



Національний університет
водного господарства
та природокористування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА
ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ТЕОРЕТИЧНОЇ МЕХАНІКИ, ІНЖЕНЕРНОЇ
ГРАФІКИ ТА МАШИНОЗНАВСТВА



02-05-44

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни «Детали машин і
підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-
транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму
піднімання вантажів» для студентів за спеціальністю 274
«Автомобільний транспорт»



*Рекомендовано
методичною комісією за
спеціальністю 274
«Автомобільний транспорт»
Протокол № 7
від 17 лютого 2016 р.*

РІВНЕ 2016

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму піднімання вантажів» для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» / **В.М. Стрілець, І.О. Похильчук, О.Р. Стрілець** – Рівне : НУВГП, 2016. – 46 с.

Упорядники:

В.М. Стрілець, кандидат технічних наук, професор;

І.О. Похильчук, кандидат технічних наук, старший викладач;

О.Р. Стрілець, кандидат технічних наук, доцент.

Відповідальний за випуск **М.М.Козяр**, доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

З М І С Т

Вступ.....	3
Послідовність розрахунку механізму піднімання вантажу.....	3
1. Вибір даних для розрахунку механізму піднімання вантажу...	3
2. Розрахунок елементів поліспасти, крюкової підвіски та барабана.....	4
3. Розрахунок привода механізму піднімання вантажу та вибір його елементів.....	18
4. Вибір і розрахунок гальм механізму піднімання вантажу.....	21
Література.....	28
Додатки.....	29

© Стрілець В.М., Похильчук І.О.,
Стрілець О.Р., 2016

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2016



ВСТУП

Одним з головних завдань науково-технічного прогресу є розвиток механізації та автоматизації виробництва, як основи підвищення його продуктивності праці. В реалізації цих завдань особливе місце займає підйомно-транспортне обладнання. Для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» згідно з навчальним планом, основи знань - проектування та експлуатації, закладаються під час вивчення дисципліни «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання».

Відповідно до навчального плану даної спеціальності, підготовка бакалаврів з якої проводиться у Національному університеті водного господарства та природокористування, написані методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму піднімання вантажу» для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» Розділ «Підйомно-транспортне обладнання» студенти вивчають на лекціях і практичних заняттях.

У методичних вказівках приведена послідовність розрахунку механізму піднімання вантажу та його елементів - поліспасти, крюкової підвіски, барабана, привода та гальма.

В кінці методичних вказівок наведено довідкову літературу та додатки у яких наведені деякі довідкові дані.

Дані методичні вказівки повністю відповідають робочій програмі дисципліни «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-транспортне обладнання» (ПТО)) для підготовки студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМУ ПІДНІМАННЯ ВАНТАЖУ

1. Вибір даних для розрахунку механізму піднімання вантажу

Варіанти вихідних даних на практичне заняття студенти вибирають самостійно. Схема поліспасти, маса, висота підйому, швидкість піднімання вантажу та режим роботи крана вибираються із табл. д1 та рис. д1 за двома останніми цифрами залікової книжки студента.

2. Розрахунок елементів поліспаста, крюкової підвіски та барабана

2.1. Викреслюють схему поліспаста та визначають його кратність

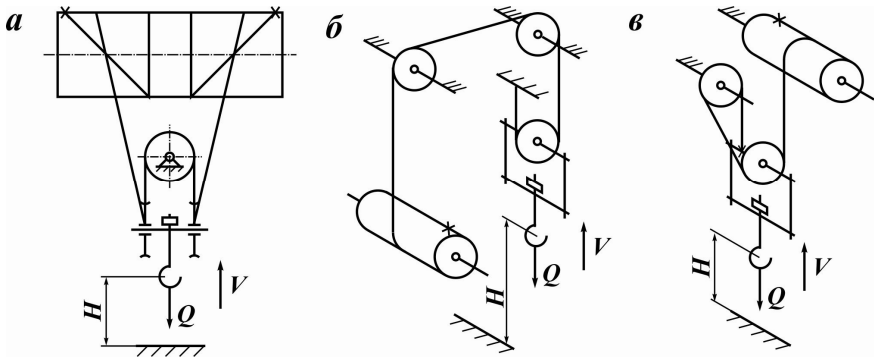


Рис. 1. Схеми поліспастів: *a* – здвоєного ($i_n = 2$);

б – одинарного ($i_n = 2$); *в* – одинарного ($i_n = 3$)

Поліспаст використовують для зменшення сили у канаті. Кратність поліспаста рівна

$$i_n = z / a, \quad (2.1)$$

де z – кількість несучих віток каната; a – кількість віток каната, що набігає на барабан: $a = 1$ – для одинарних поліспастів; $a = 2$ – для здвоєних.

2.2. Визначають найбільшу силу в канаті поліспастної системи

Найбільша сила в канаті поліспастної системи буде на барабані

$$F_k = \frac{Qg}{a i_n \eta_{nc}}, \quad (2.2)$$

де g – прискорення гравітаційної сили; η_{nc} – коефіцієнт корисної дії поліспастної системи.

$$\eta_{nc} = \eta_n \eta_{\text{бл}}^t, \quad (2.3)$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії поліспаста; $\eta_{\text{бл}}$ – коефіцієнт корисної дії блока, на підшипниках кочення; t – кількість нерухомих направляючих блоків від барабана по канату до першого рухомого блока.

Значення коефіцієнта корисної дії поліспастної системи наведені в табл. д2.

2.3. *Визначають розрахункову розривну силу в канаті та вибирають його діаметр*

Розрахункова розривна сила в канаті

$$F_p = z_p F_k, \quad (2.4)$$

де z_p – мінімально допустимий коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), приймається з табл. д3 і д4, керуючись рекомендаціями Держпраці.

У вантажопідійомних машинах найбільше застосування знайшли сталі дротяні канати з лінійним контактом дротиків у стренгах та органічним сердечником.

Діаметр каната d_k вибирають із [3], або табл. д5 у залежності від границі міцності дротиків таким чином, щоб $F_{табл} \geq F_p$, де $F_{табл}$ – табличне значення розривної сили каната.

2.4. *Визначаються розміри робочих і зрівнювальних блоків та виконується їх профілювання*

Блоки використовують для зміни напрямку руху каната та як складову частину поліспаств. Матеріал блоків: чавун СЧ15, сталь Ст.3, 25Л і 35Л. На рис. 2 показана схема блока і його розміри.

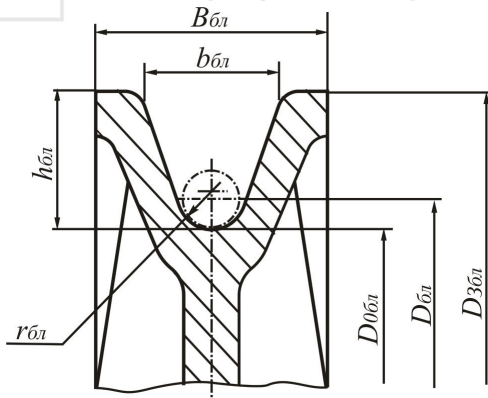


Рис. 2. Схема блока

Діаметр робочого блока по середній лінії навитого каната згідно норм Держпраці визначають за формулою:

$$D_{обл} \geq d_k h_2, \quad (2.5)$$

де h_2 – коефіцієнт вибору діаметра блока, мінімальні значення вибирають із табл. дб.

Робочий діаметр блока по дну жолоба: $D_{0\text{бл}} = D_{\text{бл}} - d_{\text{к}}$, радіус жолоба $r_{\text{бл}} = (0,6...0,7)d_{\text{к}}$; висота жолоба $h_{\text{бл}} = (1,5...2,0)d_{\text{к}}$; ширина жолоба на поверхні обода $b_{\text{бл}} = (2,0...2,5)d_{\text{к}}$; ширина обода $B_{\text{бл}} = 3,5d_{\text{к}}$; зовнішній діаметр блока $D_{3\text{бл}} = D_{0\text{бл}} + 2h_{\text{бл}}$.

Діаметр зрівнювального блока по середній лінії каната

$$D_{\text{зр.бл}} \geq d_{\text{к}} h_3 \quad (2.6)$$

де h_3 – коефіцієнт вибору діаметра зрівнювального блока, мінімальні значення вибирають із табл. дб.

2.5. Вибирається тип крюкової підвіски та виконується розрахунок її елементів

2.5.1. Викреслюється схема крюкової підвіски

Крюкові підвіски являються з'єднуючою ланкою вантажних гаків з вітками канатів поліспасти. Найбільш поширені схеми крюкових підвісок показані на рис. 3.

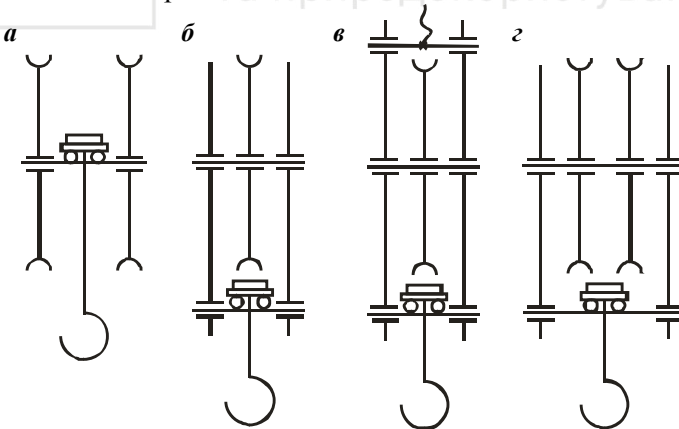


Рис. 3. Схеми найбільш живаних крюкових підвісок

Для поліспасти зображеного на рис.1, а використовують крюкову підвіску рис. 3, а; для поліспасти зображених на рис.1, б – крюкову підвіску рис.3, б; для поліспасти зображених на рис.1, в – крюкову підвіску рис.3, в і т.д.

2.5.2. Зображається схема однорогого кованого крюка, підбирається його номер та виконується перевірочний розрахунок на міцність у небезпечних перерізах. Вантажні ковані крюки виготовляють з сталі 20, розмірами згідно ГОСТ 6627-74. Номер крюка вибирають із табл. д7 в залежності від ваги вантажу (Qg) та режиму роботи ($TB\%$).

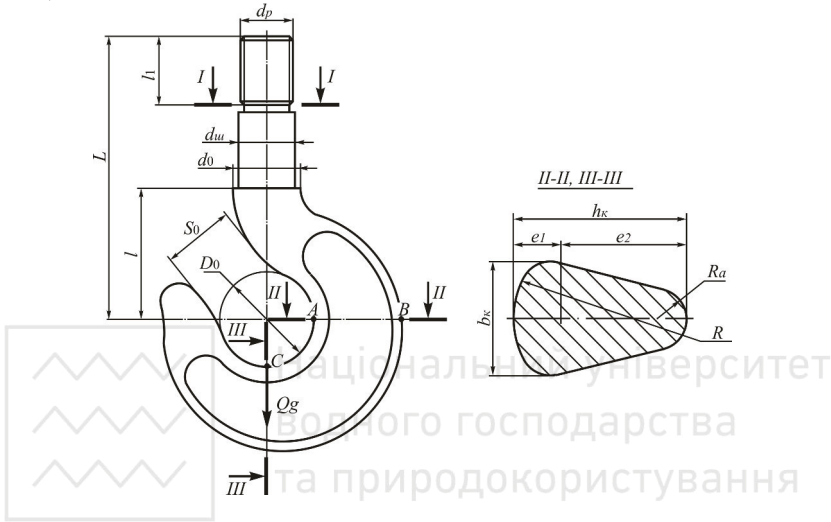


Рис. 4. Розрахункова схема крюка

Розрахунок крюка зводиться до перевірки напружень в небезпечних перерізах I-I, II-II, III-III. Переріз I-I розраховується на напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{4Qg}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (2.7)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби, табл. д8; допустиме напруження розтягу $[\sigma]_p = 70 \text{ МПа}$.

