

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Український державний університет науки і технологій

Кафедра «Вагони та вагонне господарство»

**ТЕХНОЛОГІЯ РЕМОНТУ ВАГОНІВ
ТА ВАГОНОРЕМОНТНІ МАШИНИ**

ПРИВОДИ ВАГОНОРЕМОНТНИХ МАШИН

Методичні рекомендації до практичних занять

ЕЛЕКТРОННИЙ АНАЛОГ ДРУКОВАНОГО ВИДАННЯ

Дніпро – 2022

УДК 629.44 (076.5)

Укладачі:

канд. техн. наук, доц. *Шапошник Владислав Юрійович*
канд. техн. наук, доц. *Шикунов Олександр Анатолійович*

Рецензенти:

д-р техн. наук, проф. В. В. Артемчук
(Запорізький національний університет)
д-р техн. наук, проф. С. В. Ракша (ДНУЗТ)

Рекомендовано до друку МКФ ТІ (протокол № 6 від 31.03.2021).
Зареєстровано НМВ ДНУЗТ (реєстр. № 505 від 01.06.2021)

Технологія ремонту вагонів та вагоноремонтні машини. Приводи вагоноремонтних машин [Текст] : метод. рекомендації до практичних занять / уклад.: В. Ю. Шапошник, О. А. Шикунов; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Дніпро, 2022. – 62 с.

У методичних рекомендаціях викладено методику розрахунку основних параметрів конвесрів, електричних, гідравлічних та пневматичних приводів засобів механізації та автоматизації виробничих процесів підприємств вагонного господарства, а також окремих конструктивних елементів вагоноремонтних машин та механізмів. Містять короткі теоретичні відомості за темами практичних занять, вихідні дані до завдань та приклади розрахунків.

Для студентів III, IV курсу денної та безвідривної форм навчання за ОПП «Вагони та вагонне господарство» спеціальності 273 «Залізничний транспорт», які можуть використовувати ці методичні рекомендації під час практичних занять, курсового та дипломного проектування, а також у ході підготовки до складання поточного та модульного контролю з дисципліни «Технологія ремонту вагонів та вагоноремонтні машини».

Іл. 13. Табл. 23. Бібліогр.: 12 назв.

© Шапошник В. Ю., Шикунов О. А.,
укладання, 2022
© УДУНТ, 2022

ВСТУП

Залежно від джерела енергії, яка використовується механізованими приводами, серед них виокремлюють електричні, пневматичні, гідравлічні та пневмогідравлічні. На підприємствах вагонного господарства застосовують приводи всіх названих типів, що потребує від студентів оволодіння базовими знаннями з їх проектування та розрахунку. У методичних рекомендаціях розглянуто приклади розрахунку окремих конструктивних елементів вагоноремонтних машин та механізмів.

Видання відповідає змісту дисципліни «Технологія ремонту вагонів та вагоноремонтні машини», яку викладають студентам денної та заочної форми навчання. Методичні рекомендації можна використовувати під час практичних занять, у ході курсового та дипломного проектування.

Завдання практичних занять студенти виконують самостійно (відповідно до свого варіанта) в журналі практичних занять або окремому зошиті.

Метою практичних занять є набуття практичних навичок розрахунку приводів вагоноремонтних машин та механізмів та підбору стандартних вузлів до них. При цьому студенти застосовують знання, здобуті в ході вивчення таких дисциплін, як «Деталі машин», «Гідравліка та гідропривід», «Опір матеріалів» та ін., для розв'язання конкретних завдань вагоноремонтного виробництва.

У методичних рекомендаціях наведено витяги з державних та міжнародних стандартів щодо характеристик та параметрів окремих вузлів та деталей вагоноремонтних машин. Студент може самостійно обирати вузли та деталі вагоноремонтних машин, користуючись інтернет-ресурсами або довідковою літературою з обов'язковим посиланням на них.

