеса

$$z_2 = \frac{d_e}{m_e}; \quad (1.75)$$

- шестірні

$$z_1 = \frac{z_2}{U} \geq z_{\min} = 17. \quad (1.76)$$

Отримані значення округлити до цілого числа.

58. Уточнити передаточне число редуктора:

$$U' = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.77)$$

59. Уточнити діаметр колеса:

$$d_2 = m_e z_2. \quad (1.78)$$

60. Визначити кути при ділільних вершинах конусів δ_1 і δ_2 :

- шестірні

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{U'}; \quad (1.79)$$

- колеса

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (1.80)$$

61. Визначити зовнішню конусну відстань, мм, та перевірити виконання умов:

$$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1}; \quad (1.81)$$

$$b_{1,2} \leq 10m_e; \quad b_{1,2} / R_e \leq 0,28. \quad (1.82)$$

62. Визначити основні геометричні розміри передачі:

62.1. Зовнішній ділільний діаметр шестірні, мм

$$d_{e1} = m_e z_1. \quad (1.83)$$

62.2. Зовнішній діаметр зубців вершин, мм:

$$d_{e_{a1}} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 - \text{шестірни}; \quad (1.84)$$

$$d_{e_{a2}} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 - \text{колеса}. \quad (1.85)$$

62.3. Середню конусну відстань, мм:

$$R = R_e - 0,5b_{1,2}. \quad (1.86)$$

62.4. Середній модуль зачеплення, мм

$$m = m_e - \frac{b_2}{z_1} \sin \delta_1. \quad (1.87)$$

Отримане значення модуля *не закруглювати*.

62.5. Фактичний середній ділительний діаметр шестірни, мм:

$$d_1' = mz_1. \quad (1.88)$$

63. Уточнюємо частоту обертання вихідного вала, хв^{-1} , та крутний момент на вихідному валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$ (див. п. 10.1 - 10.3):

$$n_B' = \frac{n_{\text{пр}}}{U'}; \quad T_B' = \frac{30000P_B}{\pi n_B'} \quad (1.89)$$

64. Визначаємо мінімальні діаметри проміжного та вихідного валів кінцевої передачі, мм (див. п. 36).

65. Приймаємо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.14., рис. 1.9., та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз та зминання (див. п. 24).

66. Вибираємо типи підшипників для проміжного і вихідного валів кінцевої передачі. За наявності осьових навантажень на вали для прямозубих передач приймаємо однорядні радіальні кінчні підшипники середньої серії з внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.29, рис. 1.17.

**Технічні дані підшипників роликових конічних однорядних
за ДСТ 333-71**

| Легка широка серія (витяги) | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|----------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|-----------|-------------|
| Позначення | Розміри, мм, за рис. 1.17 | | | | | | | | | | <i>e</i> | Y | C, H |
| | <i>d</i> | <i>D</i> | <i>T</i> | <i>B</i> | <i>c</i> | <i>D₁</i> | <i>D₁</i> | <i>r</i> | <i>r₁</i> | <i>d₂</i> | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 7506 | 30 | 62 | 21,5 | 21 | 17 | 51 | 44 | 1,5 | 0,5 | 37 | 0,365 | 1,645 | 34900 |
| 7507 | 35 | 72 | 24,5 | 23 | 20 | 60 | 51 | 2,0 | 0,8 | 43 | 0,346 | 1,733 | 50200 |
| 7508 | 40 | 80 | 25 | 24 | 20 | 65 | 57 | 2,0 | 0,8 | 49 | 0,381 | 1,575 | 53900 |
| 7509 | 45 | 85 | 25 | 24 | 20 | 71 | 64 | 2,0 | 0,8 | 54 | 0,416 | 1,442 | 57600 |
| 7510 | 50 | 90 | 25 | 24 | 20 | 75 | 70 | 2,0 | 0,8 | 59 | 0,421 | 1,426 | 59800 |
| 7511 | 55 | 100 | 27 | 25 | 21 | 85 | 74 | 2,5 | 0,8 | 65 | 0,360 | 1,668 | 72200 |
| 7512 | 60 | 110 | 30 | 28 | 24 | 92 | 84 | 2,5 | 0,8 | 72 | 0,392 | 1,528 | 84000 |
| 7513 | 65 | 120 | 33 | 31 | 27 | 100 | 90 | 2,5 | 0,8 | 77 | 0,369 | 1,624 | 109000 |
| 7514 | 70 | 125 | 33,5 | 31 | 27 | 105 | 95 | 2,5 | 0,8 | 82 | 0,388 | 1,547 | 110000 |
| Середня серія (витяги) | | | | | | | | | | | | | |
| 7304 | 20 | 52 | 16,5 | 16 | 13 | 43 | 34 | 2,0 | 0,8 | 29 | 0,296 | 2,026 | 25000 |
| 7305 | 25 | 62 | 18,5 | 17 | 15 | 52 | 42 | 2,0 | 0,8 | 36 | 0,360 | 1,666 | 29600 |
| 7306 | 30 | 72 | 21 | 19 | 17 | 60 | 50 | 2,0 | 0,8 | 42 | 0,337 | 1,780 | 40000 |
| 7307 | 35 | 80 | 23 | 21 | 18 | 68 | 54 | 2,5 | 0,8 | 47 | 0,319 | 1,881 | 48100 |
| 7308 | 40 | 90 | 25,5 | 23 | 20 | 76 | 61 | 2,5 | 0,8 | 52 | 0,278 | 2,158 | 61100 |
| 7309 | 45 | 100 | 27,5 | 26 | 22 | 85 | 69 | 2,5 | 0,8 | 60 | 0,287 | 2,090 | 76100 |
| 7310 | 50 | 110 | 29,5 | 29 | 23 | 94 | 74 | 3,0 | 1,0 | 65 | 0,310 | 1,937 | 96600 |
| 7311 | 55 | 120 | 32 | 29 | 25 | 100 | 82 | 3,0 | 1,0 | 71 | 0,332 | 1,804 | 102000 |
| 7312 | 60 | 130 | 34 | 31 | 27 | 111 | 91 | 3,5 | 1,2 | 79 | 0,305 | 1,966 | 118000 |
| 7313 | 65 | 140 | 36,5 | 33 | 28 | 119 | 99 | 3,5 | 1,2 | 86 | 0,305 | 1,966 | 134000 |
| 7314 | 70 | 150 | 38,5 | 37 | 30 | 129 | 103 | 3,5 | 1,2 | 89 | 0,310 | 1,937 | 168000 |
| 7315 | 75 | 160 | 40,5 | 37 | 31 | 135 | 110 | 3,5 | 1,2 | 96 | 0,328 | 1,829 | 178000 |

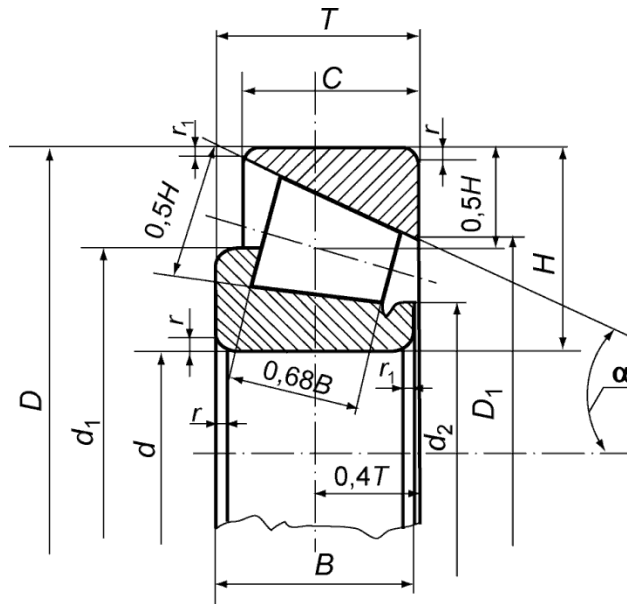


Рис. 1.17. Роликовий кінцевий підшипник за ДСТ 333-71, тип 7000 з кутом $\alpha = 10 \dots 16^\circ$

67. Викреслюємо схему кінцевого прямозубого редуктора (див. п. 48, рис. 1.18).

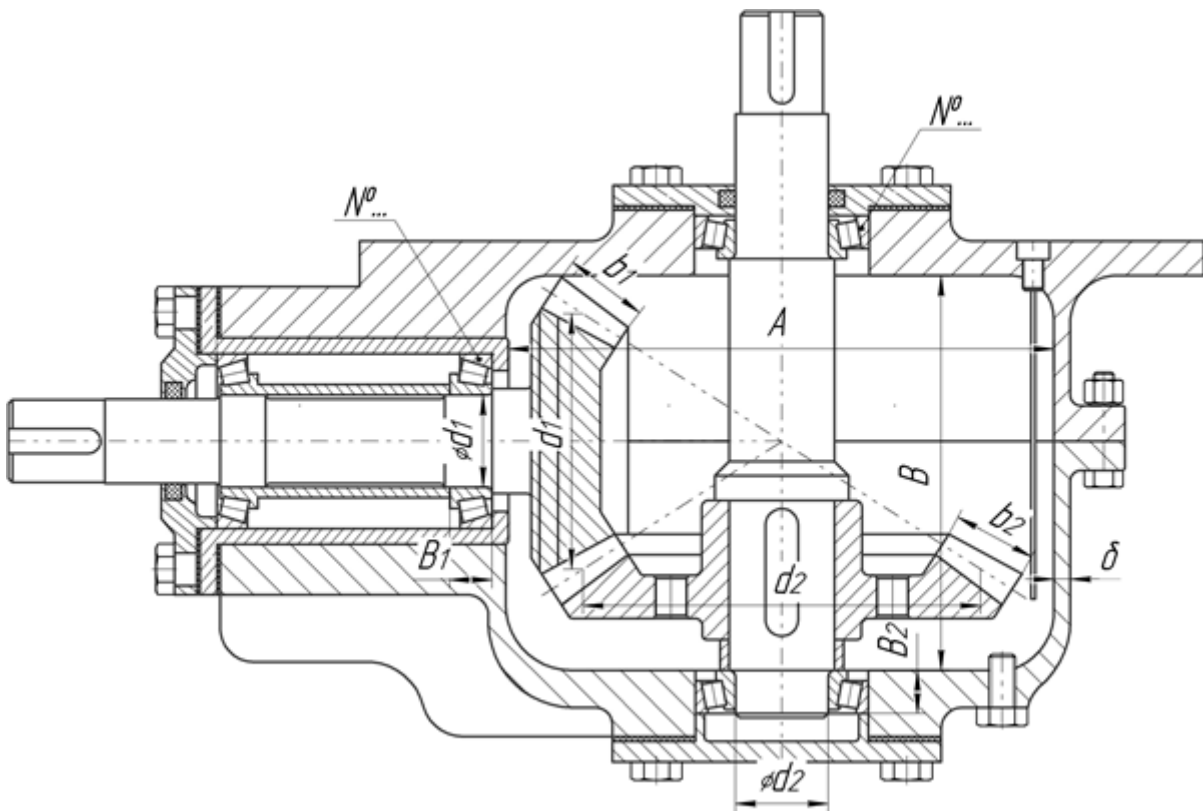


Рис. 1.18. Кінцевий одноступеневий редуктор

Товщина стінки корпусу одноступеневого конічного редуктора:

$$\delta = 0,05R_e + 1, \quad (1.90)$$

де R_e – зовнішня конусна відстань, мм (див. п. 53).

Внутрішні розміри корпусу редуктора (рис. 1.16): довжина – $A = d_{e_{a2}} + 20$; ширина – $B = d_{e_{a1}} + 20$ мм.

Методика розрахунку одноступеневого черв'ячного редуктора

68. Вибір матеріалів для черв'яка і черв'ячного колеса.

Механічні характеристики матеріалів для черв'яка і черв'ячного колеса наведено в табл. 1.30, 1.31.

Таблиця 1.30

Механічні характеристики матеріалів для черв'яків

| Матеріал | Термообробка | σ_b , МПа | σ_t , МПа | Твердість |
|--------------------|-------------------------------|---------------------|---------------------|------------|
| Сталь 45 | Загартування об'ємне | 1200 | 950 | HRC40...50 |
| Сталь 45 | Загартування поверхневе | 610 | 360 | HRC40...50 |
| Сталь 40X | Загартування об'ємне | 1000 | 800 | HRC48...52 |
| Сталь 40X | Загартування поверхневе | 930 | 690 | HRC48...52 |
| Сталь 20X, 20XФ | Цементация з загартуванням | 650 | 400 | HRC52...62 |
| Сталь 20XНЗА | Цементация з загартуванням | 945 | 685 | HRC56...62 |
| Сталь 18ХТГ | Цементация з загартуванням | 1150 | 950 | HRC56...62 |

Таблиця 1.31

Механічні характеристики матеріалів для черв'ячних коліс

| Матеріал | Спосіб відливки | σ_b , МПа | σ_m , МПа |
|-------------------|---------------------------|------------------|------------------|
| Бр. ОФ10-1 | У землю | 200 | 140 |
| Бр. ОНФ | Відцентровий | 290 | 170 |
| Бр. ОФ10-1 | У кокіль | 250 | 150 |
| Бр. ОЦС6-6-3 | У землю | 150...200 | 80...100 |
| | У кокіль | 180...220 | 80...100 |
| Бр. ОЦС5-5-5 | У кокіль | 200...250 | 80...100 |
| Бр. АЖ9-4 | У землю | 400 | 200 |
| | У кокіль | 500 | 200 |
| | Відцентровий | 500 | 200 |
| Бр. АЖН10-4-4 | У кокіль або відцентровий | 600 | 200 |
| Бр. АЖМ10-3-1,5 | У кокіль | 500 | 200 |
| Бр. ЛАЖМЦ66-6-3-2 | У землю | 600 | 240 |
| | У кокіль | 650 | 240 |
| | Відцентровий | 700 | 240 |
| СЧ 12-28 | У землю | 118/274 | - |

Перед вибором матеріалу для вінців черв'ячних коліс необхідно орієнтовно визначити швидкість ковзання V_s , м/с:

$$V_s = 5 \cdot 10^{-3} \frac{\pi n_{\text{пр}}}{30} \sqrt[3]{T_{\text{вих}}}, \quad (1.91)$$

де $T_{\text{вих}}$ – крутний момент на валу черв'ячного колеса, Нм.