Переріз II-II розраховуємо як криволінійний брус. На внутрішній стороні (точка A, рис. 4) виникають напруження розтягу, а на зовнішній (точка B) – стиску, які визначають з формул.

$$\sigma_p = \frac{2Qge_1}{A \cdot Dk}, \quad \sigma_c = -\frac{2Qge_2}{A(D/2 + h_k)k}, \quad e_2 = h_k - e_1, \quad (2.8)$$

де A – площа перерізу II-II; координата e_1 та коефіцієнт кривизни k

визначається із табл. д9. Допустимі напруження згину $[\sigma]_{зг} = 190 \text{ МПа}$.

Переріз III-III. Найбільше напруження розтягу в точці С (на внутрішніх волокнах)

$$\sigma_p = \frac{Qge_1}{A \cdot Dk} \quad (2.9)$$

Напруження зрізу

$$\tau_3 = \frac{mg}{A} \quad (2.10)$$

Сумарне напруження

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_3} < [\sigma] = 150 \text{ МПа} \quad (2.11)$$

2.6. Вибирається упорний кульковий підшипник і виконується перевірочний розрахунок

Для запобігання скручування канатів поліспавної системи при провороті крюка, застосовується упорний підшипник. Вибір підшипника здійснюється безпосередньо по статичній вантажо-підйомності та діаметру шийки крюка. Еквівалентне навантаження визначається:

$$F_e = mgk_o \leq C_o \quad (2.12)$$

де $k_o = 1,25$ – динамічний коефіцієнт; C_o – статична (таблична) вантажо-підйомність.

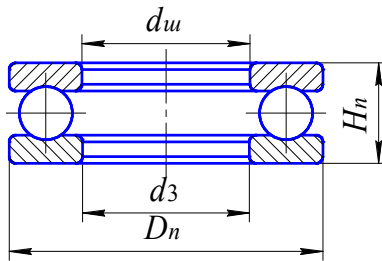


Рис. 5. Схема упорного підшипника

Основні розміри вибраного підшипника виписуються з табл. д10.

2.7. Розробляється конструкція гайки та визначаються її основні розміри

По конструкції гайки зовні виконують круглими (рис. 6), матеріал



Ст.3. Зовнішній діаметр $D \approx 1,8d_p$. Висота гайки визначається з умови змінання витків різьби

$$H \geq \frac{4Qgp}{\pi(d_p^2 - d_1^2)[\sigma_{зм}]}, \quad (2.13)$$

де p – крок різьби, мм, табл. д8; $[\sigma_{зм}] = 30 \dots 35 \text{ МПа}$ – допустимі напруження змінання.

Діаметр опорної частини

$$D_r = D_n + 5, \quad (2.14)$$

де D_n – зовнішній діаметр кільця упорного підшипника, мм.

Остаточно висота гайки приймається з врахуванням необхідності розміщення стопорної планки та довжини нарізної частини гака.

Загальна висота гайки

$$H_0 = H + \frac{1}{3} H_n, \quad (2.15)$$

де H_n – висота упорного підшипника, мм.

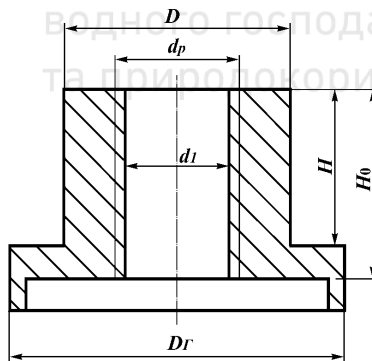


Рис. 6. Схема гайки

2.8. Розробляється конструкція та виконуються розрахунки поперечини (траверси)

Поперечина виготовляється з сталі Ст.4, сталі 20 та 45 і розраховується на згин. Поперечина нормальної одно- та багатоблочної підвісок має вигляд, показаний на рис. 7, а.

Для одноблочної підвіски розрахункова довжина поперечини визначається конструктивно

$$l = D_n + 2\delta_1 + \delta + 2\delta_2, \quad (2.16)$$

де D_n — зовнішній діаметр упорного підшипника (див. розд. 2.5.3);
 δ_1 — товщина кожуха (захисних пластин); δ — товщина сержки;
 δ_2 — зазор між упорним підшипником та внутрішніми захисними пластинами. $\delta_1, \delta, \delta_2$ — приймаються конструктивно.

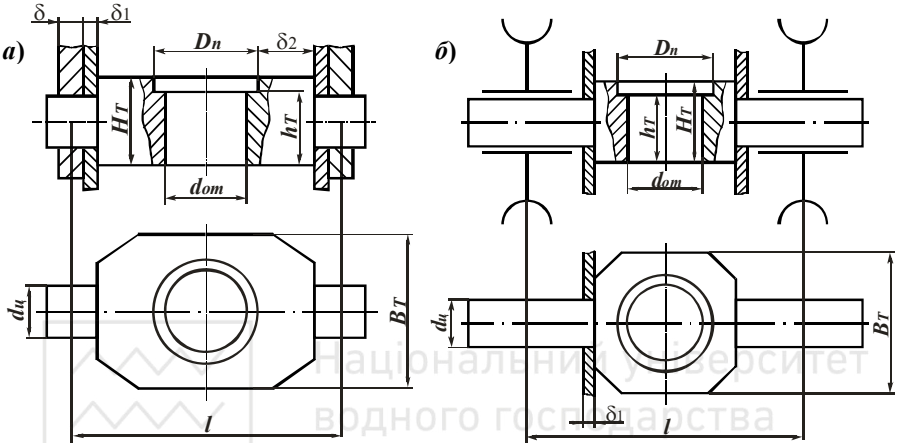


Рис. 7. Схеми поперечини (траверси): а – нормальної підвіски; б – укороченої

При двох і більше блоках розрахункова довжина поперечини приймається

$$l = z_{\text{бл}} \cdot l_{\text{м}} + 2\delta_1 + \delta \quad (2.17)$$

де $l_{\text{м}}$ – довжина маточини блока, приймається $l_{\text{м}} = (1,5 \dots 2)B_{\text{бл}}$; $B_{\text{бл}}$ – ширина обода блока (див. розд. 2.4).

В укороченій підвісці поперечина на краях має подовжені цапфи, на яких встановлені канатні блоки (рис.7, б).

Розрахункова довжина поперечини (відстань між серединою блоків) становить

$$l = D_n + 2\delta_1 + 2\delta_2 + l_{\text{м}}. \quad (2.18)$$

Діаметр отвору під шийку крюка $d_{\text{ом}} = d_{\text{у}} + 2 \dots 5 \text{ мм}$.

Ширина поперечини $B_T = D_n + 10 \dots 20 \text{ мм}$.

Згинаючий момент для небезпечного перерізу



$$M_{32} = \frac{Qgl}{4}. \quad (2.19)$$

Висота поперечини

$$h_T = \sqrt{\frac{6M_{32}}{(B_T - d_{om})[\sigma_{32}]}} \quad (2.20)$$

де $[\sigma_{32}] = 100 \text{ МПа}$ – допустимі напруження згину.

Загальна висота поперечини

$$H_T = h_T + \frac{1}{3} H_n, \quad (2.21)$$

де H_n – висота упорного підшипника (див. розд.2.5.3).

Діаметр цапфи поперечини приймається конструктивно $d_u = 0,9H_T$ і закругляють до 0 або 5.

Для укороченої підвіски діаметр d_u (як осі блоків) перевіряють на згин.

2.9. Розробляється конструкція осі блоків і виконується її розрахунок

Осі блоків виготовляють з сталей Ст.5, Ст.6, 40 та 45 з допустимими напруженням згину $[\sigma_{32}] = 120 \dots 140 \text{ МПа}$. При розрахунку осі навантаження приймають у вигляді зосереджених сил по лінії симетрії блоків. Розрахункові схеми осей показані на рис.8.

Розрахункова довжина осі визначається аналогічно, як в розд. 2.8 для поперечини з врахуванням схеми підвіски. Значення сил, що діють на вісь, в залежності від схеми підвіски показані на рис.8.

Найбільші значення моментів згину в небезпечних перерізах осей будуть:

$$\text{схема "a"} \quad M_{32} = \frac{Qg}{2} \left(\frac{l_m}{2} + \delta_1 \right); \quad \text{схема "б"} \quad M_{32} = \frac{Qgl}{4};$$

$$\text{схема "в"} \quad M_{32} = \frac{Qgl}{6}; \quad \text{схема "г"} \quad M_{32} = \frac{Qg}{4} (l - l_m).$$

З умови міцності на згин для схем "б, в, з" визначають діаметр осі, а для схеми "а" – визначають напруження згину (діаметр осі визначений в розд.2.8)

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{32}}{0,1[\sigma_{32}]}}; \quad \sigma_{32} = \frac{M_{32}}{0,1d_0^3} \leq [\sigma_{32}]. \quad (2.22)$$

Отримані значення діаметра осі d_0 закругляють до 0 або 5.

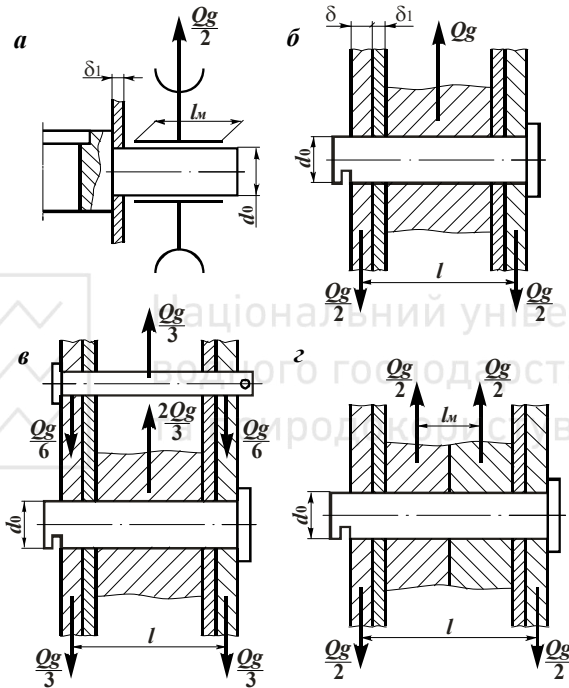


Рис. 8. Розрахункові схеми осі

2.10. Розробляється конструкція і виконується розрахунок серезки

Серезки виготовляють з сталей Ст.3 або 20, для яких допустимі напруження розтягу $[\sigma_p] = 100 \text{ МПа}$. Ширину серезки приймають $b_c = (1,8...2)d_0$. Товщину серезки визначають з умови міцності на розтяг в перерізі з'єднання її з віссю (рис. 9).

$$\delta \geq \frac{Qg}{2(b_c - d_0)[\sigma_p]}. \quad (2.23)$$



3'єднання серезки з цапфою поперечини перевіряють на питомий

$$q_u = \frac{Qg}{2d_u \delta} \leq [q] = 30 \dots 35 \text{ МПа}. \quad (2.24)$$