Після кожного практичного заняття студент повинен зробити висновки та навести конкретні приклади застосування розглянутого приводу в машинах та механізмах вагоноремонтних та вагонобудівних підприємств.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 1
ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВІД

1.1. Призначення та будова

Електричні приводи найчастіше застосовують при автоматизації виробничих процесів. Вони мають просту конструкцію, невисоку вартість, довговічні й не вимагають високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Призначені електроприводи для здійснення обертових і поступальних переміщень з різними зусиллями.

Найчастіше електричний привід складається з електродвигуна, муфти, редуктора й пускорегулювальної апаратури. Крім названих, електричний привід може містити й інші вузли, кількість і перелік яких залежить від призначення пристрою, для якого він проектується. При автоматизації виробничих процесів та в спеціалізованих машинах на вагоноремонтних підприємствах найчастіше використовують приводи з трифазними асинхронними електродвигунами.

Основні етапи проектування й розрахунку електричного приводу:

- а) вибір і компоновання кінематичної схеми;
- б) розрахунок параметрів вузлів електроприводу (вихідними даними для розрахунку є: корисне зусилля, яке розвиває привід, швидкість переміщення, відстань переміщення та інші дані залежно від призначення приводу);
- в) підбір стандартних вузлів.

1.2. Розрахунок електричного приводу

Порядок розрахунку розглянемо на прикладі електричного приводу для підйому вантажу або переміщення вагонів (наприклад, під час викочування відремонтованих вагонів з вагоноскладальної дільниці) (рис. 1.1).

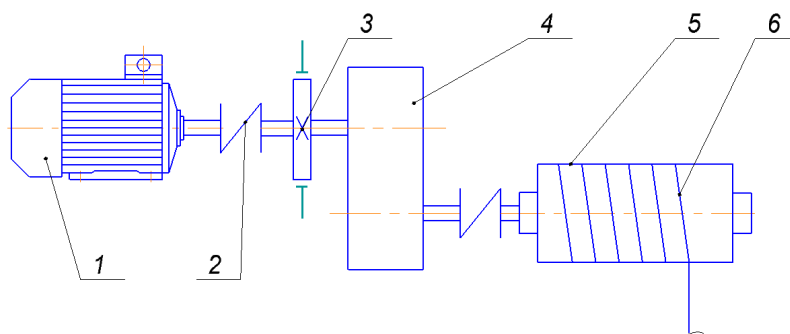


Рис. 1.1. Принципова схема електричного приводу:

1 – електричний двигун; 2 – муфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – барабан; 6 – канат

Потрібне тягове зусилля для підйому вантажу, кН:

$$P = mg, \quad (1.1)$$

де m – маса вантажу, т;

g – прискорення вільного падіння, м/с², $g = 9,81$ м/с².

Потрібне тягове зусилля приводу для переміщення вагонів колією (тягова лебідка), Н:

$$P = k\varpi_{\text{зр}} Tgn, \quad (1.2)$$

де k – коефіцієнт, який приймають залежно від кількості вагонів. Значення k наведено в табл. 1.1;

$\varpi_{\text{зр}}$ – питомий опір при зрушенні з місця, Н/кН;

T – тара вагона, т;

n – кількість вагонів, що переміщуються одночасно (для парних варіантів необхідно прийняти $n = 1$, для непарних $n = 2$).

Таблиця 1.1

Залежність коефіцієнта k від кількості вагонів, що переміщуються одночасно

Кількість вагонів, n	1	2	3	4	5	6	≥ 7
Коефіцієнт k	1,8	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

Питомий опір вагона при зрушенні з місця визначають за формулою (1.3). Якщо потрібно виконати розрахунки для інших умов (завантажені вагони, рух по ухилу/підйому, кривій, урахування опору підвагонних генераторів) необхідно користуватися довідником [4].