При $V_s \leq 5$ м/с рекомендуються безолов'яністі бронзи (табл. 1.31) типу Бр.АЖН9-4, Бр.АЖН10-4-4 тощо, при $V_s > 5$ м/с рекомендується олов'яниста бронза типу Бр.ОНФ, Бр.ОФ10-1 тощо.

69. Визначити число циклів напружень для колеса за весь термін служби:

$$N_s = 572,4 \frac{\pi n_{\text{вих}}}{30} t, \quad (1.92)$$

де t – термін служби ($t = 10000$).

70. Визначити коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_s}}. \quad (1.93)$$

Примітка: при $N_s > 25 \cdot 10^7$ прийняти $N_s = 25 \cdot 10^7$, тоді $K_{HL} = 0,67$.

71. Визначити допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$ для матеріалу черв'ячного колеса.

Для безолов'янистих бронз (Бр.АЖ9-4 тощо) і чавунів $[\sigma]_H$ приймають з умови опору заїданню за швидкістю ковзання V_s (див. табл. 1.32).

Таблиця 1.32

Значення допустимого напруження $[\sigma]_H$ для матеріалів черв'ячних коліс

| Матеріал | | $[\sigma]_H$, МПа | | | | | |
|----------------|--|-----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | за швидкості ковзання V_s , м/с | | | | | |
| Колесо | Черв'як | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Бр. АЖ9-4 | Загартована сталь <i>HRC45...62</i> | 250 | 230 | 210 | 180 | 160 | 140 |
| Бр. АЖН10-4-4 | Загартована сталь | 280 | 270 | 250 | 220 | 200 | 175 |
| ЛАЖМЦ 66-6-3-2 | Сталь поліпшена | 230 | 220 | 200 | 180 | 160 | 140 |
| СЧ 12-28 | Сталь 45 | 117 | 88 | 68 | - | - | - |

Для олов'янистих бронз (Бр. ОНФ тощо) $[\sigma]_H$ визначають з умови опору втомному викришуванню робочих поверхонь зубців:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL}, \quad (1.94)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – межа контактної витривалості поверхонь зубів, МПа:

$$[\sigma]_{HO} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B, \quad (1.95)$$

де σ_B – межа міцності бронзи при розтягненні, МПа (див. табл. 1.31);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Примітка: великі значення $(0,9 \sigma_B)$ необхідно приймати при загартованих і шліфованих черв'яках.

72. Задатися числом заходів черв'яка z_1 та визначатися з числом зубців колеса z_2 :

$$z_1 = 1, 2, 4; \quad (1.96)$$

$$z_2 = z_1 U \geq 28, \quad (1.97)$$

де U – передаточне число редуктора ($U = i$).

73. Визначити за прийнятим числом заходів черв'яка ККД черв'ячної пари (табл. 1.33):

Таблиця 1.33

Залежність ККД черв'ячних пар від числа заходів черв'яка

| z_1 | 1 | 2 | 4 |
|--------|------------|-------------|-------------|
| η | 0,7...0,75 | 0,75...0,82 | 0,87...0,92 |

74. Прийняти коефіцієнт навантаження $K=1,1 \dots 1,4$.

Примітка: більші значення приймати для високошвидкісних передач ($V_s \geq 3$ м/с) і змінних навантажень.

75. Задатися коефіцієнтом діаметра черв'яка $q = d_1 / m$ (табл. 1.34), де d_1 – дільний діаметр черв'яка мм; m – модуль зачеплення, мм.

Примітка: попередньо рекомендується прийняти $q = 10$.

Таблиця 1.34

**Значення коефіцієнта діаметра черв'яка q
(за ДСТУ 2458-94)**

| | | | | | | | |
|---------|-----|-----|------|------|------|------|------|
| 1-й ряд | 6,3 | 8,0 | 10,0 | 12,5 | 16,0 | 20,0 | 25,0 |
| 2-й ряд | 7,1 | 9,0 | 11,2 | 14,0 | 18,0 | 22,4 | - |

76. Визначити міжосьову відстань a_w з умови контактної міцності, мм:

$$a_w \geq \left[\frac{z_2}{q} + 1 \right] \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{(z_2 / q) [\sigma]_H} \right]^2 T_{\text{вих}} K }, \quad (1.98)$$

де z_2 – число зубців колеса;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження матеріалу колеса, МПа;

$T_{\text{вих}}$ – крутний момент на валу колеса, Нм; K – коефіцієнт навантаження.

Отримане значення a_w закруглити у більший бік до стандартного значення (табл. 1.35).

Таблиця 1.35

**Значення міжосьових відстаней a_w черв'ячних передач
(ДСТУ 2458-94)**

| | | | | | | | | | | | |
|---------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1-й ряд | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 |
| 2-й ряд | - | - | - | - | - | 140 | 180 | 225 | 280 | 355 | 450 |

77. Визначити модуль зачеплення, мм:

$$m = \frac{2a_w}{(q + z_2)}, \quad (1.99)$$

де a_w міжосьова відстань, отримана в п. 66 (не заокруглене значення).

Отримане значення модуля m заокруглити до стандартного значення для черв'ячних передач згідно з ДСТУ ISO/TR 10828-2005, мм:

- 1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

- 2-й ряд: 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0; 18,0; 22,0; 28,0.

78. Уточнити міжосьову відстань a_w' , мм:

$$a_w' = 2m(q + z_2), \quad (1.100)$$

Примітка: міжосьова відстань a_w' має бути цілим числом, інакше передачу треба виконувати зі зміщенням.

79. Визначити основні геометричні розміри передачі (рис. 1.19, 1.20):

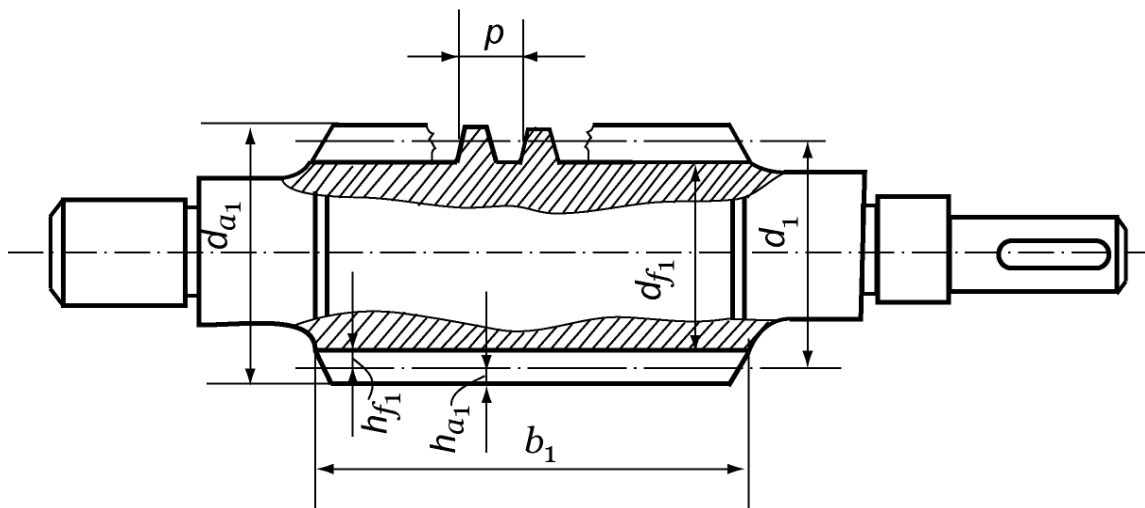


Рис. 1.19. Основні геометричні розміри циліндричного черв'яка:
 p – крок черв'яка; d_1 – дільний діаметр; d_{a1} – діаметр вершин витків;
 d_{f1} – діаметр западин; b_1 – довжина нарізаної частини черв'яка; h_{a1} – висота головки
 витка; h_{f1} – висота ніжки витка

79.1. Ділильний діаметр, мм:

$$d_1 = qm - \text{черв'яка}; \quad (1.101)$$

$$d_2 = mz_2 - \text{колеса}. \quad (1.102)$$

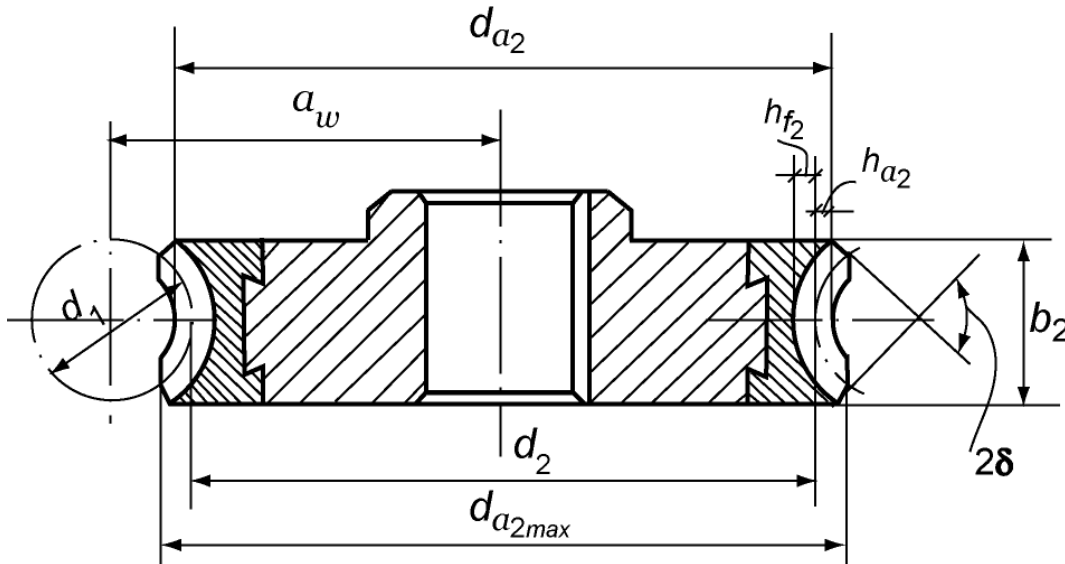


Рис. 1.20. Основні геометричні розміри черв'ячного колеса:

a_w – міжосьова відстань; d_2 – ділильний діаметр; d_{a2} – діаметр вершин;

d_{a2max} – максимальний діаметр колеса; b_2 – ширина вінця;

2δ – умовний кут обхвату черв'яка колесом; h_{a2} – висота головки зубця;

h_{f2} – висота ніжки зубця

79.2. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка, град.:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (1.103)$$

79.3. Діаметр вершин витків черв'яка, мм:

$$d_{a1} = m(q + 2). \quad (1.104)$$

79.4. Діаметр вершин зубців черв'ячного колеса, мм:

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2). \quad (1.105)$$

79.5. Діаметр западин черв'яка, мм:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m. \quad (1.106)$$

79.6. Діаметр западин черв'ячного колеса, мм:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,4m. \quad (1.107)$$

79.7. Довжини нарізаної частини черв'яка, мм:

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2 \quad b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m; \quad (1.108)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m. \quad (1.109)$$

Примітка: для шліфованих черв'яків довжина нарізаної частини:

$$b_1' = b_1 + 3m. \quad (1.110)$$

79.8. Ширина вінця черв'ячного колеса, мм:

$$\text{при } z_1=1 \text{ або } 2 \quad b_2 \leq 0,75d_{a_1}. \quad (1.111)$$

$$\text{при } z_1=4 \quad b_2 \leq 0,67d_{a_1}. \quad (1.112)$$

79.9. Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм:

$$d_{a_{2\max}} \geq d_2 + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (1.113)$$

80. Визначаємо мінімальні діаметри проміжного та вихідного валів черв'ячної передачі, мм (див. п. 38).

81. Приймаємо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.14, рис. 1.9. та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз і зминання (див. п. 24). Перевіряємо виконання умов: $d_{пр} \leq d_{a1}$; $d_{в} < d_{f2}$. У разі невиконання умов збільшуємо модуль зачеплення і перераховуємо розміри черв'яка і колеса.

82. Вибираємо типи підшипників для проміжного і вихідного валів черв'ячної передачі. За наявності осьових навантажень на вали для прямозубих передач приймаємо однорядні радіальні конічні підшипники середньої серії з внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.29, рис. 1.17.

83. Викреслюємо схему черв'ячного редуктора (див. п. 48, рис. 1.21).