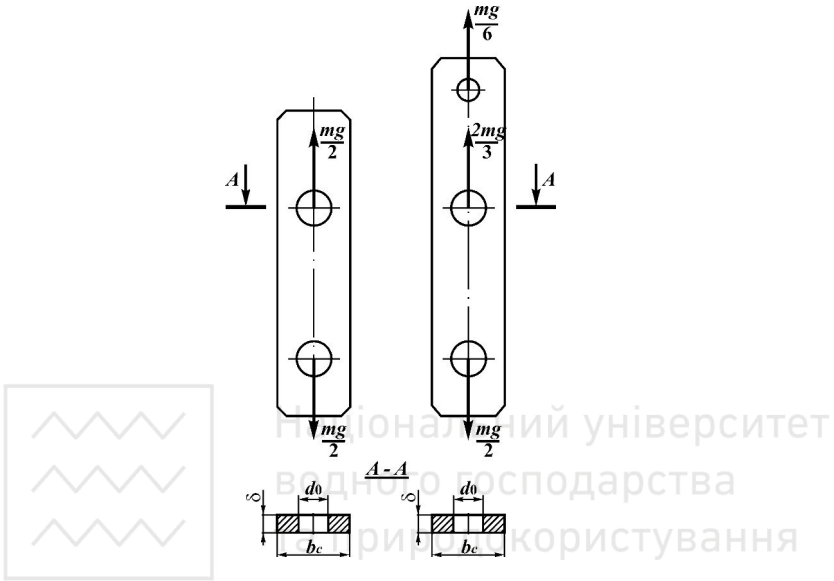


Рис. 9. Схеми до розрахунків серезки

2.11. Вибираються підшипники блоків

Як правило, сучасні блоки встановлюють на підшипниках кочення (кулькових радіальних). Вибір підшипників, які обертаються з частотою $n > 10$ об/хв здійснюють за діаметром осі, виходячи з динамічної вантажопідйомності.

Частоту обертання блока в об/хв знаходять

$$n_{\text{ол}} = \frac{60v(i_n - 1)}{\pi D_{\text{ол}}}, \quad (2.25)$$

де v – швидкість підйому вантажу, м/с; i_n – див. розд.2.1; $D_{\text{ол}}$ – див. розд.2.4.

Динамічну вантажопідйомність визначають

$$C = F_e \sqrt[3]{L}, \quad (2.26)$$



де F_e – еквівалентне навантаження на підшипник, H ; L – необхідна довговічність підшипника в млн.об.

$$F_e = F_{rn} V K_\delta K_t, \quad (2.27)$$

де F_{rn} – радіальне навантаження на один підшипник; $V = 1,1$ – коефіцієнт кільця, обертається зовнішнє кільце; $K_\delta = 1,2$ – коефіцієнт безпеки; $K_t = 1$ – температурний коефіцієнт, при температурі менше 100°C .

Радіальне навантаження на один підшипник визначають в залежності від схеми розміщення блоків (див. рис.8):

$$\text{для схем "a, б і з"} - F_{rn} = \frac{Qg}{z_n}; \quad \text{для схеми "в"} - F_{rn} = \frac{2 Qg}{3 z_n},$$

де z_n – число підшипників у блоках (кожен блок встановлюють на два підшипники).

$$L = \frac{60 n_{об} L_n}{10^6}, \quad (2.28)$$

де L_n – необхідний час роботи підшипника в годинах.

За даними діаметра осі d_0 та динамічної вантажності C вибирають номер підшипника і виписують його розміри (табл. д11).

2.12. Розробляється конструкція барабана та виконується його розрахунок

Барабани бувають гладенькі та нарізні. Нарізні барабани виконують з односторонньою нарізкою (в простих поліспахах) або здвоєною нарізкою (в здвоєних поліспахах). Матеріали для виготовлення барабана: чавун СЧ15, сталь 25Л і Ст.3. Схеми барабанів показані на рис.10.

Діаметр барабана по середній лінії навитого каната (рис. 11)

$$D_{\bar{o}} \geq d_k \cdot h_1, \quad (2.29)$$

де h_1 – коефіцієнт вибору діаметра барабана, табл. дб.

Діаметр барабана по дну канавки

$$D_{0\bar{o}} = D_{\bar{o}} - d_k, \quad (2.30)$$

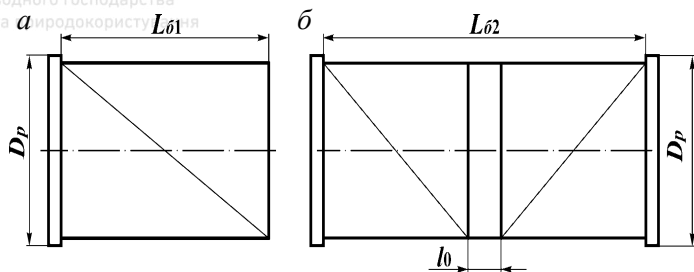


Рис. 10. Схеми барабанів: *a* – з односторонньою нарізкою; *б* – з двохсторонньою нарізкою

Радіус профілю канавки $R \approx 0,54d_k$. Глибина канавки $c \approx 0,3d_k$.
Крок нарізки $p_k \approx d_k + (1...3)мм$.

Найменша кількість витків нарізки каната на барабані

$$Z = \frac{Hu_n}{\pi D_{\delta}} + Z_{зан} + Z_k, \quad (2.31)$$

де H – висота підйому, м; $Z_{зан} = 1,5...2$ – мінімальне число запасних витків каната на барабані при нижньому положенні крюкової підвіски згідно норм Держпраці; $Z_k = 3...3,5$ – кількість витків для кріплення каната.

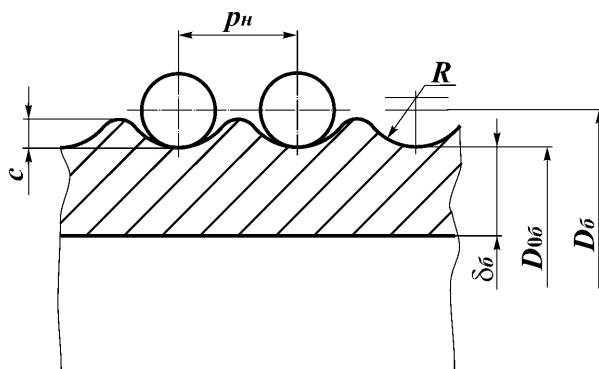


Рис. 11 Схеми профілю канавок

Довжина барабана

- при простому поліпасті (рис.10, *a*):



$$L_{\delta 1} = \left(\frac{Hu_n}{\pi D_{\delta}} + 7,5 \right) p_n; D_{\delta} \geq d_{\kappa} \cdot h_1, \quad (2.32)$$

- при здвоєному поліспасті (рис.10, б):

$$L_{\delta 2} = 2 \left(\frac{Hu_n}{\pi D_{\delta}} + 5,5 \right) p_n + l_0, D_{\delta} \geq d_{\kappa} \cdot h_1, \quad (2.33)$$

де l_0 – довжина гладенької частини барабана між нарізками, приймають конструктивно, в залежності від ширини підвіски: для нормальної підвіски (з нижнім розміщенням крюка) $l_0 = (z_{\delta l} - 1)l_m$, де $z_{\delta l}$ – кількість блоків на осі крюкової підвіски; l_m – довжина маточини блока; для укороченої підвіски (з верхнім розміщенням крюка) $l_0 = D_{зр.\delta l}$, де $D_{зр.\delta l}$ – діаметр по центру каната зрівнювального блока

$$D_p = D_{0\delta} + 6d_{\kappa}. \quad (2.34)$$

Товщина стінки барабана: чавунного $\delta_{\delta} = 0,02D_{0\delta} + (6...10)мм$, але не менше 12 мм; сталевого $\delta_{\delta} = (1...1,2)d_{\kappa}$, але не менше 10 мм для литого.

В коротких барабанах стінку розраховують на напруження стиску

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{\kappa}}{\delta p_{\kappa}} < [\sigma_{cm}], \quad (2.35)$$

де $[\sigma_{cm}] = 100 МПа$ – допустимі значення напруження стиску для чавунних барабанів; $[\sigma_{cm}] = 140 МПа$ – для сталевих барабанів.

У довгих барабанах стінку розраховують на напруження згину та кручення.

2.13. Розрахунок кріплення каната до барабана

Кріплення каната до барабана має бути надійним. Найбільш розповсюдженим отримало кріплення зовнішніми планками (рис.12).

Матеріал планок сталь Ст.3. Основні розміри планок (рис.13) наведені в табл. д12. Кількість планок визначають розрахунком, але згідно норм Держпраці, має бути не менше двох.

Розміщення планок на барабані встановлюють конструктивно.

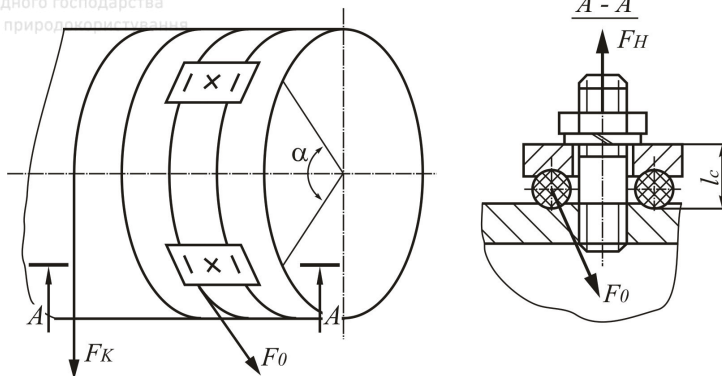


Рис. 12. Розрахункова схема кріплення каната на барабані

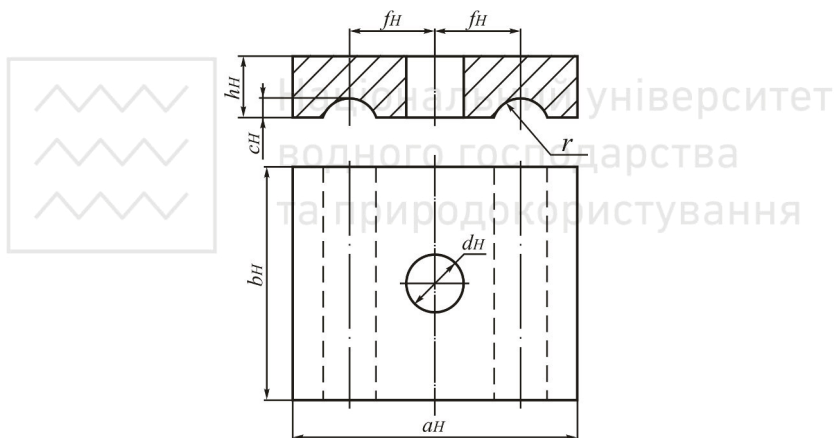


Рис. 13. Схема планки для кріплення каната на барабані

Сила натягу каната біля планки

$$F_0 = F_K / (e^{f\alpha}), \quad (2.36)$$

де $f = 0,1 \dots 0,16$ – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном: для чавунного барабана $f = 0,15$; $\alpha = 3\pi$ – кут обхвату канатом барабана, що відповідає 1,5 запасним виткам. Сила затяжки шпильки (болта)

$$F_H = \frac{F_0 K}{(f + f_1)} \quad (2.37)$$

K – коефіцієнт, що залежить від кількості накладок Z_n , кута α_1 розміщення між ними, f_1 – коефіцієнт тертя між планками та канатом: для двох планок $Z_n = 2$, $\alpha_1 = 60^\circ$ і коефіцієнт тертя $f = 0,15$ (табл. д13), $K = 0,238$.