Опір руху при зрушенні з місця $\varpi_{\text{зр}}$, Н/кН, залежить від осьового навантаження q_0 , т:

$$\varpi_{\text{зр}} = \frac{28}{q_0 + 7}. \quad (1.3)$$

Потрібне тягове зусилля приводу для переміщення технологічного візка колією (тягова лебідка), Н:

$$P = n\varpi(m_{\text{в}} + m)g, \quad (1.4)$$

де n – кількість технологічних візків (для парних варіантів необхідно прийняти $n = 1$, для непарних $n = 2$);

ϖ – питомий опір руху при русі технологічного візка, Н/кН;

m_B – маса технологічного візка, необхідно прийняти $m_B = 0,25$ т;
 m – маса вантажу, що перевозиться технологічним візком, т.

$$\varpi = 1000 \frac{fd + 2\mu}{D_k} k, \quad (1.5)$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках, $f = 0,015 \dots 0,02$;

d – діаметр осі в місці посадки підшипників, ходового колеса,
 $d = 5 \dots 7$ см;

μ – коефіцієнт тертя кочення, $\mu = 0,03$;

D_k – діаметр ходового колеса, $D_k = 15 \dots 20$ см;

k – коефіцієнт, що враховує додаткове тертя реборд при перекосі коліс об рейки, $k = 2,0 \dots 2,5$.

Потрібна потужність електродвигуна, кВт:

$$N = k \frac{PV}{\eta}, \quad (1.6)$$

де k – коефіцієнт запасу потужності, $k = 1,1 \dots 1,3$;

P – потрібне тягове зусилля приводу, кН;

V – швидкість переміщення, м/с;

η – коефіцієнт корисної дії приводу, $\eta = 0,6 \dots 0,8$.

Обираємо електродвигун за потрібною потужністю (табл. А.1 дод. А).

Вибір каната виконують за розривним зусиллям P_k , кН:

$$P_k = Pk, \quad (1.7)$$

де P_k – розривне зусилля каната, кН;

P – потрібне тягове зусилля приводу, Н;

k – коефіцієнт запасу міцності (для легкого режиму роботи приймають $k = 5,0$, для середнього режиму роботи – $k = 5,5$).

Коефіцієнт запасу міцності приймають виходячи із середнього щоденного часу роботи й діапазону навантажень.

Для механізмів підйому та переміщення вантажів рекомендовано приймати сталі дротяні канати марок ЛК-Р, ЛК-З, ТК, ЛК. Канат подвійного звивання типу ЛК-Р призначений для барабаних лебідок, кранів і талів, підйомальних пристроїв шахтових установок, тельферів, землерийних і гірничих машин, мостових кранів та ін. Діаметр дротів: центральних – 0,3 мм; першого шару – 0,28 мм; другого шару – 0,22 і 0,3 мм. Технічну характеристику канатів наведено в табл. А.1 дод. А.

Барабани лебідок можуть бути виконані з чавунного або сталюого литва, а також зварними з листової сталі. Чавунне литво повинно бути марки не нижче ніж СЧ 15-32 (межа міцності $\sigma_B = 14\,710$ Н/см²), сталюе – 25Л, ВСт3

(межа міцності $\sigma_b = 44\,130 \text{ Н/см}^2$). Стальний трос кріпиться до барабана за допомогою накладних планок та болтів або шпильок.

Діаметр барабана D , мм, визначають виходячи з найменшого допустимого діаметра навивки каната на барабан за формулою

$$D = d_k(e - 1), \quad (1.8)$$

де d_k – діаметр каната, мм;

e – коефіцієнт, який залежить від типу вантажопідійомної машини та режиму її експлуатації (при легкому режимі роботи приймається рівним 20, при середньому режимі роботи – 25).

Приймаємо діаметр барабана, округливши отримане значення до найближчого найбільшого числа, кратного п'яти.

Допустиме напруження стиснення барабана

$$[\sigma_{ст}] = \frac{\sigma_b}{[n]}, \quad (1.9)$$

де $[n]$ – коефіцієнт запасу міцності (для чавуну $[n] = 5$, для сталі $[n] = 3$).