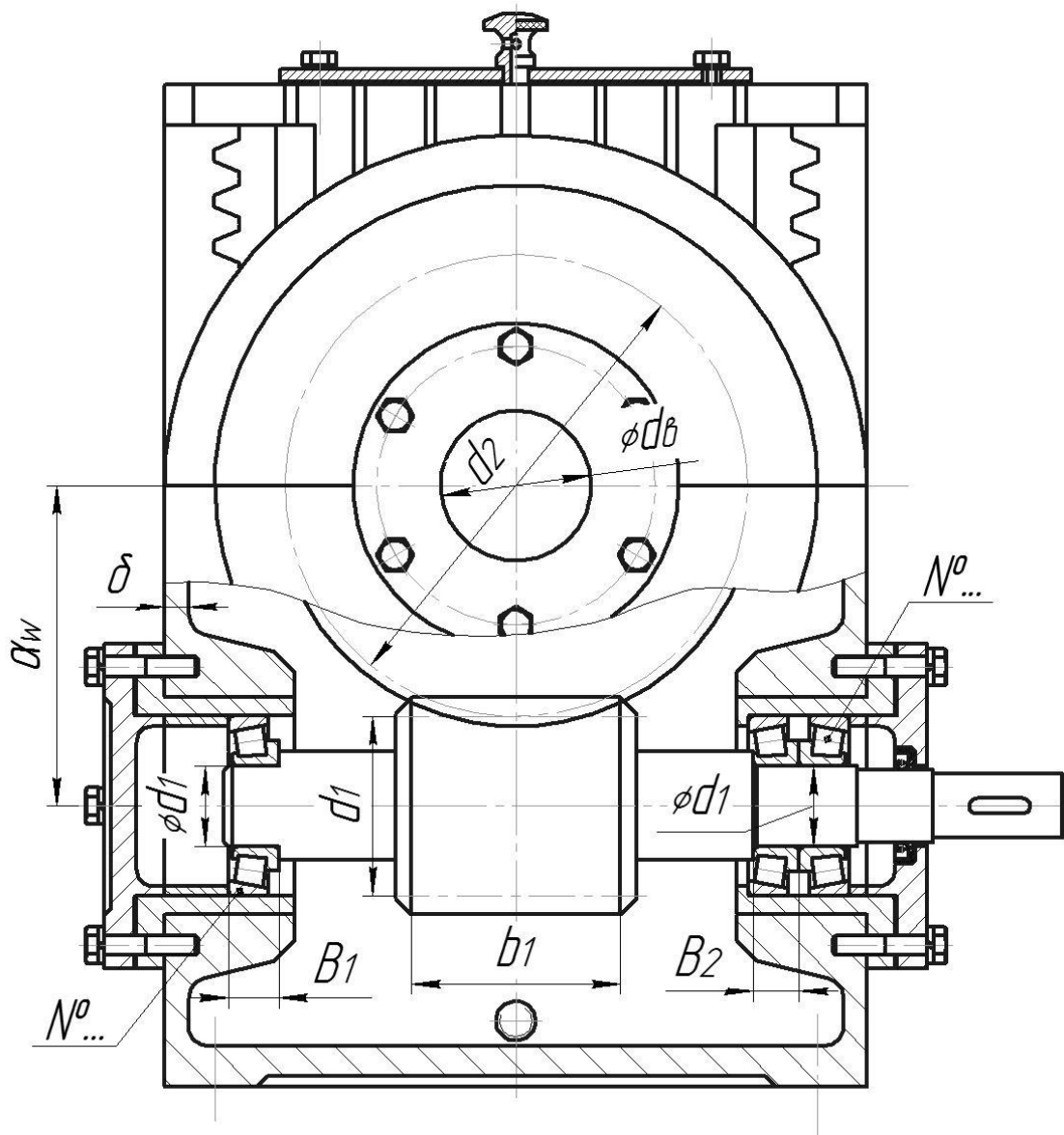


Рис. 1.21. Черв'ячний одноступеневий редуктор

Товщина стінки корпусу одноступеневого черв'ячного редуктора:

$$\delta = 0,04a_w + 2, \quad (1.114)$$

де a_w – міжосьова відстань, мм.

Вправа 2. Розрахунок стрічкового конвеєра

Завдання

Розрахувати потрібну ширину стрічки конвеєра, циліндричний редуктор і ланцюгову передачу. Визначити потужність привода.

Вихідні дані для розрахунків наведено в табл. 2.1.

Методика розрахунку

Будівельні стрічкові конвеєри виготовляють пересувними та стаціонарними (рис. 2.1, рис. 2.2). Принципову схему привода стрічкового конвеєра наведено на рис. 2.3.

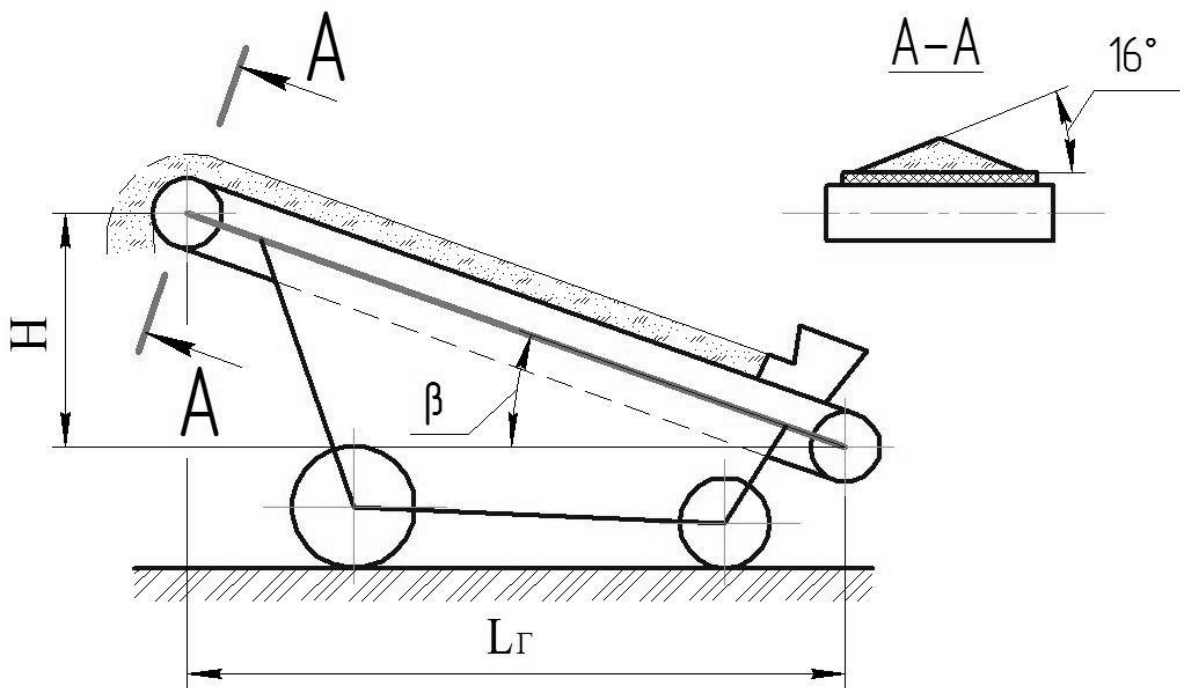


Рис. 2.1. Схема пересувного конвеєра

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку стрічкового конвеєра

| № пор. | Показник | Варіант | | | | | | | | | | | |
|--------|---|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 1 | Продуктивність конвеєра Q_{Π} , т/год | 200 | 160 | 180 | 210 | 170 | 190 | 205 | 215 | 165 | 185 | 180 | 195 |
| 2 | Швидкість транспортування v , м/с | 1,0 | 1,5 | 1,3 | 1,25 | 1,4 | 1,2 | 1,5 | 1,1 | 1,45 | 1,3 | 0,9 | 1,15 |
| 3 | Довжина конвеєра L , м | 30 | 65 | 130 | 90 | 105 | 135 | 70 | 85 | 100 | 75 | 125 | 115 |
| 4 | Кут нахилу β , град | 12 | 18 | 15 | 5 | 7 | 9 | 16 | 8 | 13 | 20 | 17 | 3 |
| 5 | Кут обхвату α , град | 200 | 300 | 240 | 240 | 300 | 200 | 300 | 200 | 200 | 240 | 300 | 240 |
| 6 | Транспортований матеріал (глина – Г; щебінь – Щ; гравій – Гр; руда – Р) | Г | Щ | Гр | Р | Гр | Г | Р | Щ | Р | Щ | Гр | Г |
| 7 | Щільність матеріалу γ , т/м ³ | 1,6 | 1,7 | 1,65 | 2,5 | 1,9 | 1,28 | 2,3 | 1,8 | 2,5 | 1,8 | 1,35 | 1,9 |
| 8 | Максимальний розмір кусків a , м | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 0,5 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 0,6 | 0,3 | 0,2 | 0,1 |
| 9 | Умови роботи конвеєра (середні – С; важкі – В) | С | С | С | С | С | С | В | В | В | В | В | В |
| № пор. | Показник | Варіант | | | | | | | | | | | |
| | | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| 1 | Продуктивність конвеєра Q_{Π} , т/год | 215 | 220 | 175 | 165 | 205 | 220 | 190 | 215 | 170 | 185 | 200 | 210 |
| 2 | Швидкість транспортування v , м/с | 1,35 | 1,15 | 1,1 | 1,2 | 1,35 | 1,45 | 1,25 | 1,1 | 1,0 | 1,8 | 1,5 | 1,15 |
| 3 | Довжина конвеєра L , м | 95 | 110 | 120 | 95 | 105 | 100 | 90 | 130 | 110 | 70 | 125 | 75 |
| 4 | Кут нахилу β , град | 6 | 10 | 19 | 8 | 14 | 9 | 16 | 4 | 13 | 10 | 18 | 5 |
| 5 | Кут обхвату α , град | 300 | 200 | 300 | 200 | 240 | 300 | 240 | 200 | 240 | 200 | 240 | 300 |
| 6 | Транспортований матеріал (глина – Г; щебінь – Щ; гравій – Гр; руда – Р) | Гр | Р | Щ | Г | Щ | Гр | Щ | Р | Г | Гр | Щ | Гр |
| 7 | Щільність матеріалу γ , т/м ³ | 1,9 | 2,3 | 1,7 | 1,6 | 1,75 | 1,8 | 1,7 | 2,3 | 1,45 | 1,65 | 1,8 | 1,9 |
| 8 | Максимальний розмір кусків a , м | 0,05 | 0,3 | 0,1 | 0,1 | 0,6 | 0,25 | 0,55 | 0,05 | 0,2 | 0,15 | 0,3 | 0,45 |
| 9 | Умови роботи конвеєра (середні – С; важкі – В) | С | С | С | С | С | С | В | В | В | В | В | В |

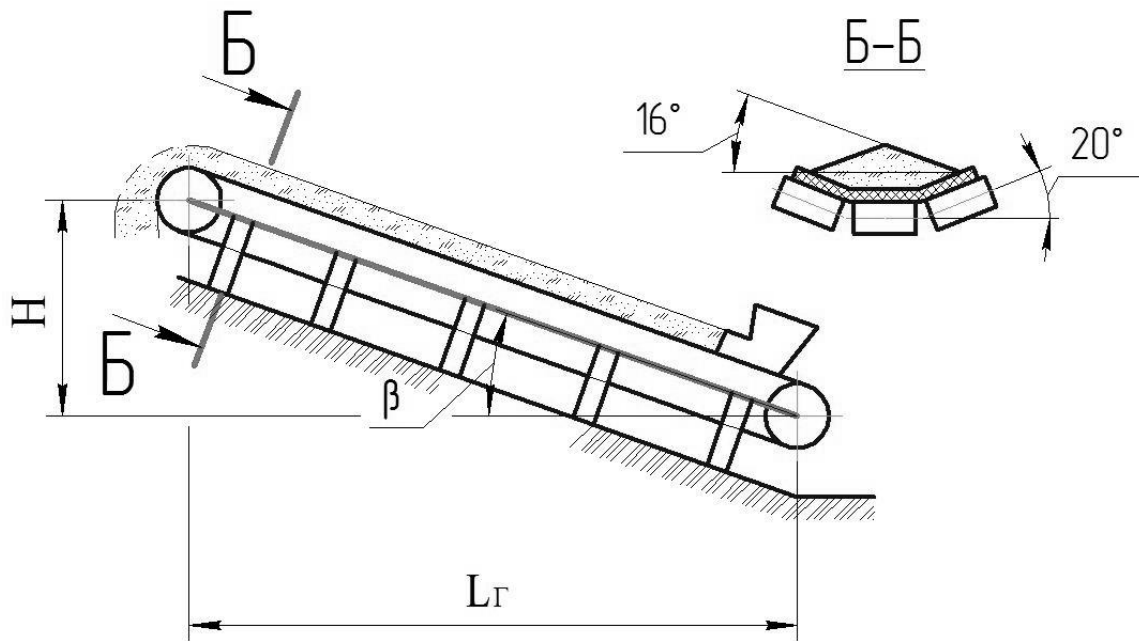


Рис. 2.2. Схема стаціонарного конвеєра

1. Визначити основні параметри стрічкового конвеєра при транспортуванні піску:

- ширину стрічки, м:

$$B = \sqrt{\frac{Q_n}{3600 \cdot 0,11v}}, \quad (2.1)$$

де Q_n – погодинна витрата матеріалу, м³/год; v - швидкість руху стрічки, м/с.