При зтяжці каната до барабана шпилька (болт) сприймають напруження розтягу, кручення та згину.

Сумарне напруження

$$\sigma_c = \frac{4K_n F_n}{\pi d_1^2} \cdot \left(K_3 + \frac{8f_1 l_c}{d_1} \right) < [\sigma]_p, \quad (2.38)$$

де $K_n = 1,5$ – коефіцієнт надійності; $K_3 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує напруження кручення при зтяжці; d_1 – внутрішній діаметр різьби шпильки, табл. д8; $l_c = d_k + h_n - c_n$ – плече сили; h_n , c_n – розмір планки.

Допустиме напруження для матеріалу шпильки Ст.3

$$[\sigma]_p = \frac{0,8\sigma_T}{[s]}, \quad (2.39)$$

де $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ – границя текучості сталі; $[s]$ – допустимий запас міцності.

3. Розрахунок привода механізму піднімання вантажу та вибір його елементів

3.1. Складається кінематична схема привода механізму підйому вантажу (рис.1.14)

3.2. Визначається необхідна потужність двигуна

Необхідна потужність двигуна визначається за формулою

$$N_{\text{дв}} = \frac{Qgv}{10^3 \eta_{\text{заг}}}, \quad (3.1)$$

де $\eta_{\text{заг}} = 0,8 \dots 0,85$ – загальний коефіцієнт корисної дії привода механізму підйому вантажу.

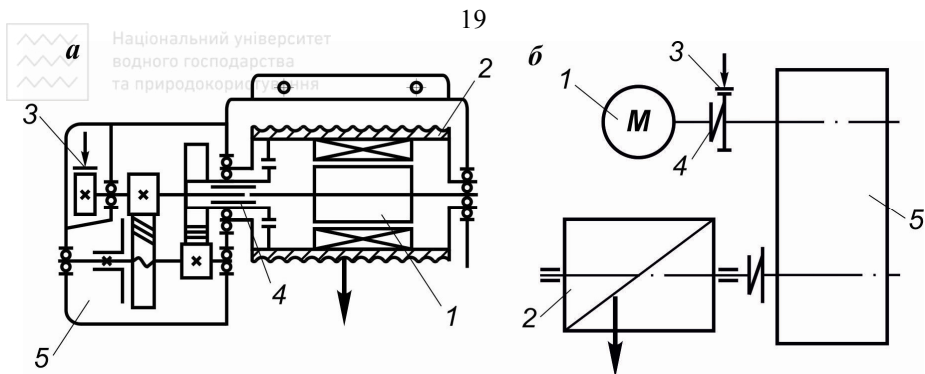


Рис. 14. Кінематичні схеми приводів механізму підйому вантажу:
a – для талі електричної; *б* – інших приводів: 1 – електродвигун;
 2 – барабан; 3 – гальмо; 4 – муфта; 5 – редуктор

3.3. Вибирається електродвигун і його основні параметри

У силу специфіки роботи механізмів вантажопідйомних машин використовують трьохфазні асинхронні електродвигуни з фазовим ротором типу МТФ і МТКФ. Для малопотужного підйомного обладнання використовують трьохфазні асинхронні коротко замкнуті електродвигуни загального призначення типу 4А, 4АС та їх вмонтоване виконання типу 4АВ (коли статор вмонтований у барабан).

Орієнтуючись на необхідну потужність з табл. д14, або д15, або д16 вибирається електродвигун і виписується його типорозмір і параметри: потужність паспортна $N_{\text{дв.н}}$ (кВт); частота обертання вала паспортна $n_{\text{дв.н}}$ (об/хв); динамічний момент інерції ротора J_p (кг·м²); відношення пускового моменту до номінального $M_{\text{пуск}}/M_{\text{ном}}$ (коефіцієнт перевантаження [ψ]).

3.4. Визначається передаточне число привода

$$u_p = n_{\text{дв.н}} / n_{\text{б}}, \quad (3.2)$$

де $n_{\text{б}}$ – частота обертання барабана.

$$n_{\text{б}} = \frac{2i_n \nu}{\pi D_{\text{б}}}, \quad (3.3)$$

3.5. Вибирається редуктор для привода

У приводах механізмів підйому переважно використовуються

двохсходинкові редуктори з циліндричними зубчастими колесами типу РМ або Ц2 (рис. д2). Для електроталей використовують спеціальні двохсходинкові співвісні редуктори вертикального виконання.

Орієнтуючись на потужність і частоту обертання вала електродвигуна та передаточне число привода вибирають редуктор з довідкової літератури, або табл. д17, д18 і д19 та виписуються параметри необхідні для виконання перевірочних розрахунків за методикою деталей машин – на контактну деформацію та згину. Перевіряється тихохідна сходинка редуктора.

3.6. Вибираються муфти і виконуються їх перевірочні розрахунки

Для з'єднання вала двигуна та редуктора використовують втулково-пальцеву або зубчасту муфту з гальмівним шківом.

Для з'єднання вала редуктора та вала барабана використовують зубчасту муфту.

Вибір муфт та їх перевірочний розрахунок виконується за методикою деталей машин.

Статичний обертовий момент на валу барабана

$$M_{\sigma} = \frac{aF_{\kappa}D_{\sigma}}{2\eta_{\sigma}}, \quad (3.3)$$

де $\eta_{\sigma} = 0,99$ – коефіцієнт корисної дії барабана. Інші величини у виразі (3.3) наведені раніше.

Статичний обертовий момент на валу двигуна

$$M_{\sigma\epsilon} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{\sigma\epsilon.n}}{\pi n_{\sigma\epsilon.n}}. \quad (3.4)$$

3.7. Перевіряється двигун на перевантаження в період пуску

Вибраний електродвигун перевіряється на перевантаження в період пуску, коли вал двигуна навантажується, крім статичного обертового моменту (3.4), і динамічними моментами від піднімання вантажу та обертового руху мас привода.

Перевантаження електродвигуна оцінюють коефіцієнтом

$$\psi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\sigma\epsilon}} \leq [\psi], \quad (3.5)$$

де $[\psi]$ - табличне значення коефіцієнта перевантаження.



$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{де}} + M_{\text{д.в}} + M_{\text{д.об}}, \quad (3.6)$$

де $M_{\text{д.в}}$ – динамічний момент від піднімання вантажу; $M_{\text{д.об}}$ – динамічний момент від обертових мас привода.

4. Вибір і розрахунок гальма механізму піднімання вантажу

В механізмах піднімання вантажу використовують переважно колодкові гальма, а також дискові та стрічкові. Усі гальма, крім стрічкових, як правило, встановлюють на швидкохідному валу привода.

4.1. Розрахунок колодкового гальма з електромагнітом типу МО (рис.15).

4.1.1. Визначення гальмівного моменту



$$M_{\Gamma} = \frac{QgD_{\delta}n_{\text{зає}}}{2i_n u_p} K_{\Gamma}, \quad (4.1)$$

де K_{Γ} – коефіцієнт запасу гальмування. Інші величини описані раніше.

4.1.2. Діаметр гальмівного шківів в мм

$$D_{\text{ГШ}} \geq (2 \dots 2,5) \sqrt[3]{\frac{M_{\Gamma}}{[q]f}}, \quad (4.2)$$

де $[q] = 0,6 \text{ МПа}$ – допустимий питомий тиск між колодкою та гальмівним шківом, $f = 0,42$ – коефіцієнт тертя.

4.1.3. Колова сила тертя між гальмівним шківом та колодкою

$$F_t = \frac{M_{\Gamma}}{D_{\text{ГШ}}}. \quad (4.3)$$

4.1.4. Сила тиску колодки на шків



$$F_H = \frac{F_t}{f}. \quad (4.4)$$

4.1.5. Необхідна сила на кінці важеля

$$F = \frac{F_H a}{b}, \quad (4.5)$$

де a і b – плечі важеля: $a \approx \frac{D_{ГШ}}{2} + (30 \dots 50) \text{ мм}$; $b \approx (2 \dots 2,2)a$.

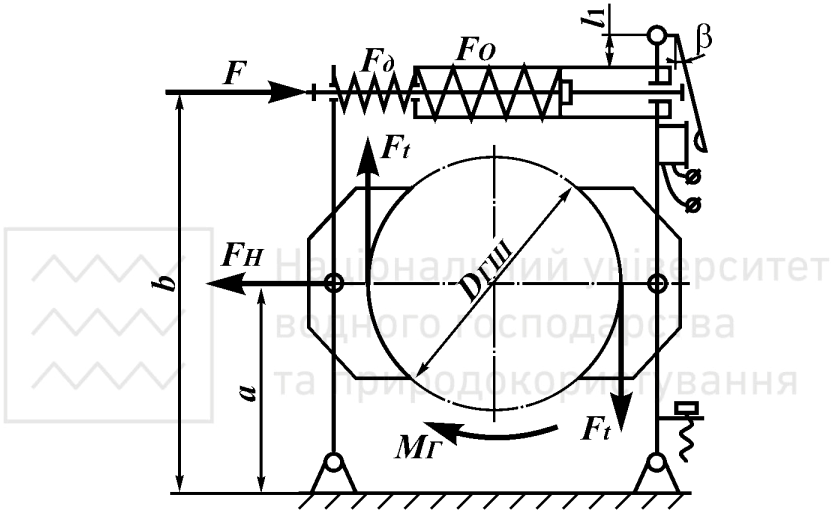


Рис. 15 Схема колодкового гальма з електромагнітом типу МО

4.1.6. Визначається необхідний момент електромагніта

$$M_{EM} = \frac{2F_H \varepsilon}{\eta_{вс} \beta}, \quad (4.6)$$

де $\varepsilon = 0,65 \dots 1,3 \text{ мм}$ – величина відходу колодок від шківів;
 $\eta_{вс} = 0,9 \dots 0,95$ – к.к.д. важільної системи; $\beta, \text{ рад}$ – кут, що відповідає куту повороту якоря електромагніта, $\beta = 5,5 \dots 7,5^\circ$. Далі вибирається електромагніт типу МО, та його розміри і параметри: момент $M_{EM(маб)}$; плече штока l_1 ; момент маси якоря $M_{як}$; кут повороту β° .

4.2.7. Тягова сила на штоці електрогідроштовхача при розмиканні колодок

$$F_{EG} = \frac{F_{II} d}{z}. \quad (4.9)$$

По цій силі вибираємо електрогідроштовхач типу Т, ТЭГ рис. д3, табл. д20.

4.3. Розрахунок колодкового гальма для електроталі (рис.17).

4.3.1. Визначення гальмівного моменту (див. розд. 4.1.1).

4.3.2. Діаметр гальмівного шків (див. розд. 4.1.2).

4.3.3. Колова сила (див. розд. 4.1.3).

4.3.4. Сила тиску колодки на шків (див. розд. 4.1.4).

4.3.5. Визначення сили замикаючої пружини, що діє на кожен з двох важелів

$$F_{II} = \frac{F_H a}{a + b + c}, \quad (4.10)$$

де плечі $a \approx \frac{D_{ГШ}}{2} + (15 \dots 20) \text{ мм}$; $b \approx a + (5 \dots 10) \text{ мм}$; $c \approx 17 \dots 30 \text{ мм}$.