Розрахуємо необхідну товщину стінки барабана δ , см (рис. 1.2). Отримане значення необхідно округлити до найближчого найбільшого числа, кратного двом.

$$\delta = \frac{P_k}{t[\sigma_{ст}]}, \quad (1.10)$$

де P_k – найбільший натяг каната, Н;

t – крок нарізки барабана, см.

Знаходимо крок нарізки барабана t , см, виходячи зі знайденого діаметра каната d_k у сантиметрах. Отримане значення округляємо до цілого числа.

$$t = (1, 1, \dots, 1, 2) d_k. \quad (1.11)$$

Глибину витої канавки барабана c , см, визначаємо виходячи зі знайденого діаметра каната d_k у сантиметрах. Отримане значення округляємо до цілого числа.

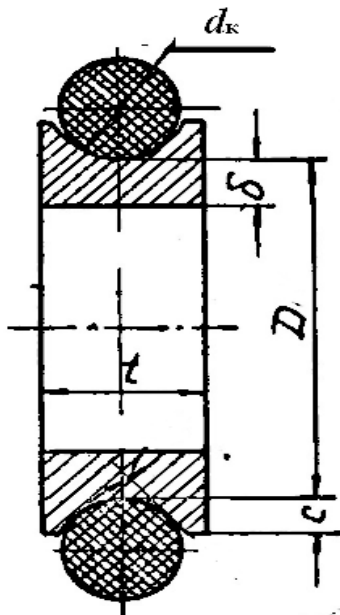


Рис. 1.2. Роміри гвинтової канавки барабана

$$c = 0,3d_k. \quad (1.12)$$

Довжину нарізної частини барабана L_n , мм, визначаємо за формулою

$$L_n = \left(\frac{1000L}{\pi(D+d_k)} + 5 \right) \cdot 10t, \quad (1.13)$$

де L – відстань переміщення, м;

D – діаметр барабана, мм;

d_k – діаметр каната, мм;

t – крок нарізки барабана, см.

Довжину нарізної частини барабана округляємо до найближчого цілого числа, кратного двом.

Редуктор вибирають за трьома основними параметрами:

– переданою потужністю;

– передавальним відношенням;

– максимальною частотою обертання швидкохідного вала, яка повинна відповідати частоті обертання двигуна.

Частота обертання барабана, об/хв:

$$n_6 = \frac{V60000}{\pi D}, \quad (1.14)$$

де V – швидкість переміщення, м/с;

D – діаметр барабана, мм.

Необхідне передатне число редуктора

$$u = \frac{n_d}{n_6}, \quad (1.15)$$

де n_d , n_6 – частота обертання двигуна й барабана відповідно, об/хв.

Для механізму підймання вантажу застосовують двоступеневі редуктори кранового типу (табл. А.3 дод. А), для переміщення вагонів або технологічних візків допустимо застосовувати одноступеневі редуктори (табл. А.2 дод. А). Потужність редуктора повинна бути більшою або дорівнювати потужності двигуна лебідки.

Вибір муфти виконують за максимальним передавальним моментом і найбільшою частотою обертання, яка повинна бути рівною або перевищувати частоту обертання вала з муфтою.

Найбільший момент, Н·м, переданий муфтою,

$$M = 9565k_n \frac{N}{n}, \quad (1.16)$$

де $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт пускового моменту (для легкого режиму роботи приймаємо 1,25, для середнього режиму роботи – 1,6);

N – потужність електродвигуна, кВт;

n – частота обертання двигуна, об/хв.

Муфту обираємо за табл. А.4 дод. А.

Механізми підймання вантажу, а також тягові лебідки повинні бути обладнані автоматично діючими гальмами замкнутого (закритого) типу. Для механізмів підймання вантажу при легкому й середньому режимі роботи допускаються короткоходові колодкові гальма з пружинним замиканням і електромагнітом.