Розрахункове значення ширини стрічки перевірити за крупністю матеріалу, який транспортується, м:

$$B_k \geq 3,3a_{max} + 0,2, \quad (2.2)$$

де a_{max} – максимальна крупність матеріалу ($a_{max} = 0,005$ м – для піску).

Більше із значень ширини стрічки (B чи B_k) округлити до найближчого з нормального ряду: 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000, 2500, 3000 мм, і прийняти в якості параметра конвеєра B_0 .

Після вибору, із нормального ряду, ширини стрічки B_o провести уточнення робочої швидкості руху стрічки, м/с:

$$v_{\text{ут}} = \frac{B^2}{B_o^2} v. \quad (2.3)$$

Загальний опір руху стрічки при транспортуванні піску, Н:

$$W = \frac{Q_n \gamma_n (H + L_z \omega_o) g}{3600 v_{\text{ум}}} 10^3, \quad (2.4)$$

де H – висота підйому вантажу конвеєром, м; L_z – довжина горизонтальної проекції конвеєра, м; ω_o – загальний коефіцієнт опору руху вантажу, який дорівнює 0,03...0,04 (для роликкоопор на підшипниках кочення); g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\gamma_n = 1,5$ т/м³ – щільність піску.

Максимальний натяг стрічки, Н:

$$S_{\text{max}} = k_3 W \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (2.5)$$

де $e = 2,71$ – основа натурального логарифму; α – кут охоплення стрічкою приводного барабану, рад./57,6; μ – коефіцієнт тертя між приводним барабаном і стрічкою ($\mu = 0,3...0,4$); k_3 – коефіцієнт запасу зчеплення стрічки з барабаном ($k_3 = 1,1...1,2$).

Необхідна кількість прокладок конвеєрної стрічки:

$$z \geq \frac{S_{\text{max}}}{B_o p}, \quad (2.6)$$

де p – допустиме навантаження на 1 м ширини прокладки стрічки (для тканини БКНЛ-65 – $p = 65000$ Н/м; для БКЛН-100 – $p = 100000$ Н/м; для ТА-150 – $p = 150000$ Н/м; для ТЛК-200 – $p = 200000$ Н/м).

Для кожної стандартної ширини стрічки має місце допустимий діапазон кількості прокладок (для $B_0 = 0,3 \text{ м} - z = 3...5$; для $B_0 = 0,4 \text{ м} - z = 6...8$; для $B_0 = 0,5...0,6 \text{ м} - z = 8...9$; для $B_0 = 0,7 \text{ м} - z = 9...10$; для $B_0 = 0,8...1,0 \text{ м} - z = 10...11$; для $B_0 > 1,0 \text{ м} - z = 11...12$). Прийняти необхідну кількість прокладок в стрічці z за наведеною вище залежністю.

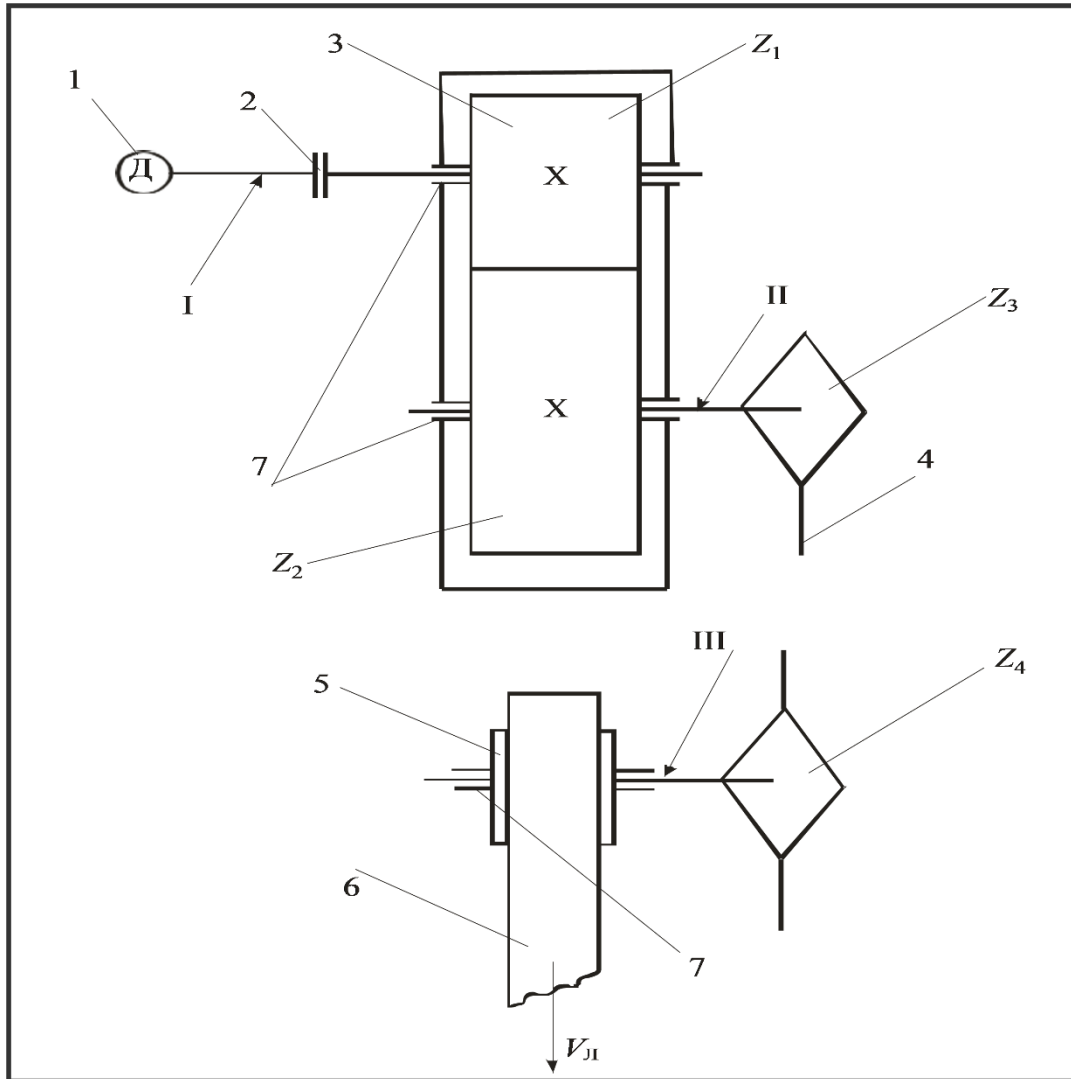


Рис. 2.3. Принципова схема привода стрічкового конвеєра:

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор циліндричний; 4 – ланцюгова передача;
 5 – барабан; 6 – стрічка транспортера; 7 – підшипники кочення; z_1 – шестірня;
 z_2 – зубчасте колесо; z_3 – ведуча зірочка; z_4 – ведена зірочка; I – вал шестірні (ведучий редуктора); II – вал колеса (ведений); III – вал привідного барабана

Діаметри барабанів конвеєра, мм:

- приводного

$$D_{пр} = (120 \div 150)z;$$

(2.7)

- натяжного $D_H = 100z;$
 (2.8)

- відхиляючого $D_B = (40 \div 50)z.$
 (2.9)

Довжина барабана, мм:

$$L_{\text{бар}} = B_o + 100. \quad (2.10)$$

Потужність двигуна привода конвеєра, Вт:

$$P \geq \frac{kk_o}{\eta} (N_1 + N_2), \quad (2.11)$$

де k – коефіцієнт який враховує вплив довжини конвеєра L ($L < 15$ м – $k = 1,5$; $L = 15 \dots 40$ м – $k = 1,1$; $L > 40$ м – $k = 1$); $k_o = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт встановленої потужності; $\eta = 0,8 \dots 0,85$ – ККД привода конвеєра; N_1 – потужність, необхідна для переміщення вантажу по прямолінійній похилій ділянці:

$$N_1 = Wv_{ym}; \quad (2.12)$$

N_2 – потужність, яка використовується на холостий хід стрічки, Вт:

$$N_2 = 2q_{cm}L_e\omega_x v_{ym}, \quad (2.13)$$

де ω_x – загальний коефіцієнт опору руху стрічки ($\omega_x = 0,022$ – для середніх умов роботи конвеєра); q_{cm} – лінійна сила тяжіння стрічки, Н/м (при $B_o = 0,4$ м – $q_{cm} = 36$; $B_o = 0,5$ м – $q_{cm} = 46$; $B_o = 0,65$ м – $q_{cm} = 60$; $B_o = 0,8$ м – $q_{cm} = 80$; $B_o = 1$ м; – $q_{cm} = 140$; $B_o = 1,2$ м – $q_{cm} = 170$; $B_o = 1,4$ м – $q_{cm} = 200$; $B_o = 1,6$ м – $q_{cm} = 270$).

2. Розрахувати необхідну потужність електродвигуна привода

стрічкового конвеєра:

$$P_{\text{пот}} = \frac{P}{\eta_3}, \quad (2.14)$$

де η_3 – загальний ККД привода стрічкового конвеєра:

$$\eta_3 = \eta_M \eta_{\text{зп}} \eta_{\text{лп}} \eta_{\text{п}}^n, \quad (2.15)$$

де η_M – ККД з'єднувальної муфти; $\eta_{\text{зп}}$ – ККД зубчастої циліндричної передачі; $\eta_{\text{лп}}$ – ККД ланцюгової передачі; $\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників кочення; n – кількість пар підшипників кочення в приводі ($n = 3$).

ККД складових привода стрічкового транспортера наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Значення ККД складових привода стрічкового транспортера

| Передача | ККД |
|----------------------------------|---------------|
| 1. Зубчата закрита циліндрична | 0,97 ... 0,98 |
| 2. Ланцюгова відкрита | 0,9 ... 0,95 |
| 3. Одна пара підшипників кочення | 0,995 |
| 4. Муфта з'єднувальна | 0,98 |

3. Визначаємо потрібну частоту обертання вала електродвигуна, хв⁻¹:

$$n_{\text{п}} = n_{\text{пр.в}} u_{\text{зп}} u_{\text{лп}}, \quad (2.16)$$

де $u_{\text{зп}}$ – передаточне число зубчастої циліндричної передачі ($u_{\text{зп}}=2$);

$u_{\text{лп}}$ – передаточне число відкритої ланцюгової передачі ($u_{\text{лп}}=4$);

$n_{\text{пр.в}}$ – частота обертання привідного вала стрічкового конвеєра, хв.⁻¹:

$$n_{\text{пр.в}} = \frac{60 v_{\text{уг}}}{\pi D_{\text{пр}}}. \quad (2.17)$$

4. На основі розрахунків підбираємо необхідний електродвигун (див. табл. 1.5) та виписуємо його типорозмір і технічні характеристики ($N_{\text{дв}}, n_{\text{дв}}$).

5. Розраховуємо потужності, які передаються валами:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п}}, \quad (2.18)$$

де $P_{\text{дв}}$ – потужність підбраного електродвигуна, кВт; $\eta_{\text{м}}, \eta_{\text{п}}$ – ККД з'єднувальної муфти та пари підшипників кочення (див. табл. 2.2);

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{зп}} \eta_{\text{п}}, \quad (2.19)$$

де $\eta_{\text{зп}}$ – ККД зубчастої закритої циліндричної передачі (див. табл. 2.1);

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{лп}} \eta_{\text{п}}, \quad (2.20)$$

де $\eta_{\text{лп}}$ – ККД відкритої ланцюгової передачі (див. табл. 2.1).

6. Визначаємо частоти обертання валів, хв^{-1} :

$$n_1 = n_{\text{дв}}; \quad (2.21)$$

$$n_2 = n_1 / u_{\text{р}}, \quad (2.22)$$

де $u_{\text{р}}$ – передаточне число редуктора ($u_{\text{р}} = 2$);

$$n_3 = n_2 / u_{\text{лп}}, \quad (2.23)$$

де $u_{\text{лп}}$ – передаточне число відкритої ланцюгової передачі ($u_{\text{лп}} = 4$).

7. Вираховуємо крутні моменти валів, Нм:

$$T_1 = \frac{30000P_1}{\pi n_1}; \quad (2.24)$$

$$T_2 = \frac{30000P_2}{\pi n_2}; \quad (2.25)$$

$$T_3 = \frac{30000P_3}{\pi n_3}. \quad (2.26)$$

8. Здійснюємо вибір і розрахунок з'єднувальної зубчастої муфти (див. п. 11).

9. Розрахунок одноступеневого циліндричного редуктора.

9.1. Вибір матеріалу. Для косозубої зубчастої пари вибираємо матеріал з середніми механічними властивостями з табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Механічні властивості сталей

| Марка сталі | Діаметр заготовки | Межа міцності, σ_s , МПа | Твердість НВ (середня) | Термообробка |
|-------------|-------------------|---------------------------------|------------------------|--------------|
| 45 | 100 – 500 | 570 | 190 | Нормалізація |
| 45 | до 90 | 780 | 230 | Покращення |
| | 90 – 120 | 730 | 210 | Покращення |
| | Більше 120 | 690 | 200 | Покращення |

Для слабко- і середньонавантажених передач звичайно вибирають сталь 45, термообробку-покращення проводять до нарізання зубів. З метою рівномірного зносу зубів і кращого їх припрацювання твердість шестірні для косозубих передач має бути більша на 25...50 НВ чим у колеса.