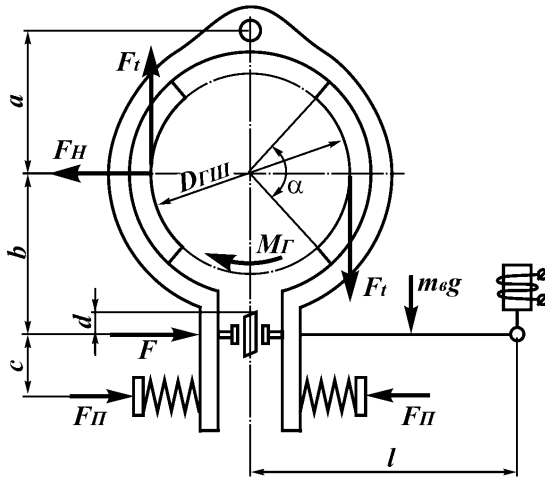


Рис. 17. Схема колодкового гальма для електроталі

4.3.6. Визначення сили розмикання

$$F = \frac{F_H a}{b + c}. \quad (4.11)$$

4.3.7. Необхідна сила електромагніта

$$F_{EM} = \frac{Fd}{l\eta_{ec}} + \frac{m_g g}{2}, \quad (4.12)$$

де $d = 10 \dots 15 \text{ мм}$ – розмір ексцентрика, конструктивно; плече $l \approx 2,4a$; к.к.д. важільної системи $\eta_{ec} = 0,85 \dots 0,95$; $m_g \approx (0,2 \dots 0,4) \text{ кг}$ – маса важеля, що з'єднує ярі електромагніту типу МИС (рис. д4 і табл. д21 і д22) з розмикаючим ексцентриком.

4.3.8. Необхідний хід якоря електромагніта

$$h = \varepsilon \frac{a + b}{a} \cdot \frac{l}{d}, \quad (4.13)$$

де $\varepsilon \approx (0,6 \dots 1) \text{ мм}$ – величина зазору при відході колодок від шківів.

4.4. Розрахунок вантажоупорного гальма (рис. 18)

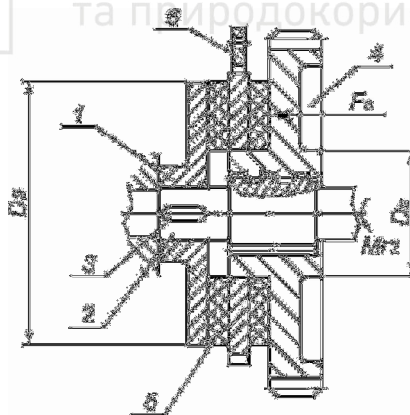
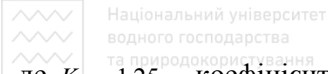


Рис. 18. Схема вантажоупорного гальма: 1 – гальмівний диск; 2 – проміжний вал; 3 – шпонка; 4 – зубчасте колесо; 5 – фрикційні кільця; 6 – храповий механізм

4.4.1. Визначення гальмівного моменту

$$M_{Г2} = K_{Г} M_2, \quad (4.14)$$



де $K_r = 1,25$ – коефіцієнт запасу гальмування; M_2 – обертовий момент на проміжному валу.

4.4.2. Умовний розрахунок проміжного вала

Діаметр проміжного вала 2.

$$d_{e2} \geq \sqrt{\frac{M_{r2}}{0,2[\tau]_{кр}}}, \quad (4.15)$$

де $[\tau]_{кр} = 15 \dots 30 \text{ МПа}$ – допустиме напруження кручення для матеріалу сталь 40.

4.4.3. Проектується різьба на валу 2 (рис.19)

Різьба може бути прямокутна або трапецевидна з числом заходів $z_{зах} = 2 \dots 3$, крок різьби приймається $p = 8 \dots 12 \text{ мм}$. Розміри d , d_1 , d_2 , для трапецевидної різьби підбирають з таблиць, а для прямокутної – розраховують за формулами: $d_1 = d_{e2} + 2,5 \text{ мм}$, $d = d_1 + (10 \dots 12) \text{ мм}$.

Кут підйому різьби $\beta = \arctg \frac{z_{зах} p}{\pi d_2}$, де $d_2 = \frac{d + d_1}{2}$ – середній діаметр різьби.

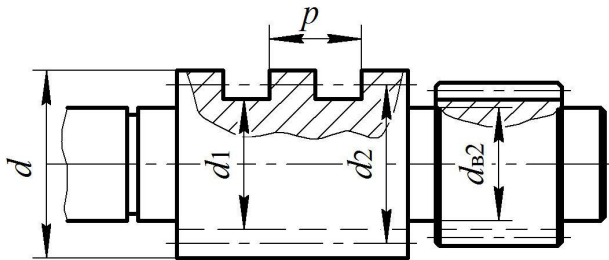


Рис. 19. Схема проміжного вала з різьбою

4.4.4. Визначення розмірів фрикційних дисків

Внутрішній діаметр дисків приймають конструктивно в



межах: $D_6 = 30 \dots 80 \text{ мм}$, але більше зовнішнього діаметра різьби $D_6 \approx (1,6 \dots 2)d$. Зовнішній діаметр дисків: $D_3 \approx (1,25 \dots 2,5)D_6$, причому $D_3 - D_6 \leq 120 \text{ мм}$. Середній діаметр поверхні тертя (дисків)

$$D_c = \frac{D_3 + D_6}{2}. \quad (4.16)$$

4.4.5. Визначення осьової сили стиску дисків

$$F_a = \frac{2M_{r2}}{d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + f_2 D_c z_n}, \quad (4.17)$$

де $\varphi = 5^\circ 40'$ – кут тертя в змащеній різьбовій парі (при $f_0 = 0,1$); $f_2 = 0,12$ – коефіцієнт тертя вальцьованих дисків по сталі; $z_n = 2$ – число пар тертя.

4.4.6. Перевірка на питомий тиск між поверхнями тертя дисків

$$q = \frac{4F_a}{\pi(D_3^2 - D_6^2)} \leq [q] = 1 \dots 1,2 \text{ МПа}. \quad (4.18)$$

4.4.7. Перевірка різьби гвинта на питомий тиск

$$p = \frac{4F_a}{\pi(d^2 - d_1^2)n} \leq [p] = 12 \dots 15 \text{ МПа}, \quad (4.19)$$

де $n = 4$ – число витків різьби, які сприймають навантаження.

4.5. Розрахунок колодок

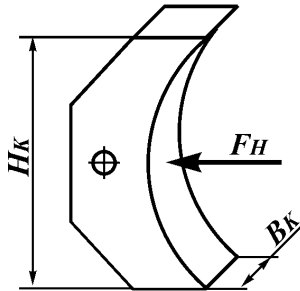


Рис. 20 Схема колодки

Висота колодки $H_K \approx (0,5...0,8)D_{ГШ}$, що відповідає куту охоплення колодкою гальмівного шківa $\alpha = 60...110^\circ$. Частіше беруть $\alpha = 70^\circ$, тоді $H_K \approx 0,56D_{ГШ}$. Ширина колодки $B_K = \frac{F_H}{H_K[q]}$, так як колодка встановлюється на важіль, то її ширина має відповідати ширині важеля.

Література

1. Стрілець В.М. Вантажопідйомне і транспортуєчне обладнання. Конспект лекцій / В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2016. – 166 с.
2. Гончарук О.М. Вантажопідйомна, транспортуєча та транспортна техніка / О.М. Гончарук, В.М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2006. – 345 с.
3. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища шк., 1993. – 413 с.
4. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – М.: Высш. шк., 1983. – 350 с.
5. Краузе Г.М. Редукторы. Спр. пособ. / Г.М. Краузе, Н.Д. Куталин, С.А. Сыцко. – М.-Л.: Машиностроение, 1972. – 144 с.
6. Стрілець В.М. Практикум з деталей машин / В.М. Стрілець, І.Т. Шинкаренко, І.О. Похильчук. – Рівне: НУВГП, 2008. – 196 с.



ДОДАТКИ

Таблиця д1

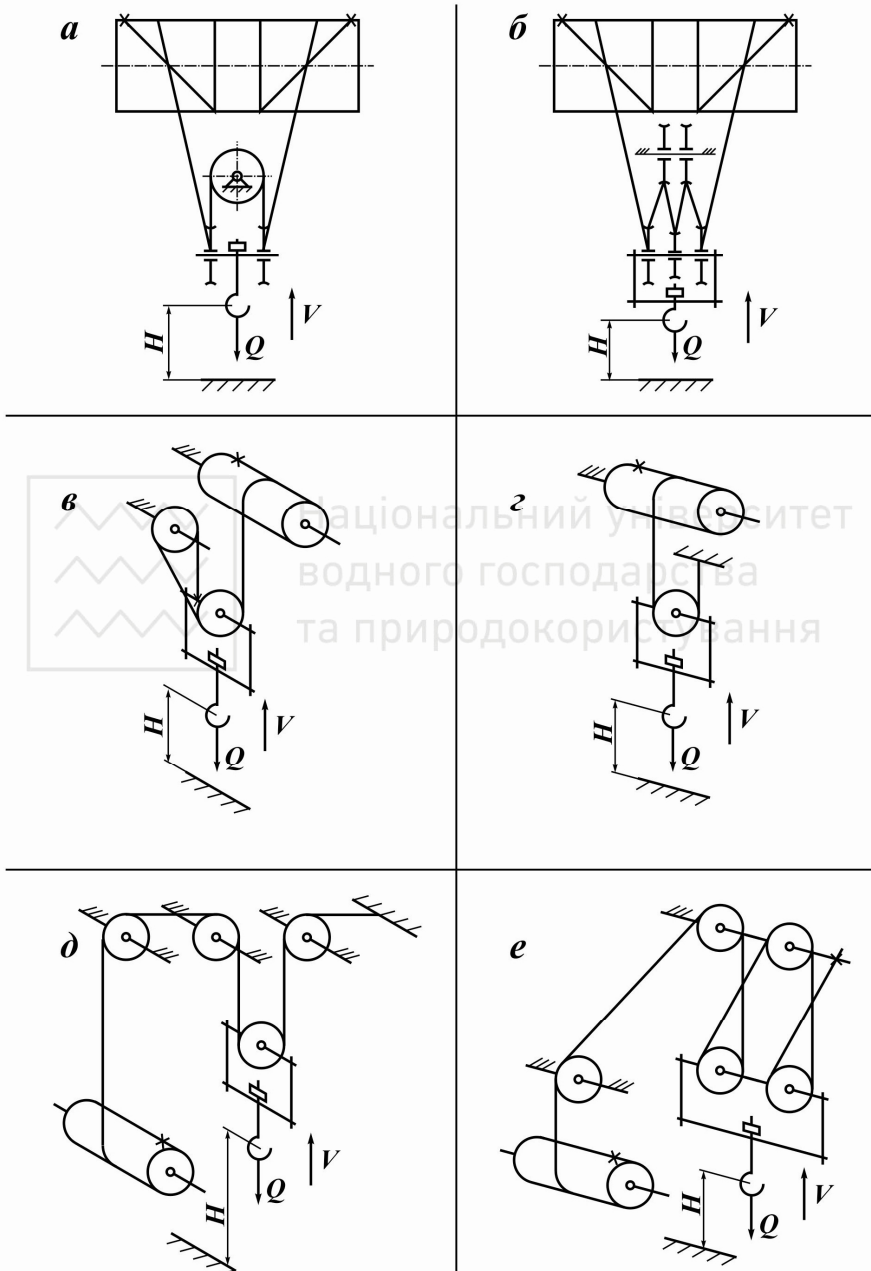
Варіанти завдань для виконання практичних занять