Гальмо підбирають за необхідним гальмівним моментом, Н·м:

$$M = \beta \frac{PD}{2u1000} \eta, \quad (1.17)$$

де β – коефіцієнт запасу гальмівного моменту (для легкого режиму роботи приймаємо 1,5, для середнього режиму роботи – 1,75);

P – тягове зусилля приводу, Н;

D – діаметр барабана, мм;

u – передавальне відношення редуктора;

η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Обираємо гальмо за табл. А.4 дод. А.

Інші випадки розрахунку потужності електродвигунів, Вт:

– двигун електровентилятора

$$N = k \frac{QH}{\eta_{\text{в}}}, \quad (1.18)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,1 \dots 1,3$;

Q – максимальна продуктивність вентилятора, м³/с;

H – аеродинамічний опір вентиляційної системи, Па;

$\eta_{\text{в}}$ – повний ККД вентилятора та передачі, $\eta_{\text{в}} = 0,65 \dots 0,75$;

– двигуни насосів

$$N = k \frac{Qp_{\text{н}}}{\eta_{\text{в}}\eta_{\text{п}}}, \quad (1.19)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,1 \dots 1,3$;

Q – максимальна продуктивність насоса, м³/с;

$p_{\text{н}}$ – номінальний тиск, створюваний насосом, Па;

$\eta_{\text{н}}$ – ККД насосу, $\eta_{\text{н}} = 0,75 \dots 0,88$;

$\eta_{\text{п}}$ – ККД передачі, (визначається з кінематичної схеми).

Вихідні дані до розрахунку електричного приводу

Номер варіанта	Маса вантажу m , т, або тара вагона T , т	Швидкість підймання вантажу або переміщення вагона V , м/с	Висота підймання вантажу або переміщення вагона L , м	Матеріал барабана	Кількість вагонів або технологічних візків, n
1	2	3	4	5	6
Підймання вантажу					
1	0,5	0,2	1,5	Сталь	-
2	1	0,2	2	Чавун	-
3	3	0,2	4	Сталь	-

Закінчення таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6
Переміщення вагона					
4	22,5	0,5	15	Сталь	1
5	51,0	0,6	20	Чавун	2
6	49,0	0,5	25	Сталь	3
Переміщення технологічного візка					
7	0,25	0,4	5	Сталь	1
8	0,5	0,5	10	Чавун	2
9	0,75	0,4	15	Сталь	3
10	1	0,5	20	Чавун	4

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Розрахуємо електричний двигун, який необхідний для підймання колісної пари в разі її переміщенні з конвеєра до колесотокарного верстата. Маса вантажу $m=1,2$ т, швидкість підймання вантажу $V=0,2$ м/с, висота підймання вантажу $L=2,0$ м, матеріал барабана – сталь.

Розрахунок. Потрібне тягове зусилля для підймання вантажу:

$$P = 1,2 \cdot 9,81 = 11,772 \text{ кН.}$$

Потрібна потужність електродвигуна:

$$N = 1,1 \cdot \frac{11,772 \cdot 0,2}{0,6} = 4,32 \text{ кВт.}$$

З табл. А.1 дод. А за потрібною потужністю обираємо електродвигун типу 4А1Э2М8УЗ потужністю 5,50 кВт з частотою обертання 720 об/хв.

Для вибору каната визначаємо розривне зусилля, коефіцієнт запасу міцності приймаємо $k=5,0$.

$$P_k = 11,772 \cdot 0,5 = 58,860 \text{ кН.}$$

Приймаємо сталевий дротяний канат подвійного звивання типу ЛК-Р діаметром 9,6 мм, маса змащеного каната – 0,3580 кг, розривне зусилля не менш ніж 64 650 Н.