9.2. Визначаємо допустимі контактні напруги для шестірні та колеса, МПа:

$$[\sigma]_{H_{1,2}} = \frac{\sigma_H^0 K_{HL}}{[S_H]}, \quad (2.27)$$

де σ_H^0 – межа контактної виносливості при базовому числі циклів зміни напруг:

$$\sigma_H^o = 2HB + 70, \quad (2.28)$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності при тривалій експлуатації, $K_{HL} = 1,0$; $[S_H]$ – коефіцієнт безпеки, $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$.

9.3. Вираховуємо допустиму контактну напругу для косозубого зачеплення:

$$[\sigma]_H = ([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) \cdot 0,45. \quad (2.29)$$

9.4. Визначаємо міжосьову відстань циліндричної косозубої передачі (див. п. 32, 33 вправи 1).

9.5. Вираховуємо орієнтовно нормальний модуль для косозубого зачеплення. Отримане значення заокруглити до найближчого більшого стандартного (див. п. 34).

9.6. Визначаємо сумарне число зубців та числа зубців шестірні і колеса (див. п. 35).

9.7. Уточнити передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення (див. п. 36).

9.8. Визначити геометричні розміри циліндричної косозубої передачі (див. п. 37).

9.9. Визначаємо мінімальні діаметри валів ведучого та проміжного валів циліндричної передачі, мм:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}; \quad d_{II} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (2.30)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа. Його потрібно приймати щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних – більшим.

9.10. Приймаємо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.14, рис. 1.9., та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз та зминання (див. п. 24 вправи 1).

9.11. Вибираємо типи підшипників для ведучого і проміжного валів циліндричної передачі. За наявності осьових навантажень на вали для косозубих передач приймаємо однорядні радіальні конічні підшипники середньої серії з внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.29, рис. 1.15.

9.12. Викреслюємо схему циліндричного косозубого редуктора (див. п. 41, рис. 2.4).

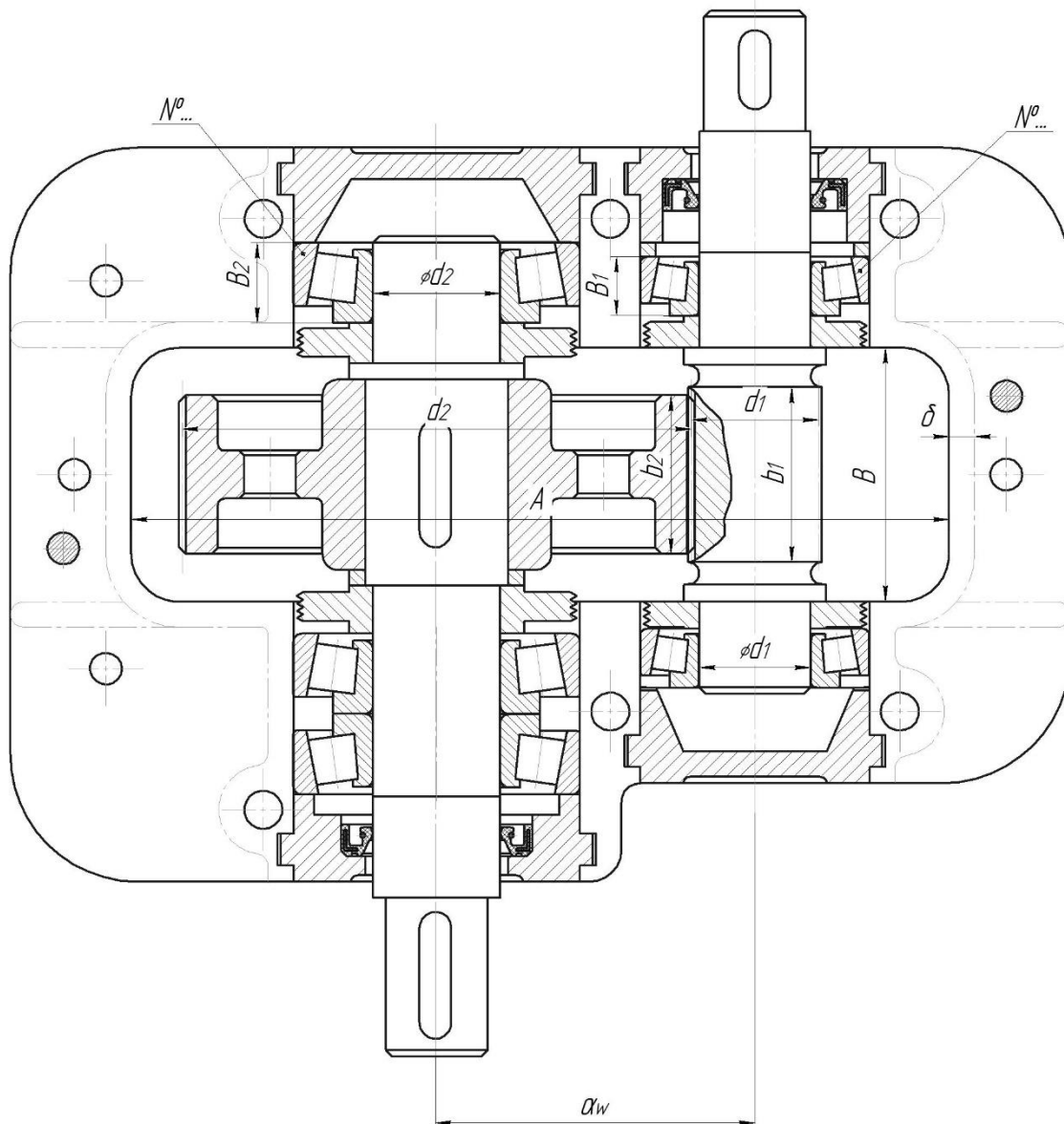


Рис. 2.4. Циліндричний одноступеневий косозубий редуктор

10. Розрахунок ланцюгової передачі

10.1. Для розрахунку ланцюгової передачі приймаємо передаточне число $U_{\Pi} = 4$ ($U_{\Pi} = 2 \dots 4$).

10.2. Визначаємо число зубів зірочки:

- для ведучої зірочки $z_3 = 31 - 2U_{\Pi};$
(2.31)

- для веденої зірочки $z_4 = z_3 U_{\Pi}.$
(2.32)

10.3. Розраховуємо коефіцієнт експлуатації K_e

$$K_e = K_d \cdot K_{зм} \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{\Pi} \cdot K_a, \quad (2.33)$$

де K_d – динамічний коефіцієнт: при спокійному навантаженні $K_d = 1,0$; при ударному навантаженні в залежності від інтенсивності ударів $K_d = 1,25 \dots 2,5$. Рекомендується прийняти $K_d = 1,0$; $K_{зм}$ – приймається в залежності від способу змащування ланцюга: при картерному змащуванні $K_{зм} = 0,8$; при безперервному змащуванні $K_{зм} = 1,0$; при періодичному змащуванні $K_{зм} = 1,3 \dots 1,5$; K_n – коефіцієнт врахування нахилу ланцюга: при нахилі ланцюга до 60° $K_n = 1,0$; при нахилі більше 60° $K_n = 1,25$. Приймаємо кут нахилу ланцюга 45° $K_n = 1,0$; K_p – коефіцієнт, що залежить від способу натягування ланцюга. При автоматичному регулюванні $K_p = 1,0$; при періодичному – $K_p = 1,25$. Рекомендується прийняти $K_p = 1,25$; K_{Π} – коефіцієнт, що враховує періодичність роботи передачі. При однозмінній роботі $K_{\Pi} = 1,0$; при двозмінній – $K_{\Pi} = 1,25$; при безперервній – $K_{\Pi} = 1,5$. K_a – коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані. При відстані $a_{\Pi} = (30 \dots 50)t$ приймаємо $K_a = 1,0$. t – крок ланцюгової передачі, мм. При $a_{\Pi} < 25$ – $K_a = 1,25$; при $a_{\Pi} = (60 \dots 80)t$ – $K_a = 0,9$.

10.4. Вираховуємо крок однорядного роликowego ланцюга, мм:

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_2 K_e}{z_3 [p_{\text{ш}}]}}, \quad (2.34)$$

де T_2 – крутний момент на валу II, Нмм; z_3 – число зубів ведучої зірочки, шт.; $[p_{\text{ш}}]$ – орієнтовне значення допустимого тиску в шарнірах ланцюга. Не знаючи крок ланцюга $[p_{\text{ш}}]$, попередньо вибираємо з табл. 2.4 по частоті обертання n_2 при $t = 15,875$ мм. При відхиленні частоти обертання n_2 від табличних величин значення $[p_{\text{ш}}]$ визначаємо інтерполяцією.

Таблиця 2.4

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга при $z_3 = 17$ $[p_{\text{ш}}]$, МПа

| $n_2, \text{хв}^{-1}$ | Крок ланцюга t , мм | | | | | |
|-----------------------|-----------------------|--------|-------|------|-------|------|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 |
| 50 | 46 | 43 | 39 | 36 | 34 | 31 |
| 100 | 37 | 34 | 31 | 29 | 27 | 25 |
| 200 | 29 | 27 | 25 | 23 | 22 | 19 |
| 300 | 26 | 24 | 22 | 20 | 19 | 17 |
| 500 | 22 | 20 | 18 | 17 | 16 | 14 |
| 750 | 19 | 17 | 16 | 15 | 14 | 13 |
| 1000 | 17 | 16 | 14 | 13 | 13 | - |
| 1250 | 16 | 15 | 13 | 12 | - | - |

Примітка: при $z_3 \neq 17$ табличне значення $[p_{\text{ш}}]$ перемножуємо на коефіцієнт $K_z = 1 + 0,01(z_3 - 1)$.

Отримане розрахункове значення кроку ланцюга приводимо до стандартного (див. табл. 2.5) і вибираємо ланцюг, наприклад ПР-15,875-23,0 (ПР – привідний роликівий; 15,875 – крок ланцюга, мм; 23,0 – руйнівне навантаження ДСТ 13568-97).

Таблиця 2.5

Параметри ланцюга

| Крок ланцюга, мм | d_1 , мм | d_3 , мм | b_B , мм | Q , кН | q , кг/м | $A_{оп}$, мм ² |
|------------------|------------|------------|------------|----------|------------|----------------------------|
| 12,7 | 4,45 | 7,75 | 8,51 | 18,2 | 0,75 | 39,6 |
| 15,875 | 5,08 | 10,16 | 9,65 | 23,0 | 1,0 | 54,8 |
| 19,05 | 5,96 | 11,91 | 12,7 | 31,8 | 1,9 | 105,8 |
| 25,4 | 7,95 | 15,88 | 15,88 | 60,0 | 2,6 | 179,2 |
| 31,75 | 9,55 | 19,05 | 19,05 | 89,0 | 3,8 | 262 |
| 38,1 | 11,12 | 22,23 | 25,40 | 127,0 | 5,5 | 394 |

Звідки d_1 – діаметр валика ланки ланцюга, мм; d_3 – діаметр ролика, мм; b_B – внутрішня ширина ланки ланцюга, мм; Q – руйнівне навантаження, кН; q – вага одного метра ланцюга, кг/м; $A_{оп}$ – проекція опорної поверхні шарніра, мм².

10.5. Визначаємо швидкість ланцюга, м/с:

$$V_{л} = \frac{z_3 t n_2}{60 \cdot 10^3}. \quad (2.35)$$

10.6. Розраховуємо сили, які діють на ланцюг:

10.6.1. Натяг ланцюга від центробігових сил, Н:

$$F_{ц} = qV_{л}^2. \quad (2.36)$$

10.6.2. Силу від провису ланцюга, Н:

$$F_f = 9,81K_f q a_{л}. \quad (2.37)$$

де K_f – коефіцієнт провису ланцюга ($K_f = 6$ для горизонтальних передач; $K_f = 3 \dots 4$ для нахилених до горизонту під кутом 40° ; $K_f = 1 \dots 2$ при вертикальних і близьких до них передачах) ($K_f = 2$); $a_{л}$ – міжосьова відстань ланцюга, м, $a_{л} = (60 \dots 80) t$.

10.6.3. Окружне зусилля, Н:

$$F_t = \frac{1000 P_3}{V_{\text{л}}}. \quad (2.38)$$

10.6.4. Сумарний натяг ведучого і веденого валів, Н:

$$F_{\text{вч}} = F_f + F_{\text{ц}} + F_t k_1 \quad F_{\text{вн}} = F_f + F_{\text{ц}}, \quad (2.39)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує характер навантаження, яке передається; $k_1 = 1$ – при спокійному навантаженні, $k_1 = 1,25 \dots 1,5$ – при змінному навантаженні або з ударами.

10.6.5. Розрахункове навантаження на вали без урахування натягу від центробіжних сил, Н:

$$F_{\text{в}} = F_t k_1 + 2F_f. \quad (2.40)$$

10.7. Перевіряємо ланцюг на перевищення допустимої частоти обертання $n_2 \leq [n_2]$ (див. табл. 2.6).