Вибір варіанту		Передостання цифра шифру студента										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Остання цифра шифру студента	1	<i>Q, т</i>	7,5	25	20	4	0,5	16	15	6,3	6,3	10
		<i>H, м</i>	10	12	4,5	10	20	12	8	14	18	5
		<i>V, м/хв</i>	16	12	18	6	10	7	9	8	12	8
		<i>TB, %</i>	15	25	15	25	25	25	25	40	15	25
		<i>Схема</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>
		<i>Q, т</i>	8	4	5	25	4	0,5	2	8	12,5	16
		<i>H, м</i>	10	9	14	16	15	6	18	8	10	8
		<i>V, м/хв</i>	12	9	10	6	12	8	14	11	10	9
		<i>TB, %</i>	40	25	15	15	25	15	25	15	40	15
		<i>Схема</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>
	3	<i>Q, т</i>	1	5	4	7,5	8	20	16	0,8	1	6,3
		<i>H, м</i>	11	12	12	5	12	13	10	14	8	6
		<i>V, м/хв</i>	12	10	7	6	12	7	12	8	12	10
		<i>TB, %</i>	25	15	15	40	25	25	40	25	40	15
		<i>Схема</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>
	4	<i>Q, т</i>	20	5	5	16	10	8	25	10	5	1,6
		<i>H, м</i>	6	12	15	7	11	12	13	16	12	10
		<i>V, м/хв</i>	14	7,5	8	8	11	8	16	10	10	6
		<i>TB, %</i>	25	40	25	25	25	40	15	15	25	15
		<i>Схема</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>
	5	<i>Q, т</i>	6,3	12,5	5	8	0,5	6,3	5	12,5	10	15
		<i>H, м</i>	7	12	8	9	16	8	12	4,5	12	8
		<i>V, м/хв</i>	11	7,5	9	7	14	9	7	6	16	10
		<i>TB, %</i>	25	40	25	15	40	15	40	25	40	25
		<i>Схема</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>
	6	<i>Q, т</i>	7,5	2	5	10	10	3,2	0,8	12,5	7,5	5
		<i>H, м</i>	5	12	6	10	8	9	16	10	11	5
		<i>V, м/хв</i>	12	8	6,5	8	12	7	14	9	12	8
		<i>TB, %</i>	15	25	25	25	40	15	25	25	40	25
		<i>Схема</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>
	7	<i>Q, т</i>	8	6,3	7,5	16	8	12,5	3,2	1,6	20	5
		<i>H, м</i>	12	9	5	14	13	8	7	14	8	8
		<i>V, м/хв</i>	10	8	6	14	16	8	9	12	6,5	12
		<i>TB, %</i>	25	25	40	25	40	25	15	40	25	15
		<i>Схема</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>
	8	<i>Q, т</i>	10	3,2	20	12,5	6,3	7,5	16	10	2,5	4
		<i>H, м</i>	6	17	6	9	6	16	22	5	7	6
		<i>V, м/хв</i>	6	14	7	13	7	19	15	10	7	14
		<i>TB, %</i>	25	15	40	25	40	15	25	15	40	25
		<i>Схема</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>
	9	<i>Q, т</i>	15	8	4	8	7,5	3,2	8	20	10	6,3
		<i>H, м</i>	8	8	9	10	12	16	6,5	15	16	10
		<i>V, м/хв</i>	7	10	8	9	12	8	17	15	12	14
		<i>TB, %</i>	25	40	15	25	15	25	15	25	15	15
		<i>Схема</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>
	0	<i>Q, т</i>	1	3	5	4	12,5	1	4	8	3,2	12,5
		<i>H, м</i>	5	12,5	12	10	6	12	8	12	9	10
		<i>V, м/хв</i>	8	15	9	10	7	8	10	10	8,5	10
		<i>TB, %</i>	25	25	15	25	40	25	25	40	15	25
		<i>Схема</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>є</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>	<i>и</i>	<i>і</i>	<i>ї</i>	<i>а</i>

Примітка: *Q* - вантажопідйомність; *H* - висота підйому вантажу; *V* - швидкість підйому вантажу; *TB* - режим роботи механізму.



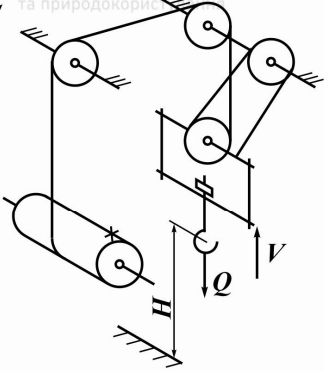
Схеми поліспастів



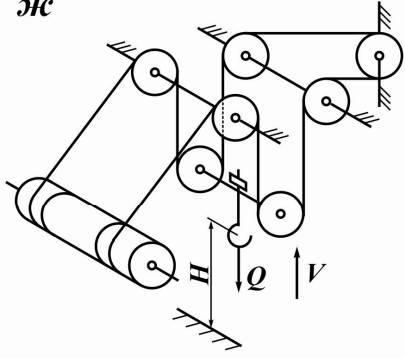


Продовження рис. д1

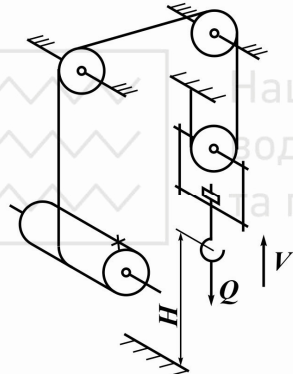
ε



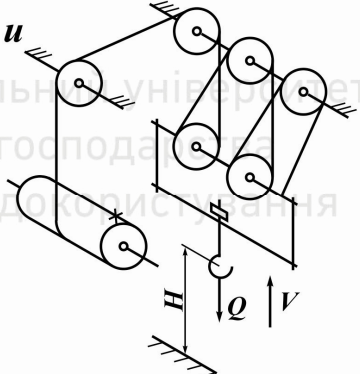
ж



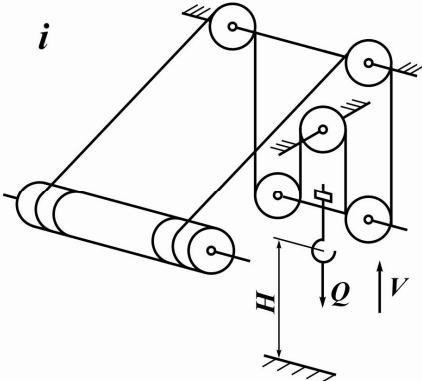
з



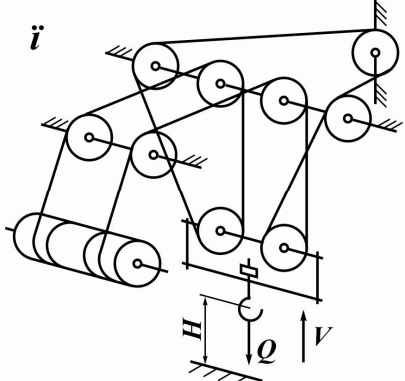
и



і



ї





Таблиця д2

Значення η_{nc} в залежності від u_n та t (при $\eta_{\text{бл}} = 0,98$)

$t \backslash u_n$	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,995	0,990	0,982	0,970	0,961	0,951	0,942	0,933
1	0,975	0,975	0,962	0,951	0,942	0,932	0,923	0,914
2	0,957	0,951	0,943	0,932	0,923	0,913	0,905	0,896
3	0,936	0,932	0,924	0,913	0,904	0,895	0,886	0,878
4	0,918	0,918	0,905	0,895	0,886	0,877	0,869	0,860

Таблиця д3

Наближене співвідношення режимів роботи механізмів кранів

за ISO 4301/1	за ГОСТ 25835-83	за нормами Держпраці
M1	1M	<i>P</i>
M2	1M	<i>P; TB=15%</i>
M3	1M	<i>P; TB=15%</i>
M4	2M	<i>TB=15%</i>
M5	3M	<i>TB=15%; TB=25%</i>
M6	4M	<i>TB=25%; TB=40%</i>
M7	5M	<i>TB=40%</i>
M8	6M	<i>TB=60%</i>

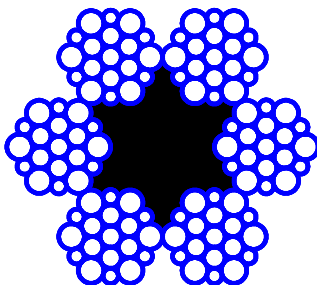
Таблиця д4

Мінімально допустимий коефіцієнт використання каната

Група класифікації механізму		Мінімально допустимий коефіцієнт використання каната, z_p	
за ISO 4301/1	за ГОСТ 25835-83	рухомі канати	нерухомі канати
M1	1M	3,15	2,5
M2	1M	3,35	2,5
M3	1M	3,55	3,0
M4	2M	4,0	3,5
M5	3M	4,5	4,0
M6	4M	5,6	4,5
M7	5M	7,1	5,0
M8	6M	9,0	5,0



Технічні характеристики сталевих канатів подвійної звивки типу ЛК-Р
конструкції 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. (ГОСТ 2688-80)



Діаметр каната $d_k, мм$	Розрахункова площа перерізу всіх дротиків, $мм^2$	Наближена маса 1000м змащеного каната, кг	Маркіровочна група, МПа ($кгс/м^2$)					
			1470 (150)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)	1862 (190)	1960 (200)
			Розривна сила каната, кН (не менше)					
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
4,8	-	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	-	38,8	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	78,5	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



Таблиця д6

Мінімальні коефіцієнти вибору діаметра барабана h_1 , блока h_2 ,
зрівняльного блока h_3

Група класифікації механізму		Мінімальні коефіцієнти вибору діаметра		
за ISO 4301/1	за ГОСТ 25835-83	барабана h_1	блока h_2	зрівняльного блока h_3
M1	1M	11,2	12,5	11,0
M2	1M	12,5	14,0	12,5
M3	1M	14,0	16,0	12,5
M4	2M	16,0	18,0	14,0
M5	3M	18,0	20,0	14,0
M6	4M	20,0	22,4	16,0
M7	5M	22,4	25,0	16,0
M8	6M	25,0	28,0	18,0



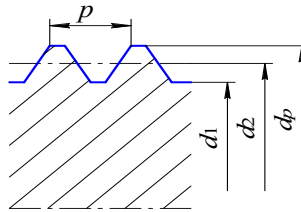
Таблиця д7

Найбільша вантажопідйомність однорогих крюків
за ГОСТ 6027-87

№ заготовки	Вантажопідйомність при режимах, кН		№ заготовки	Вантажопідйомність при режимах, кН	
	Л та С	В та ДВ		Л та С	В та ДВ
1	0,32	0,25	14	6,3	5,0
2	0,4	0,32	15	8,0	6,3
3	0,5	0,4	16	10,0	8,0
4	0,63	0,5	17	12,5	10,0
5	0,8	0,63	18	16,0	12,5
6	1,0	0,8	19	20,0	16,0
7	1,25	1,0	20	25,0	20,0
8	1,6	1,25	21	32,0	25,0
9	2,0	1,6	22	40,0	32,0
10	2,5	2,0	23	50,0	40,0
11	3,2	2,5	24	63,0	50,0
12	4,0	3,2	25	80,0	63,0
13	5,0	4,0	26	100,0	80,0