$$64\ 650 \text{ Н} > 58\ 860 \text{ Н.}$$

Визначаємо діаметр барабана D , коефіцієнт e приймаємо для експлуатації при легкому режимі роботи ($e=20$):

$$D = 9,6 \cdot (20 - 1) = 182,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо сталевий барабан діаметром $D=185$ мм, округливши отримане значення до найближчого найбільшого числа, кратного п'яти. Допустиме напруження стиснення сталевого барабана з коефіцієнтом запасу міцності $[n]=3$, відлитого зі сталі марки 25Л (межа міцності $\sigma_b = 44\ 130 \text{ Н/см}^2$):

$$[\sigma_{ст}] = \frac{44\ 130}{3} = 14\ 710 \text{ Н/см}^2.$$

Знаходимо крок нарізки барабана t , см, виходячи зі знайденого діаметра каната d_k :

$$t = 1,1 \cdot 0,96 = 1,056 \text{ см.}$$

Розраховуємо необхідну товщину стінки барабана:

$$\delta = \frac{58\ 860}{1,056 \cdot 14\ 710} = 3,79 \text{ см.}$$

Приймаємо $\delta = 4$ см.

Глибину витої канавки барабана c визначаємо виходячи зі знайденого діаметра каната d_k :

$$c = 0,3 \cdot 9,6 = 2,88 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини барабана L_n , мм:

$$L_n = \left(\frac{1000 \cdot 2}{\pi(185+9,6)} + 5 \right) \cdot 10 \cdot 1,056 = 87,36 \text{ мм.}$$

Довжину нарізної частини барабана округляємо до найближчого цілого числа, кратного двом. Приймаємо $L_n = 88$ мм.

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{0,2 \cdot 60\,000}{\pi \cdot 185} = 20,66 \text{ об/хв.}$$

Необхідне передатне число редуктора

$$u = \frac{720}{20,66} = 34,85.$$

Для механізму підймання вантажу за табл. А.3 дод. А обираємо двоступеневий редуктор кранового типу РЦД-400 6, що має такі характеристики: передатне відношення – 40,24, частота обертання швидкохідного валу – 1500 об/хв, потужність – 11,9 кВт.

Вибір муфти виконуємо за максимальним передавальним моментом і найбільшою частотою обертання, яка повинна бути рівною або перевищувати частоту обертання вала з муфтою. Найбільший момент, переданий муфтою при коефіцієнті пускового моменту $k_n=1,25$ (легкий режим роботи):

$$M = 9565 \cdot 1,25 \cdot \frac{5,5}{720} = 91,33 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За табл. А.4 дод. А обираємо пружну втулково-пальцеву муфту МУВП-5 з крутним моментом 125,0 Н·м.

Розраховуємо необхідний гальмівний момент при коефіцієнті запасу гальмівного моменту $\beta = 1,5$ (легкий режим роботи):

$$M = 1,5 \cdot \frac{11,772 \cdot 185}{2 \cdot 40,24 \cdot 1000} \cdot 0,6 = 24,35 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За табл. А.5 дод. А обираємо гальмо ТКТ-200/100 з гальмівним моментом 40 Н·м та діаметр шківів 200 мм.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 2

ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД

2.1. Призначення та будова

Гідравлічні приводи широко використовують при автоматизації виробничих процесів. Їх застосовують головним чином для здійснення поступальних переміщень з подоланням великих зусиль, рідше – для обертальних рухів.

Гідравлічний привід складається з насоса та гідродвигуна (виконавчий механізм, наприклад гідроциліндри), між якими встановлюються регулюючі й розподільні пристрої. Регулюючі пристрої (дросель і клапани) дають можливість змінювати зусилля і швидкість переміщення штока циліндра. Розподільні пристрої (золотники і клапани) забезпечують увімкнення, вимкнення та реверс гідродвигунів.

Конструкція й характеристики гідроприводу зумовлені призначенням і характеристиками робочих (виконавчих) органів машини, для яких цей гідропривід призначений. У ході розробки гідравлічної схеми вирішують такі питання: кількість потоків гідросистеми (одно-, дво- або багатопотокова), характер циркуляції робочої рідини (замкнута або розімкнута), регулювання швидкості приводу (нерегульований, дросельний або машинний), спосіб управління (ручний або автоматичний), питання розміщення та компоновання елементів гідроприводу.