Таблиця 2.6

Допустимі значення $[n_2]$, об/хв, малої зірочки

| Тип ланцюга | z_1 | Крок ланцюга p , мм | | | | | | | |
|------------------------|-----------|-----------------------|--------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| роликова (втулкова) | 15 | 1250 | 1000 | 900 | 800 | 630 | 500 | 400 | 300 |
| | 19 | 1300 | 1040 | 940 | 840 | 650 | 520 | 420 | 310 |
| | 23 | 1350 | 1080 | 980 | 880 | 680 | 540 | 430 | 320 |
| | ≥ 25 | 1400 | 1100 | 1000 | 900 | 700 | 550 | 430 | 330 |
| зубчаста | ≥ 17 | 2000 | 1600 | 1300 | 1000 | 800 | – | – | – |

10.8. Виконуємо розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень:

$$n = Q / (k_n F_t) \leq [n], \quad (2.41)$$

де Q – руйнівне навантаження, кН (див. табл. 2.5); k_n – коефіцієнт короточасного перевантаження ($k_n = 2,0 \dots 2,2$); $[n]$ – допустимий запас міцності ланцюга (див. табл. 2.7).

Таблиця 2.7

Коефіцієнт запасу міцності $[n]$ ланцюгів

| Крок ланцюга $p, \text{мм}$ | Частота обертання n_2 меншої зірочки, об/хв | | | | | | | | |
|-------------------------------------|---|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| | 50 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 800 | 1000 |
| Роликові та втулкові ланцюги | | | | | | | | | |
| 12,7 | 7,1 | 7,3 | 7,6 | 7,9 | 8,2 | 8,5 | 8,8 | 9,4 | 10 |
| 15,875 | 7,2 | 7,4 | 7,8 | 8,2 | 8,6 | 8,9 | 9,3 | 10,1 | 10,8 |
| 19,05 | 7,2 | 7,8 | 8 | 8,4 | 8,9 | 9,4 | 9,7 | 10,8 | 11,7 |
| 25,4 | 7,3 | 7,8 | 8,3 | 8,9 | 9,5 | 10,2 | 10,8 | 12 | 13,3 |
| 31,75 | 7,4 | 7,8 | 8,6 | 9,4 | 10,2 | 11 | 11,8 | 13,4 | – |
| 38,1 | 7,5 | 8 | 8,9 | 9,8 | 10,8 | 11,8 | 12,7 | – | – |
| 44,45 | 7,6 | 8,1 | 9,2 | 10,3 | 11,4 | 12,5 | – | – | – |
| 50,8 | 7,6 | 8,3 | 9,5 | 10,8 | 12 | – | – | – | – |

10.9. Визначаємо основні геометричні розміри ведучої та веденої зірочок привідних роликових ланцюгів:

10.9.1. діаметри ділільних кіл d_d , мм:

$$d_{д3,4} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{3,4}}}, \quad (2.42)$$

де t – крок ланцюга, мм; $z_{3,4}$ – кількість зубів ведучої та веденої зірочок, шт.

10.9.2. діаметри кіл виступів, мм:

$$D_{e3,4} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_{3,4}} \right). \quad (2.43)$$

10.9.3. діаметри кіл впадин, мм:

$$D_{i_{3,4}} = d_{д3,4} - 2r. \quad (2.44)$$

де r – радіус впадин, мм:

$$r = 0,5025d_3 + 0,05, \quad (2.45)$$

де d_3 – діаметр ролика ланцюга (див. табл. 2.5).

10.9.4. Ширину зуба, мм:

$$b_1 = 0,93b_b - 0,15, \quad (2.46)$$

де b_b – внутрішня ширина ланки ланцюга (див. табл. 2.5).

10.9.5. Ширину маточини, мм:

$$b_m = 4b_1 - 8, \quad (2.47)$$

11. Визначаємо мінімальний діаметр вала привідного барабана стрічкового конвеєра, мм:

$$d_{пр} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (2.48)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, $[\tau]=15...30$ МПа. Його потрібно приймати щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних – більшим.

12. Приймаємо ціле значення діаметра вала привідного барабана, користуючись табл. 1.14, рис. 1.9, та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз і зминання (див. п. 24 вправи 1).

13. Вибираємо типи підшипників для вала привідного барабана стрічкового конвеєра. За відсутності осьових навантажень на вали приймаємо однорядні радіальні кулькові підшипники середньої серії з внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.27, рис. 1.12.

Вправа 3. Розрахунок вантажної лебідки

Завдання

Визначити: навантаження каната P_K ; тип, діаметр і довжину каната, параметри лебідки; підібрати з'єднувальну муфту та гальмо, здійснити перевірний розрахунок редуктора.

Варіанти завдань наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані

| Варіант | Схема запасування канату лебідки (рис.) | Маса Q вантажу, кг | Швидкість підйому вантажу v_B , м/с | Висота підйому вантажу H , м | Режим праці лебідки |
|---------|---|----------------------|---------------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | <i>a</i> | 1600 | 0,3 | 4 | Легкий |
| 2 | <i>б</i> | 3800 | 0,5 | 3 | |

Закінчення табл. 3.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|----|----------|------|-----|---|----------|
| 3 | <i>в</i> | 1800 | 0,4 | 4 | Легкий |
| 4 | <i>a</i> | 700 | 0,6 | 5 | |
| 5 | <i>б</i> | 4400 | 0,3 | 4 | |
| 6 | <i>в</i> | 1050 | 0,5 | 3 | |
| 7 | <i>a</i> | 600 | 0,6 | 6 | |
| 8 | <i>б</i> | 2100 | 0,4 | 5 | |
| 9 | <i>в</i> | 1850 | 0,5 | 4 | |
| 10 | <i>a</i> | 500 | 0,6 | 7 | |
| 11 | <i>б</i> | 4300 | 0,3 | 6 | Важкий |
| 12 | <i>в</i> | 1900 | 0,5 | 5 | |
| 13 | <i>a</i> | 1100 | 0,4 | 6 | |
| 14 | <i>б</i> | 2900 | 0,6 | 5 | |
| 15 | <i>в</i> | 1400 | 0,3 | 3 | |
| 16 | <i>a</i> | 1850 | 0,5 | 5 | |
| 17 | <i>б</i> | 2700 | 0,4 | 4 | |
| 18 | <i>в</i> | 1600 | 0,6 | 3 | |
| 19 | <i>a</i> | 2100 | 0,4 | 7 | Середній |
| 20 | <i>б</i> | 2800 | 0,5 | 6 | |
| 21 | <i>в</i> | 1700 | 0,5 | 5 | |

| | | | | | |
|----|----------|------|-----|---|--|
| 22 | <i>a</i> | 3000 | 0,4 | 6 | |
| 23 | <i>б</i> | 4500 | 0,3 | 5 | |
| 24 | <i>в</i> | 2750 | 0,5 | 4 | |
| 25 | <i>a</i> | 1950 | 0,4 | 6 | |

Методика розрахунку

1. Згідно із завданням слід накреслити схему поліспасти і визначити його кратність m (рис. 3.1).

2. Визначити зусилля P_K в канаті, Н:

$$P_K = \frac{(Q + Q_{\Gamma})9,81}{m \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{в.б}}^n}, \quad (3.1)$$

де Q – маса вантажу, кг (табл. 1.1); Q_{Γ} – маса гакової обойми та строп, $Q_{\Gamma} = 150$ кг; $\eta_{\text{пол}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасти:

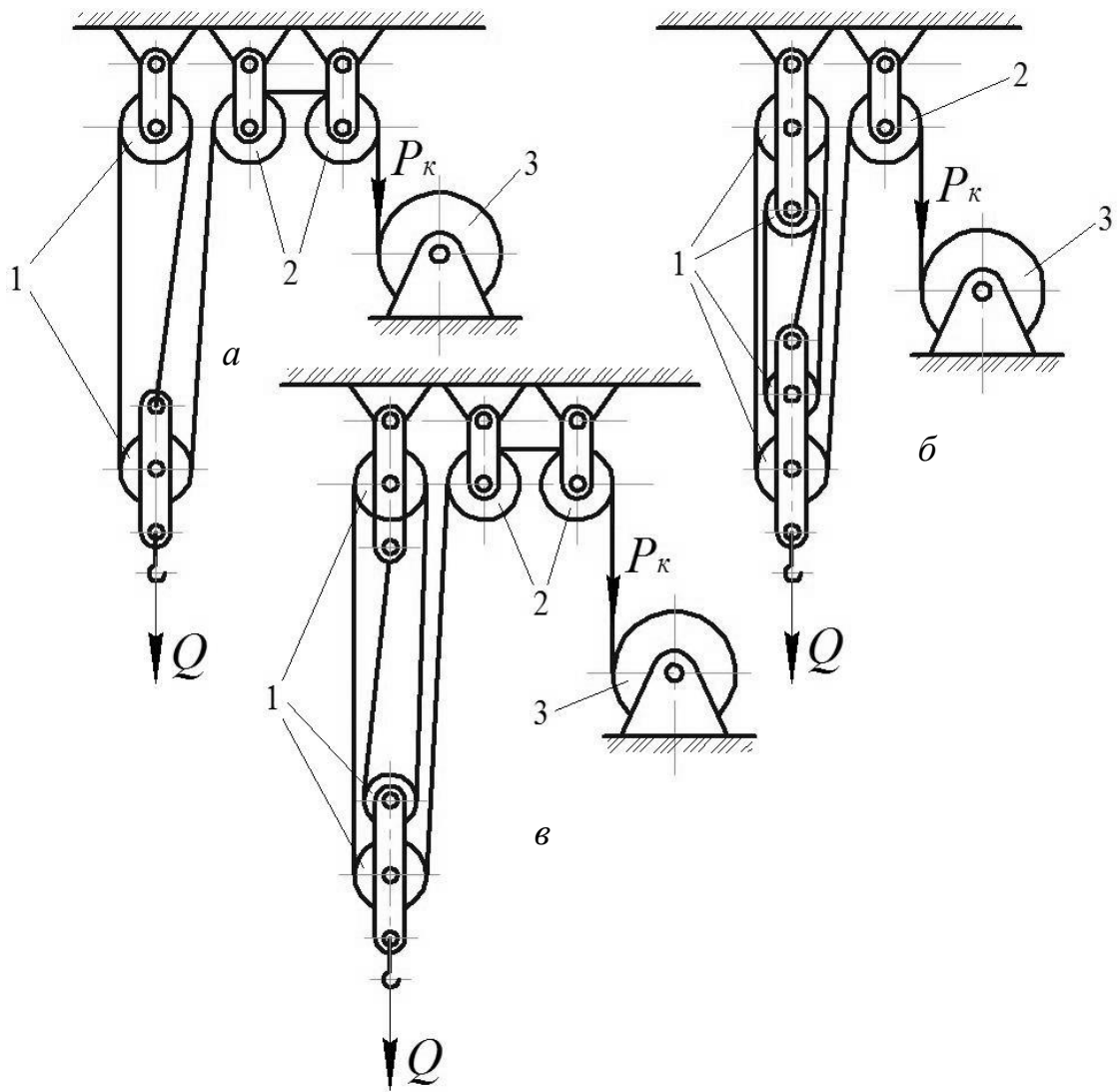


Рис. 3.1. Схема запасування канату лебідки:
 1 – поліпаст; 2 – відхиляючі блоки; 3 – лебідка

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{\eta_{\text{б}} (1 - \eta_{\text{б}}^m)}{m (1 - \eta_{\text{б}})}, \quad (3.2)$$

де $\eta_{\text{б}}$ – коефіцієнт корисної дії блока поліпасту, $\eta_{\text{б}} = 0,96$;
 $\eta_{\text{в.б}}$ – коефіцієнт корисної дії відхиляючого блока, $\eta_{\text{в.б}} = \eta_{\text{б}}$; n –
 кількість відхиляючих блоків.

3. Обчислюємо необхідне розривне зусилля R в канаті, Н:

$$R = P_k k, \quad (3.3)$$

де k – коефіцієнт запасу, величина якого залежить від режиму роботи лебідки; для легкого режиму праці $k = 5$, для середнього $k = 5,5$, для важкого $k = 6$ (табл. 3.1).

4. Підібрати діаметр канату d_k за найближчим більшим значенням розривного зусилля (табл. 3.2).

5. Визначити найменші допустимі діаметри блоків $D_{\text{бл}}$ і барабана лебідки $D_{\text{б}}$, мм; для умов легкого режиму праці $D_{\text{бл}} \geq 16d_k$; для середнього $D_{\text{бл}} \geq 18d_k$; для важкого режиму $D_{\text{бл}} \geq 20d_k$.

$$D_{\text{б}} = 1,35D_{\text{бл}} \quad (3.4)$$

Діаметри блоків і барабана лебідки визначаємо за умовами найближчого більшого розміру з ряду нормальних стандартних діаметрів, мм: 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1060; 1130; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600.

6. Обраховуємо довжину барабана, мм:

$$L_{\text{б}} = Z_0 t \leq 3D_{\text{б}}, \quad (3.5)$$

де Z_0 – кількість витків каната на барабані при укладанні його в один шар:

$$Z_0 = \frac{Hm}{\pi(D_{\text{б}} + d_k)} + Z_{\text{зап}} + Z_{\text{кр}}, \quad (3.6)$$

де H – висота підйому вантажу, м (табл. 5.1), $D_{\text{б}}$, d_k – діаметри відповідно барабана лебідки та каната, м, $Z_{\text{зап}}$, $Z_{\text{кр}}$ – число, запасних та закріплюючих витків, $Z_{\text{зап}} = 2$, $Z_{\text{кр}} = 2$; t – крок навивки (нарізки канавок) на барабані, $t = d_k + 2$ мм.