Основні параметри метричної різьби



Діаметр, мм			Крок p , мм	Площа A_p мм ²
d_p	d_2	d_1		
2	1,740	1,567	0,40	0,417
2,5	1,908	1,713	0,45	0,541
2,5	2,208	2,013	0,45	0,638
3	2,675	2,459	0,50	0,910
3,5	3,110	2,850	0,60	1,178
4	3,546	3,242	0,70	1,575
4,5	4,013	3,688	0,75	1,93
5	4,480	4,134	0,80	2,32
6	5,350	4,918	1,0	3,18
7	6,350	5,918	1,0	4,77
8	7,188	6,647	1,25	6,36
9	8,188	7,647	1,25	8,25
10	9,026	8,376	1,5	10,7
11	10,006	9,376	1,5	13,35
12	10,863	10,106	1,75	80
14	12,701	11,835	2,0	110
16	14,701	13,835	2,0	150
18	16,376	15,294	2,5	184,5
20	18,376	17,294	2,5	235,5
22	20,376	19,294	2,5	292
24	22,051	20,752	3,0	338
27	25,051	23,752	3,0	444
30	27,727	26,211	3,5	541
33	30,727	29,211	3,5	668
36	33,402	31,670	4,0	785
39	36,402	34,670	4,0	942
42	39,077	37,129	4,5	1082
45	42,077	40,129	4,5	1262
48	44,752	42,587	5,0	1430
52	48,752	46,587	5,0	1705
56	52,428	50,046	5,5	1960
60	56,428	54,046	5,5	2298
64	60,103	57,505	6,0	2600
68	64,103	60,505	6,0	2980



Додаткові дані для розрахунку зів'язу однокрилого криюка

№ криюка	$A, \text{мм}^2$	$e_1, \text{мм}$	κ
1	154,15	7,80	0,09
2	206,21	9,37	0,09
3	261,37	10,49	0,09
4	341,14	11,39	0,08
5	406,96	12,25	0,08
6	500,87	13,84	0,09
7	615,48	15,58	0,09
8	731,02	17,18	0,09
9	951,44	19,36	0,09
10	1247,84	22,39	0,09
11	1475,59	23,68	0,09
12	1817,84	27,84	0,10
13	2468,44	31,77	0,10
14	3082,81	35,04	0,09
15	3735,78	38,32	0,09
16	4421,24	42,16	0,09
17	5777,53	48,05	0,09
18	7075,59	54,82	0,10
19	9190,84	63,28	0,10
20	11335,05	69,00	0,09
21	14400,63	77,61	0,09
22	17974,94	86,01	0,09
23	24490,57	101,20	0,10
24	29576,71	110,48	0,09
25	37457,26	122,23	0,09
26	43545,93	134,95	0,09



Підшипники кулькові упорні однорядні

Умовне позначення	Розміри, мм			Вантажопідйомність		грам ¹ , при мастилі		Маса, кг
	$d_{ш}$	D_n	H_n	динаміч $C, кН$	статич $C_0, кН$	пластич- ному	рід- кому	
<i>Легка серія</i>								
8201	12	28	11	11,2	16,7	5600	7500	0,034
8202	15	32	12	13,8	18,2	5300	7000	0,046
8204	20	40	14	19,9	30,0	4300	5600	0,080
8205	25	47	15	24,7	40,0	3800	5000	0,12
8206	30	52	16	25,5	46,0	3600	4800	0,14
8207	35	62	18	35,1	66,5	3200	4300	0,22
8208	40	68	19	39,7	78,5	2800	3800	0,27
8209	45	73	20	41,0	89,0	2600	3600	0,32
8210	50	78	2	43,0	103,0	2400	3400	0,39
8211	55	90	25	63,7	127,0	2000	3000	0,61
8212	60	95	26	65,0	150,0	1900	2800	0,69
8213	65	100	27	66,3	150,0	1800	2600	0,75
8214	70	105	27	70,0	158,0	1800	2600	0,80
8215	75	110	27	71,5	166,0	1700	2400	0,86
8216	80	115	28	80,0	188,0	1700	2400	0,95
8217	85	125	31	85,0	235,0	1600	2200	1,30
8218	90	135	35	108,0	285,0	1500	2000	1,86
8220	100	150	38	133,0	330,0	1300	1800	2,55
<i>Середня серія</i>								
8305	25	52	18	33,8	50,0	3400	4500	0,18
8306	30	60	21	40,3	66,5	2800	3800	0,27
8307	35	68	24	49,4	83,5	2400	3400	0,39
8308	40	78	26	65,0	107,0	2000	3000	0,56
8309	45	85	28	71,05	130,0	1900	2800	0,69
8310	50	95	31	87,1	161,0	1800	2600	1
8311	55	105	35	112,0	213,0	1600	2200	1,34
8312	60	110	35	112,0	213,0	1600	2200	1,43
8313	65	115	36	114,0	249,0	1600	2200	1,57
8314	70	125	40	133,0	290,0	1400	1900	2,10
8315	75	135	44	153,0	340,0	1200	1700	2,70
8316	80	140	45	159,0	340,0	1200	1700	2,80
8318	90	155	50	199,0	445,0	1000	1500	3,90



Підшипники кулькові радіальні однорядні (ГОСТ 8338-75)

Умовне позначення	Розміри, мм			Динамічна вантажопід С, кН	Статична вантажопід С ₀ , кН	Умовне позначення	Розміри, мм			Динамічна вантажопід С, кН	Статична вантажопід С ₀ , кН
	d	D	B				d	D	B		
<i>Легка серія</i>											
200	10	30	9	590	265	211	55	100	21	43,6	25,0
201	12	32	10	689	310	212	60	110	2	52,0	31,0
202	15	35	11	780	355	213	65	120	23	56,0	34,0
203	17	40	12	95	450	214	70	125	24	61,8	37,5
204	20	47	14	12,7	620	215	75	130	25	66,3	41,0
205	25	52	15	14,0	695	216	80	140	26	70,2	45,0
206	30	62	16	19,5	10,0	217	85	150	28	83,2	53,0
207	35	72	17	25,5	13,7	218	90	160	30	95,6	62,0
208	40	80	18	32,0	17,8	219	95	170	32	108,0	69,5
209	45	85	19	33,0	18,6	220	100	180	34	124,0	79,0
210	50	90	20	35,1	19,8	221	105	190	36	133,0	90,0
<i>Середня серія</i>											
300	10	35	11	8,06	3,75	313	65	140	33	92,3	56,0
301	12	37	12	9,75	4,65	314	70	150	35	104,0	63,0
302	15	42	13	11,4	5,40	315	75	160	37	112,0	72,5
303	17	47	14	13,5	6,65	316	80	170	39	124,0	80,0
304	20	52	15	15,9	7,80	317	85	180	41	133,0	90,0
305	25	62	17	22,5	11,40	318	90	190	43	143,0	99,0
306	30	72	19	28,1	14,60	319	95	200	45	153,0	110,0
307	35	80	21	33,2	18,00	320	100	215	47	147,0	132,0
308	40	90	23	41,0	22,40	321	105	255	49	182,0	143,0
309	45	100	25	52,7	30,00	322	110	240	50	203,0	166,0
310	50	110	27	61,8	36,00	324	120	260	5	217,0	180,0
311	55	120	29	71,5	41,50	326	130	280	58	229,0	193,0
312	60	130	31	81,9	48,00	330	150	320	65	276,0	250,0
<i>Важка серія</i>											
403	17	62	17	22,9	11,8	411	55	140	33	100,0	63,0
405	25	80	21	36,4	20,4	412	60	150	35	108,0	70,0
406	30	90	23	47,0	26,7	413	65	160	37	119,0	78,0
407	35	100	25	5,3	31,0	414	70	180	42	143,0	105,0
408	40	110	27	63,7	36,5	416	80	200	48	163,0	125,0
409	45	120	29	76,0	45,5	417	85	210	52	174,0	135,0



Таблиця д12

Розміри накладок в мм

№ планки	d_k	a_H	b_H	h_H	c_H	d_H	f_H	r
1	4,2...4,8	25	25	8	1,5	9	9	5
2	4,9...6,2	25	25	8	1,5	9	9	5
3	6,3...7,7	30	30	10	1,5	11	11	6
4	7,8...8,7	35	35	10	1,5	11	11	8
5	8,8...10,0	40	40	12	1,5	13	13	9
6	10,1...12,0	40	40	12	1,5	13	13	10
7	12,1...14,0	45	45	14	2	13	13	11
8	14,1...17,0	55	50	16	2,5	17	18	12
9	17,1...20,0	65	55	18	3	22	22	14
10	20,1...23,0	75	60	22	3,5	26	25	16



Таблиця д13

Значення K в залежності від Z_H , α_1 та f

Число планок, Z_H	Кут розміщення, α_1	Коефіцієнт тертя f						
		0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
2	30	0,341	0,323	0,310	0,296	0,284	0,271	0,256
	60	0,329	0,315	0,300	0,285	0,272	0,258	0,245
	90	0,318	0,306	0,289	0,275	0,260	0,248	0,235
	120	0,310	0,296	0,280	0,265	0,250	0,236	0,224
3	30	0,223	0,210	0,201	0,190	0,182	0,173	0,163
	60	0,207	0,198	0,187	0,178	0,168	0,158	0,150
	90	0,195	0,185	0,174	0,164	0,154	0,145	0,136
4	30	0,162	0,152	0,145	0,137	0,130	0,125	0,117
	60	0,145	0,139	0,131	0,123	0,116	0,109	0,102
5	15	0,135	0,128	0,121	0,116	0,108	0,103	0,097
	30	0,125	0,118	0,113	0,106	0,101	0,096	0,090



Кранові електродвигуни серії MTF з фазним ротором

Тип електро- двигуна	Потужність на валу, кВт при режимі				Максима- льний момент, Нм	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса, кг
	<i>L</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	Частота обертання хв ⁻¹			
MTF 011-6	2	1,7	1,4	800 850 885	4,0	0,021	51
MTF 012-6	3,1	2,7	2,2	785 840 890	5,7	0,029	58
MTF 111-6	4,5	4,1	3,5	850 870 895	8,7	0,048	76
MTF 112-6	6,5	5,8	5	895 915 930	140	0,068	88
MTF 211-6	10,5	9	7,5	895 915 930	19,5	0,115	120
MTF 311-6	14	13	11	925 935 945	320	0,225	170
MTF 312-6	19,5	17,5	15	945 950 955	480	0,312	210
MTF 411-6	30	27	22	945 950 965	650	0,5	280
MTF 412-6	40	36	30	960 965 970	950	0,675	345
MTF 311-8	10,5	9	7,5	665 680 695	270	0,275	170
MTF 312-8	15	13	11	680 695 705	430	0,387	210
MTF 411-8	22	18	15	685 700 710	580	0,537	280
MTF 412-8	30	26	22	705 715 720	900	0,75	345