2.2. Принцип роботи гідравлічного приводу

Принцип роботи гідравлічного приводу показано на рис. 2.1. На рис. 2.1, *а* наведено схему найпростішого об'ємного гідроприводу для прямолінійного зворотно-поступального руху. Привід складається із з'єднаних трубопроводів насоса 1 з резервуаром 5 і гідродвигуна (силового циліндра) 2, запобіжного клапана 4, що обмежує підвищення тиску рідини вище встановленого значення, і розподільного пристрою (крана) 3, за допомогою якого змінюється напрямок потоку рідини від насоса до робочих порожнин гідродвигуна, тобто здійснюється зміна напрямку його руху. У положенні розподільника (крана) 3, як показано на рис. 2.1, *а*, рідина від насоса 1 надходить у ліву порожнину циліндра 2, переміщаючи його поршень праворуч. Рідина ж, яка витісняється при цьому поршнем з правої (неробочої) порожнини циліндра 2, перетікає зливними трубопроводами і каналами розподільника 3 у резервуар 5. При повороті розподільника 3 на кут 90° рідина від насоса 1 надходить у праву порожнину циліндра 2 і відводиться в бак 5 з лівої його порожнини, поршень у цьому разі переміщується ліворуч. Якщо тиск рідини підвищується понад допустиме значення – спрацьовує запобіжний клапан 4 і рідина під тиском буде переливатися через нього в бак 5.

На рис. 2.1, *б* і *в* показано принципові схеми гідропередачі з гідродвигуном (гідромотором) 2 обертального руху. Реверс гідродвигуна (див. рис. 2.1, *б*) здійснюється за допомогою розподільника 3, а в схемі, показаній на рис. 2.1, *в*, – шляхом зміни насосом 1 напрямку потоку рідини. Система в останньому випадку повинна бути забезпечена зворотними клапанами 7, які від'єднують у разі зміни напрямку потоку рідини нагнітальну магістраль від бака 5. Схема також забезпечена запобіжним клапаном 4 і баком 5 запасу робочої рідини.