Канати сталеві (ДСТУ ISO 2408:2013), ЛК–Р конструкції 6х19

| Діаметр каната, d_k мм | Розрахункова площа перерізу всіх дротиків, мм ² | Наближена маса 1000 м змащеного каната, кг | Маркувальна група, МПа | | | | | |
|--------------------------|--|--|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 1470 | 1569 | 1666 | 1764 | 1862 | 1960 |
| | | | Розривна сила каната, кН | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 3,8 | — | 55,1 | — | — | — | 8,4 | 8,75 | 9,35 |
| 4,1 | — | 64,1 | — | — | — | 9,75 | 10,15 | 10,85 |
| 4,5 | — | 73,9 | — | — | — | 11,25 | 11,75 | 12,5 |
| 4,6 | — | 84,4 | — | — | — | 12,85 | 13,1 | 13,9 |
| 5,1 | — | 95,5 | — | — | — | 14,6 | 15,15 | 15,8 |
| 5,6 | — | 118,5 | — | 15,8 | 16,8 | 17,8 | 18,55 | 19,35 |
| 6,2 | 14,47 | 141,6 | — | 19,25 | 20,4 | 21,1 | 22,25 | 23,45 |
| 6,9 | 18,05 | 176,6 | — | 24,0 | 25,5 | 26,3 | 27,45 | 28,7 |
| 8,3 | 26,15 | 256,0 | — | 34,8 | 36,95 | 38,15 | 39,55 | 41,6 |
| 9,1 | 31,18 | 305,0 | — | 41,55 | 44,1 | 45,45 | 47,5 | 49,6 |
| 9,9 | 36,68 | 358,6 | — | 48,85 | 51,85 | 53,45 | 55,95 | 58,35 |
| 11,0 | 47,19 | 461,6 | — | 62,85 | 66,75 | 68,80 | 72,0 | 75,15 |
| 12,0 | 53,87 | 527,0 | — | 71,75 | 76,20 | 78,55 | 81,9 | 85,75 |
| 13,0 | 61,00 | 596,6 | 76,19 | 81,25 | 86,30 | 89,0 | 92,8 | 97,0 |
| 14,0 | 74,40 | 728,0 | 92,85 | 98,95 | 105,0 | 108,0 | 112,5 | 118,0 |
| 15,0 | 86,28 | 844,0 | 107,0 | 114,5 | 122,0 | 125,5 | 131,0 | 137,0 |
| 16,5 | 104,61 | 1025,0 | 130,0 | 139,0 | 147,5 | 152,0 | 159,0 | 166,0 |
| 18,0 | 124,73 | 1220,0 | 155,0 | 166,0 | 176,0 | 181,5 | 189,5 | 198,0 |
| 19,5 | 143,61 | 1405,0 | 179,5 | 191,0 | 203,0 | 209,0 | 281,5 | 228,0 |
| 21,0 | 167,03 | 1635,0 | 208,0 | 222,0 | 236,0 | 243,5 | 254,0 | 265,5 |
| 16,5 | 104,61 | 1025,0 | 130,0 | 139,0 | 147,5 | 152,0 | 159,0 | 166,0 |
| 18,0 | 124,73 | 1220,0 | 155,0 | 166,0 | 176,0 | 181,5 | 189,5 | 198,0 |
| 19,5 | 143,61 | 1405,0 | 179,5 | 191,0 | 203,0 | 209,0 | 281,5 | 228,0 |
| 21,0 | 167,03 | 1635,0 | 208,0 | 222,0 | 236,0 | 243,5 | 254,0 | 265,5 |

7. Уточнюємо величину довжини L_k каната, м:

$$L_k = mH + 4\pi(D_{\sigma} + d_k). \quad (3.7)$$

8. Визначити потрібну потужність P_d двигуна лебідки, Вт:

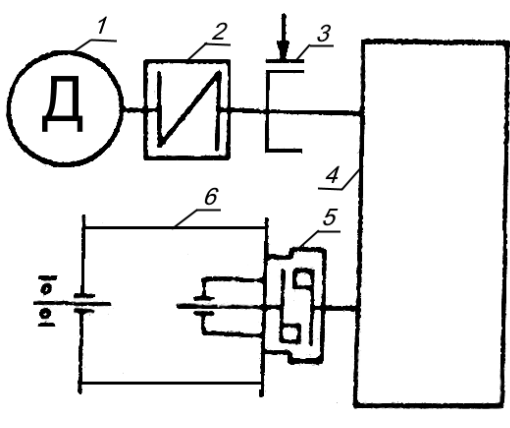
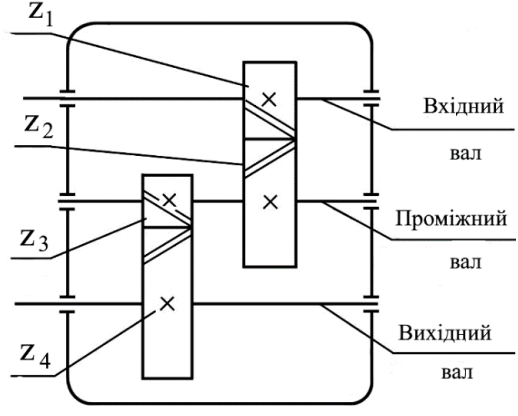
$$P_d = \frac{(Q + Q_{\Gamma})9,81v_B}{\eta_{\text{пр}}}, \quad (3.8)$$

де v_B – швидкість підйому вантажу, м/с (табл. 3.1), $\eta_{пр}$ – коефіцієнт корисної дії привода:

$$\eta_{пр} = \eta_{пол} \eta_{в.б}^n \eta_{л}, \quad (3.9)$$

де $\eta_{л}$ – ККД привода лебідки; $\eta_{л} = 0,85$.

9. Розраховуємо потрібні потужності на валах двоступеневого циліндричного редуктора (див. рис. 3.2, 3.3):

| | |
|---|---|
|  |  |
| <p>Рис. 3.2. Схема привода лебідки: 1 – електродвигун; 2 – з'єднувальна муфта; 3 – гальмо; 4 – циліндричний редуктор; 5 – зубчаста муфта; 6 – барабан лебідки</p> | <p>Рис. 3.3. Кінематична схема двоступеневого циліндричного редуктора</p> |

9.1. На вихідному тихохідному валу:

$$P_3 = \frac{P_{л}}{\eta_{м} \eta_{п}}, \quad (3.10)$$

де $\eta_{м}$ – ККД з'єднувальної муфти, $\eta_{п}$ – ККД пари підшипників кочення (див. табл. 2.2).

9.2. На проміжному валу:

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{зп} \eta_{п}}, \quad (3.11)$$

де $\eta_{зп}$ – ККД зубчастої циліндричної передачі (див. табл. 2.2).

9.3. На вхідному швидкісному валу:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{зп} \eta_{п} \eta_{м}}. \quad (3.12)$$

10. Обчислюємо передаточне відношення U_p редуктора привода лебідки:

$$U_p = \frac{n_0}{n_6}, \quad (3.13)$$

де $n_0; n_6$ – відповідно частоти обертання двигуна та барабана лебідки, хв^{-1} .

$$n_6 = \frac{60m\nu_B}{\pi(D_6 + d_K)}, \quad (3.14)$$

де ν_B – швидкість підйому вантажу, м/с (табл. 3.1), D_6, d_K – діаметри відповідно барабана лебідки та каната, м .

11. За значенням P_1 вибираємо тип двигуна за даними табл. 3.3. Допускається перевантаження двигуна на 10...12 %. Частота обертання вала електродвигуна підбирається з розрахунку, щоби передаточне відношення редуктора $U_p = 8...36$, $U_{p \max} = 50,9$.

12. Визначаємо передаточні відношення тихохідної та швидкохідної ступенів редуктора:

12.1. Тихохідної ступені:

$$U_T = 0,88\sqrt{U_p}. \quad (3.15)$$

12.2. Швидкохідної ступені:

$$U_{ш} = \frac{U_p}{U_r}. \quad (3.16)$$

Таблиця 3.3

**Електродвигуни серії АОП2 з підвищеним пусковим моментом
(виконання закрите)**

| Типорозмір | P , кВт | n_0 , хв ⁻¹ (при $N_{НОМ}$) | Типорозмір | P , кВт | n_0 , хв ⁻¹ (при $N_{НОМ}$) |
|------------|-----------|--|------------|-----------|--|
| 41-4 | 4 | 1440 | 71-6 | 17 | 970 |
| 42-4 | 5,5 | 1440 | 72-6 | 22 | 970 |
| 51-4 | 7,5 | 1440 | 81-6 | 30 | 970 |
| 52-4 | 10 | 1440 | 82-6 | 40 | 970 |
| 61-4 | 13 | 1440 | 91-6 | 55 | 980 |
| 62-4 | 17 | 1440 | 92-6 | 75 | 980 |
| 71-4 | 22 | 1450 | 41-8 | 2,2 | 710 |
| 72-4 | 30 | 1450 | 42-8 | 3,0 | 710 |
| 81-4 | 40 | 1470 | 51-8 | 4,0 | 710 |
| 82-4 | 55 | 1470 | 52-8 | 5,5 | 710 |
| 91-4 | 75 | 1480 | 61-8 | 7,5 | 720 |
| 92-4 | 100 | 1480 | 62-8 | 10 | 720 |
| 41-6 | 3 | 955 | 71-8 | 13 | 730 |
| 42-6 | 4 | 955 | 72-8 | 17 | 730 |
| 51-6 | 5,5 | 955 | 81-8 | 22 | 735 |
| 52-6 | 7,5 | 955 | 82-8 | 30 | 735 |
| 61-6 | 10 | 970 | 91-8 | 40 | 740 |
| 62-6 | 13 | 970 | 92-8 | 55 | 740 |

Величини $U'_{т,ш}$ беремо згідно з номінальним значенням передаточного відношення:

- 1-й ряд: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 20,00; 25,00; 31,50; 40,00; 50,00; 63,00; 80,00;

- 2-й ряд: 1,12; 1,40; 1,80; 2,24; 2,80; 3,55; 4,50; 5,60; 7,10; 9,00; 11,20; 14,00; 18,00; 22,40; 28,00; 35,50; 45,00; 56,00; 71,00.

Примітка: 1-й ряд є переважним.

13. Уточнюємо передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення:

$$U'_p = U'_T U'_ш. \quad (3.17)$$

$$\Delta U_p = \frac{|U'_p - U_p|}{U_p} 100\% \leq [5\%]. \quad (3.18)$$

Примітка: у разі невиконання умови $\Delta U \leq [5\%]$ необхідно змінити значення $U_T, U_ш$ та знову перерахувати U'_p і ΔU_p .

14. Розраховуємо частоти обертання валів редуктора, хв^{-1} :

14.1. Вхідного вала:

$$n_1 = n_o. \quad (3.19)$$

14.2. Проміжного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{U'_ш}. \quad (3.20)$$

14.3. Вихідного вала:

$$n_3 = \frac{n_2}{U'_T}. \quad (3.21)$$

15. Визначаємо крутні моменти на валах редуктора, Нм:

$$T_1 = \frac{30\,000 P_1}{\pi n_1}; \quad (3.22)$$

$$T_2 = \frac{30\,000 P_2}{\pi n_2}; \quad (3.23)$$

$$T_3 = \frac{30\,000 P_3}{\pi n_3}. \quad (3.24)$$

16. Здійснюємо вибір і розрахунок з'єднувальної зубчастої муфти (див. п. 11).

17. Підбираємо гальмо за гальмівним моментом (див. п. 13).

18. Розрахунок двоступеневого циліндричного редуктора.

18.1. Вибір матеріалу. Для косозубої зубчастої пари вибираємо матеріал з середніми механічними властивостями з табл. 1.20, 1.21 (див. п. 38 вправи 1).

18.2. Визначаємо допустимі контактні напруги для шестірні та колеса, МПа (див. п. 9.2 вправи 2).

18.3. Вираховуємо допустиму контактну напругу для косозубого зачеплення (див. п. 9.2 вправи 2).

18.4. Визначаємо міжосьові відстані циліндричних косозубих передач швидкохідної та тихохідної ступенів (див. п. 40, 43 вправи 1):

$$a_{w_{ш}} = K_{\alpha} (U'_{ш} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U'_{ш} \psi_{\beta\alpha} [\sigma]_H^2}}; \quad (3.25)$$

$$a_{w_{т}} = K_{\alpha} (U'_{т} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{U'_{т} \psi_{\beta\alpha} [\sigma]_H^2}}.$$

18.5. Вираховуємо орієнтовно нормальні модулі $m_{n_{ш}}$, $m_{n_{т}}$ для косозубих зачеплень швидкохідної та тихохідної ступенів. Отримані значення закруглити до найближчих більших стандартних (див. п. 41 вправи 1).

18.6. Визначаємо сумарні числа зубців та числа зубців шестерень і коліс швидкохідної та тихохідної ступенів:

18.6.1. Сумарні числа зубців $z_{c_{ш,т}}$ для косозубих коліс:

$$z_{c_{ш}} = \frac{2a_{w_{ш}}}{m_{n_{ш}}} \cos \beta, \quad z_{c_{т}} = \frac{2a_{w_{т}}}{m_{n_{т}}} \cos \beta, \quad (3.26)$$

де β – кут нахилу зубців $\beta = 8...18^\circ$. Орієнтовано прийняти $\beta = 10^\circ$.