Кранові електродвигуни серії МТКФ з короткозамкнутим ротором

Тип електро- двигуна	Потужність на валу, кВт при режимі				Максима- льний момент, Нм	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса, кг
	<i>L</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	Частота обертання хв ⁻¹			
МТКФ 011-6	2	1,7	1,4	780 835 875	42	42	0,02
МТКФ 012-6	3,1	2,7	2,2	785 835 880	67	67	0,027
МТКФ 111-6	4,5	4,1	3,5	825 850 885	105	104	0,045
МТКФ 112-6	6,5	5,8	5	845 870 895	175	175	0,065
МТКФ 211-6	10,5	9	7,5	800 840 880	220	210	0,11
МТКФ 311-6	14	13	11	880 895 910	390	380	0,212
МТКФ 312-6	19,5	17,5	15	900 915 930	600	590	0,3
МТКФ 411-6	30	27	22	905 915 935	780	720	0,475
МТКФ 412-6	40	36	30	910 920 935	1000	650	0,638
МТКФ 311-8	10,5	9	7,5	660 670 690	330	320	0,275
МТКФ 312-8	15	13	11	675 690 700	510	470	0,387
МТКФ 411-8	22	18	15	660 680 695	670	650	0,537
МТКФ 412-8	30	26	22	675 690 700	1000	950	0,75



Таблиця д16

Основні параметри електродвигунів серії 4А

Потужність $N, кВт$	Типорозмір двигуна	Частота обертання $n, об/хв$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	Момент інерції ротора $I_p, кгм^2$
Синхронна частота обертання 1500 об/хв					
0,55	4A71A4Y3	1390	2,2	2,0	0,0013
0,75	4A71B4Y3	1390			0,00142
1,1	4A80A4Y3	1420			0,00323
1,5	4A80A4Y3	1415			0,00327
2,2	4A90L4Y3	1425			0,00559
3,0	4A100S4Y3	1435			0,00867
4,0	4A100L4Y3	1430			0,0112
5,5	4A112M4Y3	1445			0,017
7,5	4A132S4Y3	1455			0,0275
11,0	4A132M4Y3	1460			1,4
15,0	4A160S4Y3	1465	0,102		
18,5	4A160M4Y3	1465	0,127		
22,0	4A180S4Y3	1470	0,19		
30,0	4A180M4Y3	1470	0,232		
Синхронна частота обертання 1000 об/хв					
0,55	4A71B6Y3	900	2,2	2,0	0,00202
0,75	4A80A6Y3	915			0,00462
1,1	4A80B6Y3	920			0,00459
1,5	4A90L6Y3	935			0,00735
2,2	4A100L6Y3	950			0,0131
3,0	4A112MA6Y3	955			0,0175
4,0	4A112MB6Y3	960			0,02
5,5	4A132S6Y3	965			0,04
7,5	4A132M6Y3	970			0,0575
11,0	4A160S6Y3	975			2,0
15,0	4A160M6Y3	975	0,182		
18,5	4A180M6Y3	975	0,22		
22,0	4A200M6Y3	975	0,4		
30,0	4A200L6Y3	980	0,45		



Потужність на швидкохідному валу редукторів типу Ц2

Типорозмір редуктора	Швидкість обертання швидкохідного вала, об/хв	Режим роботи	Загальне передаточне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-250	600	Л	29,0	25,0	20,5	13	11	9,5	7	6,2	5,2
		С	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
		В	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3,0	2,6
	750	Л	33,0	30,5	25,5	18,5	15,0	12,5	10,5	7,5	6,5
		С	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
		В	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3,0
	1000	Л	37,0	30,5	25,0	20,0	17,0	14,0	11,5	9,8	8,2
		С	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
		В	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5,0	4,2	3,5
	1500	Л	56,5	49,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17,0	13,0	11,5
		С	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
		В	25,1	21,3	18,3	13,7	12,0	10,1	7,1	5,5	4,7
Ц2-300	600	Л	38,5	33,0	26,5	23,0	19,0	15,0	11,5	9,5	7,5
		С	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	6,6
		В	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2
	750	Л	46,0	40,0	33,5	29,0	24,0	19,0	14,5	11,5	10,0
		С	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
		В	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8
	1000	Л	49,0	43,0	35,5	31,5	29,0	20,0	18,0	14,0	12,5
		С	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	4,6	11,6	9,7
		В	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9
	1500	Л	68,5	62,5	53,0	43,0	40,0	33,0	27,5	21,0	18,5
		С	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
		В	39,6	33,6	28,9	20,6	20,0	16,2	13,5	8,9	7,6
Ц2-350	600	Л	62,0	54,5	49,5	35,8	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5
		С	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
		В	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13,0	11,0	7,2	6,3
	750	Л	76,0	65,0	55,0	44,0	36,0	30,0	20,0	18,5	15,0
		С	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
		В	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3
	1000	Л	80,0	78,0	62,0	47,0	43,5	36,0	27,5	22,0	20,0
		С	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
		В	42,8	39,0	33,0	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9,0
	1500	Л	134	117,5	96,5	71,0	59,5	54,0	40,0	31,5	27,5
		С	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4
		В	59,0	50,0	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4
Ц2-400	600	Л	98,0	97,0	80,5	70,0	60,0	49,5	39,0	29,5	24,5
		С	63,0	55,0	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3
		В	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12,0	12,0	9,4
	750	Л	102,5	102	91,0	86,5	71,5	60,0	48,5	36,5	30,5
		С	63,5	58,8	53,6	53,3	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9
		В	53,0	45,2	39,2	38,9	30,0	21,6	13,1	13,8	9,8
	1000	Л	138	137	111	92,0	77,0	70,5	54,0	43,5	39,7
		С	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24,0
		В	65,0	57,4	43,6	42,8	33,6	26,8	16,8	16,8	11,9
	1500	Л	179	178	158	138	116	96,0	80,0	62,0	54,5
		С	102,0	91,3	81,0	81,0	64,0	49,5	36,8	36,8	31,0
		В	82,3	70,0	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9

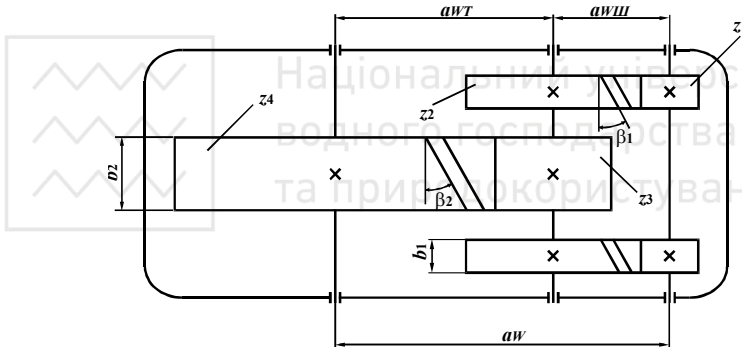


Модуль m (мм), ширина b (мм) та кути нахилу β зубців коліс редукторів Ц2

Типорозмір редуктора	Сходінка редуктора							
	Швидкохідна				Тихохідна			
	m_1	b_1	β_1	$\cos\beta_1$	m_2	b_2	β_2	$\cos\beta_2$
Ц2-250	2	30	29°32'29"	0,87	3	75	8°6'34"	0,99
Ц2-300	2,5	38			3,5	88		
Ц2-350	3	45			4	100		
Ц2-400	3	45			5	125		
Ц2-500	4	60			6	160		

Рисунок д2

Кінематична схема редуктора Ц2



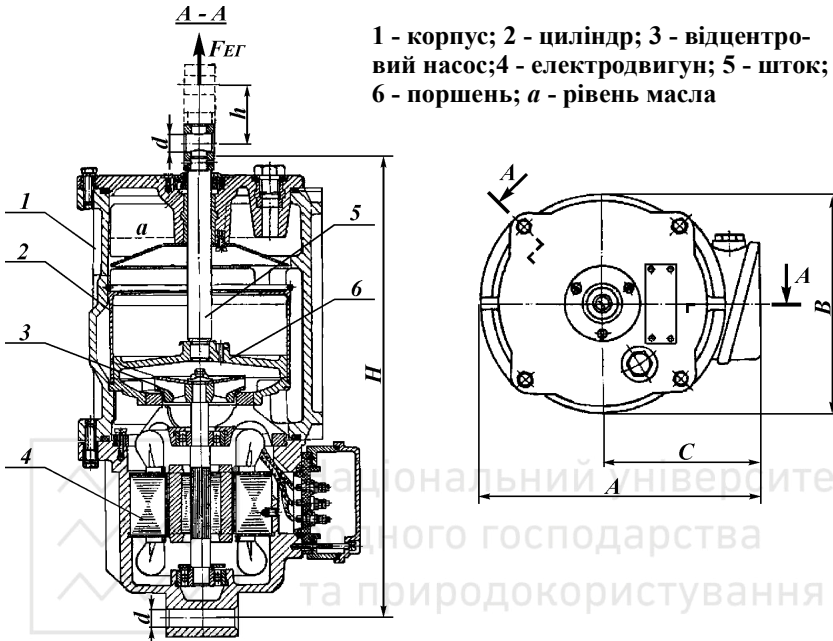
Таблиця д19

Число зубців зубчастих коліс у редукторах Ц2

Загальне передаточне число	Ступінь редуктора			
	Швидкохідна		Тихохідна	
	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
	z_1	z_2	z_3	z_4
8,32	28	59	20	79
9,8	25	62		
12,41	21	66		
16,3	21	66	16	83
19,8	18	69		
24,9	15	72		
32,42	12	75		
41,34	12	75	13	86
50,94	10	77		



Схема електрогідролічного штовхача



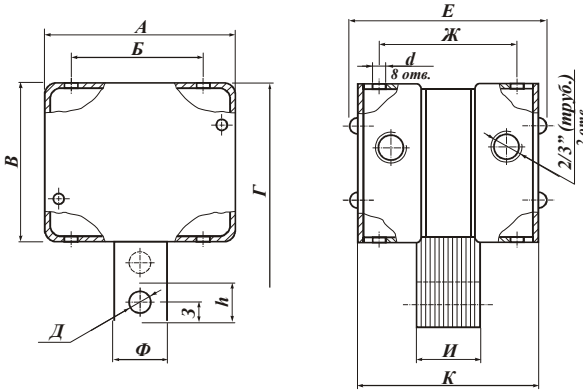
Таблиця д20

Технічна характеристика та основні розміри електрогідроштовхачів

Тип	$M_{Г\max}, H_m$	$A, мм$	$B, мм$	$C, мм$	$H, мм$	$h, мм$	$D, мм$	$F_{EГ}, H$
ТЭГ-16-2МУ2	100	201	170	116	330	25	12	160
ТЭГ-16-2М	100	201	170	116	330	25	12	160
ТГМ-25	250	213	150	128	355	32	14	250
ТГМ-50	800	227	185	125	400	50	16	500
ТГМ-80	1500	227	185	125	400	50	16	800



Схема електромагніту типу МИС



Таблиця д21

Технічні дані електромагнітів типу МИС

Позначення	Хід якоря, мм	Тягова сила якоря, кгс	Число циклів в годину при ТВ 40%	Маса, кг	
				якоря	магніту
МИС-0100	15	1,0	2300	0,11	0,5
МИС-1100	15	1,5	1800	0,13	0,7
МИС-2100	20	2,1	1300	0,24	1,2
МИС-3100	20	3,0	1200	0,3	1,5
МИС-4100	25	4,2	1200	0,56	2,5
МИС-5100	25	6,0	1000	0,8	3,3

Таблиця д22

Розміри електромагнітів типу МИС

Позначення	A	B	B	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Φ	d
МИС-0100						66	45		19	56		
МИС-1100	61	46	50	75	4,1	72	51	5	25	62	16	6
МИС-2100						82	56		24	71		
МИС-3100	74	54	65	100	6,2	87	61	6	29	76	16	6,5
МИС-4100						99	69		37	87		
МИС-5100	94	70	86	130	8,2	115	85	9	53	103	27	7