18.6.2. числа зубців шестерень:

$$z_1 = \frac{z_{c_{ш}}}{U'_{ш} + 1} \geq z_{\min} = 17; \quad z_3 = \frac{z_{c_{т}}}{U'_{т} + 1} \geq z_{\min} = 17, \quad (3.27)$$

де $U'_{ш,т}$ – передаточні числа швидкохідної та тихохідної ступенів редуктора; z_{\min} – мінімальне число зубців шестірні.

Отримані значення заокруглити до цілого числа.

18.6.3. числа зубців колеса:

$$z_2 = z_{c_{ш}} - z_1; \quad z_4 = z_{c_{т}} - z_3. \quad (3.28)$$

18.7. Уточнюємо передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення (див. п. 43 вправи 1).

$$U''_{ш} = \frac{z_2}{z_1}; \quad U''_{т} = \frac{z_4}{z_3}; \quad U''_p = U''_{ш} \cdot U''_{т}; \quad (3.29)$$

$$\Delta U'_p = \frac{|U''_p - U'_p|}{U'_p} 100\% \leq [5\%]. \quad (3.30)$$

18.8. Розраховуємо геометричні розміри циліндричних косозубих передач швидкохідної та тихохідної ступенів редуктора (див. п. 44 вправи 1). Для зубчастих коліс з числом зубців z_3, z_4 геометричні розміри визначаємо аналогічно як для зубчастих коліс з числом зубців z_1, z_2 .

18.9. Визначаємо мінімальні діаметри валів ведучого, проміжного та вихідного валів циліндричного редуктора, мм:

$$d_{вх} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}; \quad d_{пр} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}; \quad d_{вих} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.31)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, $[\tau]=15...30$ МПа. Його потрібно приймати щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних – більшим.

18.10. Приймаємо цілі значення діаметрів валів привода, користуючись табл. 1.15, рис. 1.9. та визначаємо розміри шпонок і шпонкового паза, перевіряємо шпонки на зріз та зминання (див. п. 24 вправи 1).

18.11. Вибираємо типи підшипників для ведучого, проміжного і вихідного валів циліндричного редуктора. При наявності осьових навантажень на вали для косозубих передач приймаємо однорядні радіальні конічні підшипники середньої серії з внутрішнім діаметром найближчим більшим до діаметра вала, користуючись табл. 1.29, рис. 1.17.

18.12. Викреслюємо схему двоступеневого циліндричного косозубого редуктора (див. п. 48 вправи 1, рис. 3.4).

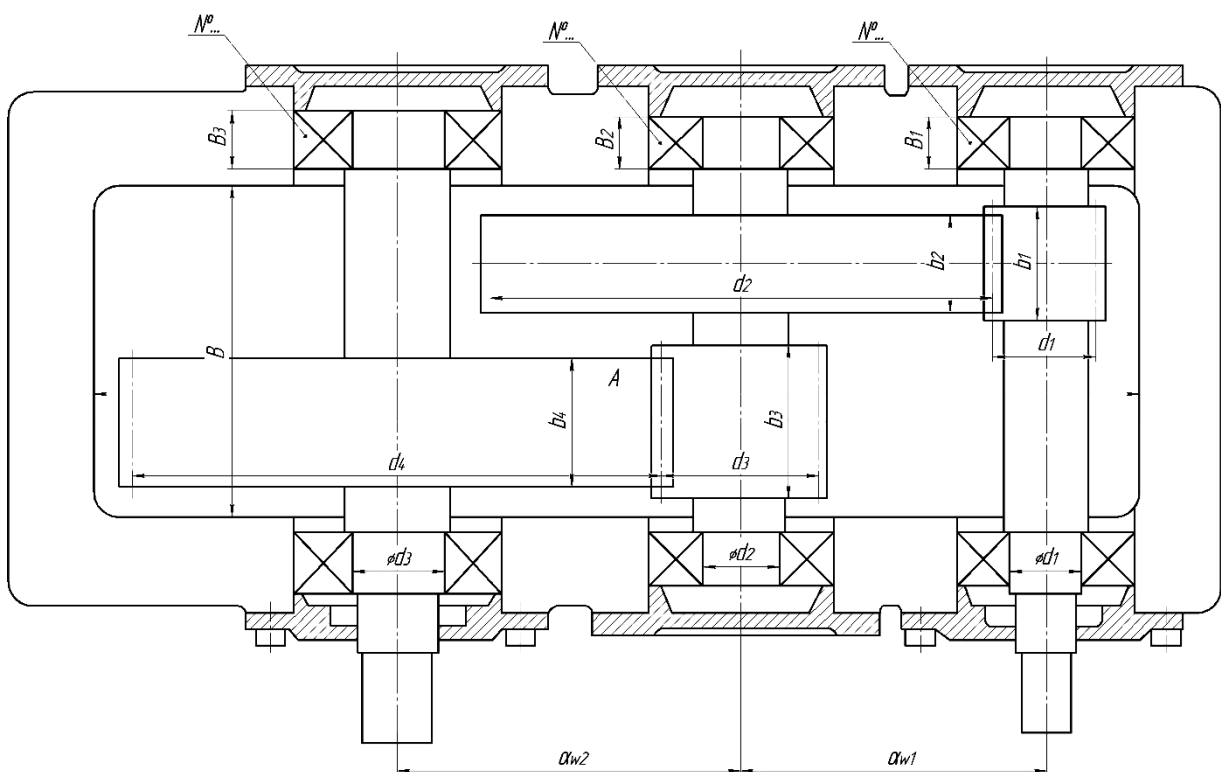


Рис. 3.4. Циліндричний двоступеневий косозубий редуктор

Товщина стінки корпусу двоступеневого циліндричного редуктора:

$$\delta = 0,025a_w + 3,$$

де a_w – більша міжосьова відстань, мм.

ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Індивідуальну роботу виконують письмово на аркушах формату А4, об'єм роботи – 10...12 с.

Теми рефератів

Зміст завдання: описати вид привода або привід конкретної машини; навести необхідні схеми і рисунки.

1. Механічний привід, його складові, застосування.
2. Гідравлічний привід, його складові, застосування.
3. Електричний привід, його складові, застосування.
4. Пневматичний привід, його складові, застосування.
5. Гідромеханічний привід, його складові, застосування.
6. Електрогідравлічний привід, його складові, застосування.
7. Пневмомеханічний привід, його складові, застосування.
8. Привід стрічкового конвеєра, його складові та їх вибір.
9. Привід щоклової дробарки, його складові та їх вибір.
10. Привід механізму пересування баштового крану, його складові та їх вибір.
11. Привід гідравлічного бетононасоса, його складові та їх вибір.
12. Привід вібраційного конвеєра, його складові та їх вибір.
13. Привід лебідки підйому вантажу, його складові та їх вибір.
14. Привід ківшового елеватора, його складові та їх вибір.
15. Привід глибинного вібратора, його складові та їх вибір.
16. Привід верстата ударно-канатного буріння, його складові та їх вибір.
17. Привід верстата обертального буріння, його складові та їх вибір.
18. Привід інерційного віброгрохота, його складові та їх вибір.

Контрольні запитання

1. Наведіть приклад структурної схеми привода будівельної машини.
2. Охарактеризуйте основні завдання дисципліни «Проектування приводів машин».
3. Дайте характеристику і визначте область застосування різних видів силового обладнання.
4. Охарактеризуйте види ходового обладнання та систем керування будівельних машин.
5. Що таке трансмісія?
6. Наведіть схеми трансмісії автомобіля і трактора.
7. Що таке редуктор?
8. Які бувають типи механічних передач?
9. Охарактеризуйте залежність передаточного числа від обертового моменту.
10. Який головний параметр зубчастої передачі та як він визначається?
11. Які переваги та недоліки черв'ячної передачі?
12. Як визначають передаточне відношення в передачах, зокрема – у зубчатих, фрикційних, пасових, черв'ячних?
13. Що таке «модуль зубчатого зачеплення»?
14. Які умови роботи фрикційної передачі, і як побудовані варіатори?
15. Порівняйте плоскопасову і клинопасову передачі.
16. Які умови застосування ланцюгової передачі, і як визначити діаметр зірочки?
17. Порівняйте розрахунки вісі і вала.
18. Які підшипники використовують в трансмісіях? Як обраховують підшипники ковзання та кочення?
19. Перерахуйте умови роботи для різних типів підшипників.
20. Які функції виконують муфти? Наведіть приклади умовних позначень муфт на схемах.
21. Наведіть основні методики експериментальних досліджень.
22. Які є основні етапи створення приводів машин?
23. Як відбувається планування експерименту?
24. Що таке фізичне моделювання?
25. Наведіть послідовність і зміст етапів створення приводів машин.
26. Яка проблематика наукових досліджень проектування приводів машин?

27. Наведіть методику пошуку проектно-конструкторських вирішень.
28. Яке економічне обґрунтування створення приводів машин?
29. Як визначити якість привода машини та його оцінювання?
30. Як робиться оцінювання рівня стандартизації та уніфікації?
31. Яка розробка алгоритмів для розрахунку приводів будівельних машин?
32. Як відбувається технічний контроль роботи привода?
33. Які існують напрямки модифікації приводів машин?
34. Наведіть методику інженерного розрахунку модифікованого привода.
35. Наведіть приклад технічного завдання для створення систем управління роботою привода.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лівінський О.М. Будівельні машини та обладнання: підручник / О.М. Лівінський, О.М. Пшінько, М.В. Савицький та ін. – К.: «МП Леся», 2015. – 611 с.
2. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: підручник / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.
3. Баладінський В.Л. Техніка будівництва: навчальний посібник / В.Л. Баладінський, О.М. Лівінський, Ю.Д. Абрашкевич та ін. – К.: КНУБА, 2003. – 368 с.
4. Сукач М.К. Техніка будівництва: розрахунковий практикум: навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2003. – 140 с.
5. Добронравов С.С. Строительные машины и основы автоматизации: учебник для строит. вузов / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М.: Высш. шк., 2001. – 575 с.
6. Хмара Л.А. Будівельні крани; конструкції та експлуатація: підручник / Л.А. Хмара, М.П. Колісник, О.І. Голубченко. – К.: Техніка, 2001. – 296 с.
7. Баладінський В.Л. Будівельні і меліоративні машини: підручник / В.Л. Баладінський, В.С. Зінь, С.В. Кравець та ін. – Рівне: Вид-во РДТУ, 1998. – 404 с.
8. Полянський С.К. Будівельно-дорожні та вантажопіднімальні машини: підручник. – К.: Техніка, 2001. – 624 с.
9. Пелевін Л.Є. Вступ до фаху: навчальний посібник / Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, О.А. Тетерятник. – К.: КНУБА, 2007. – 144 с.
10. Пелевін Л.Є. Будівельні машини та обладнання: конспект лекцій / Л.Є. Пелевін, В.О. Волянюк, Є.В. Горбатюк, Г.М. Мачишин. – К.: КНУБА, 2017. – 139 с.
11. Підйомно-транспортні машини: методичні рекомендації та завдання до курсової роботи для студентів / уклад.: В.О. Волянюк, Д.О. Міщук, О.Ю. Вольтерс. – К.: КНУБА, 2018. – 72 с.
12. Вольтерс О.Ю. Основи розрахунку та проектування мостових кранів: навч. посібник / О.Ю. Вольтерс В.О. Волянюк Д.О. Міщук. – К.: КНУБА, 2019. – 176 с.
13. Волянюк В.О. Розрахунки механізмів вантажопідіймальних машин: навч. посібник / В.О. Волянюк, Є.В. Горбатюк. – К. КНУБА, 2021. – 136 с.

14. Кірієнко О.А. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: розрахунки механічних передач: навч. посібник / О.А. Кірієнко, Ю.М. Гузенко. – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – 188 с.

15. Деталі машин. Кінематичний і силовий розрахунок привода: методичні вказівки до проведення практичних занять виконання контрольних робіт і курсового проєкту / уклад.: А.П. Полешко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 27 с.

16. Підйомно-транспортні машини (системи): методичні вказівки та завдання до практичних вправ / уклад.: О.Ю. Вольтерс, В.О. Волянчук, Д.О. Міщук. – К.: КНУБА, 2019. – 84 с.

17. ДСТУ ISO 255:2009. Пасові приводи. Шків для клинових пасів.

18. ДСТУ ISO 4184:2010. Пасові приводи. Паси клинові нормальні та вузькі. Довжини в розрахунковій системі.

19. ДСТУ ISO 54-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі.

20. ДСТУ ISO 23509:2010. Передачі зубчасті конічні та гіпоідні. Розрахунок геометрії.

21. ДСТУ ISO/TR 10828:2005. Черв'ячні передачі. Геометрія профілів черв'яка.

Для нотаток

Для нотаток

Навчально-методичне видання

ПРОЄКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН

Методичні вказівки та завдання
до виконання практичних завдань
для студентів спеціальностей
133 «Галузеве машинобудування»
та 131 «Прикладна механіка»

Укладачі: **ВОЛЯНЮК** Володимир Олександрович,
ГОРБАТЮК Євгеній Володимирович

Випусковий редактор *В.С. Сасько*
Комп'ютерне верстання *Д.М. Ніколаєвич*

Підписано до друку 05.07.2023. Формат 60x84_{1/16}
Ум. друк. арк. 5,58. Обл.-вид. арк. 6,0.
Електронний документ. Вид. № 55/III-23

Видавець і виготовлювач:
Київський національний університет будівництва і архітектури
Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.