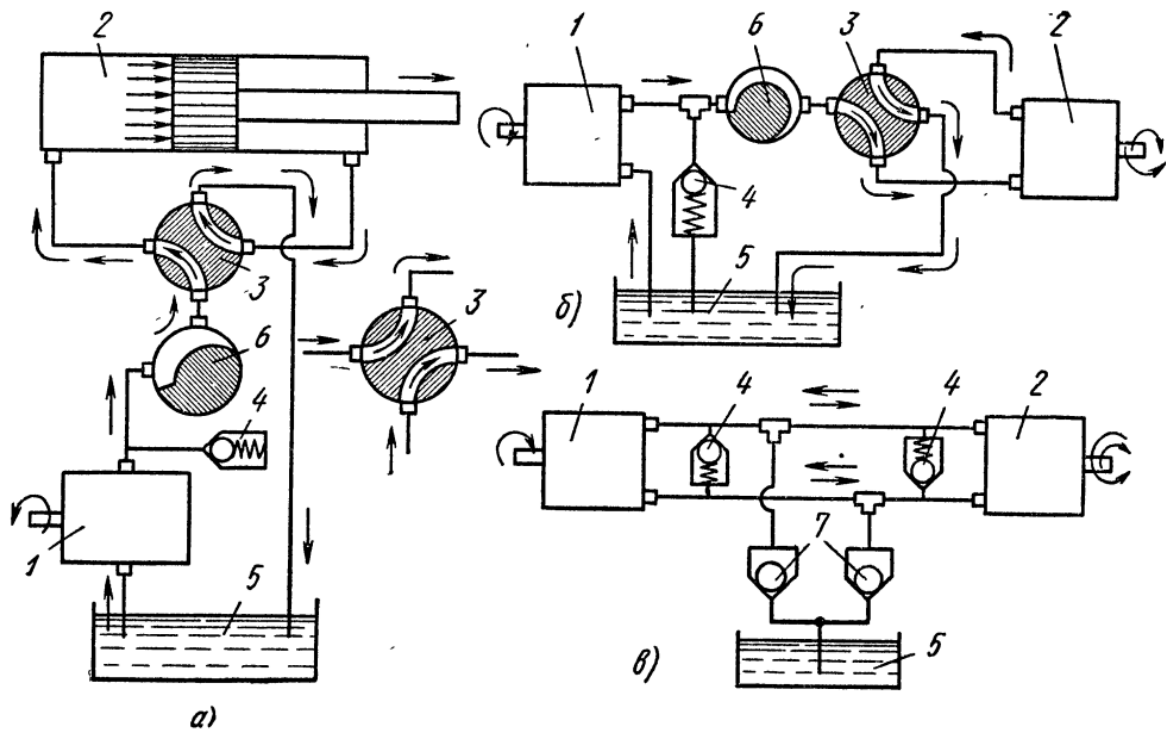


Рис. 2.1. Принципова схема гідроприводу:

а – прямолінійного руху; *б, в* – обертального руху:

1 – насос; *2* – гідродвигун; *3* – розподільник; *4* – запобіжний клапан; *5* – бак;
б – роз'єднувальний вентиль; *7* – зворотні клапани

2.3. Переваги та недоліки гідравлічного приводу

Переваги гідравлічного приводу:

- а) можливість безступеневого регулювання швидкості переміщення;
- б) незначна зміна швидкості переміщення від навантаження;
- в) можливість переміщення робочих органів машин до жорстких упорів без додаткових запобіжних пристроїв, оскільки привід при перевантаженнях зупиняється;
- г) ослаблення шкідливого впливу сил інерції завдяки плавності переміщення поршня;
- д) незначний знос деталей вузлів приводу, які постійно перебувають у мастилі.

Недоліки гідравлічного приводу:

- а) складність виготовлення та висока вартість. Необхідна висотка точність виготовлення деталей і вузлів приводу для досягнення високої герметичності з'єднань;
- б) забруднення машин і робочого місця мастилом, що витікає в разі недостатньої щільності ущільнень;

в) відносно малий коефіцієнт корисної дії (при періодичній роботі приводу насос перцює безперервно, а робоча рідина при нагріванні перекачується на злив).

2.4. Проектування гідроприводу

Вихідними даними для проектування гідроприводу є:

- тип базової машини, схема виконавчих робочих органів та їхня технічна характеристика;
- призначення гідроприводу й вимоги, що ставляться до нього;
- характеристика кліматичної зони експлуатації машини;
- принципова гідравлічна схема гідроприводу;
- режим роботи гідроприводу;
- зусилля на штоках гідроциліндрів і навантажувальні моменти на валах гідромоторів;
- швидкості переміщення витоків гідроциліндрів і частоти обертання валів гідромоторів (діапазон швидкостей штоків гідроциліндрів приймають від 0,03 до 0,5 м/с).

Тиск у гідросистемі залежить від типу насоса й призначення гідроприводу на цій машині. Малі значення тиску призводять до зростання габариту й ваги, але сприяють плавній і стійкій роботі; великі значення тиску знижують габарити й вагу, але ускладнюють конструкцію і експлуатацію гідросистем, зменшують довговічність гідрообладнання. Рекомендований номінальний тиск у гідросистемі обирають з таких значень, МПа: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50 ... і до 250. Для тягових зусиль 50000...100000 Н тиск у гідросистемі рекомендовано приймати від 10 МПа.

Робоча рідина, крім основної функції – передача енергії від насоса до гідродвигуна, – виконує багато інших важливих функцій: змащення тертьових поверхонь деталі; видалення продуктів зносу тертьових пар; захист їх від корозії; охолодження гідравлічної системи. Зазвичай у приводах вагоноремонтних машин застосовують загущені мінеральні мастила (МГ-20, ВМГ-3 та ін.). При виборі робочої рідини слід враховувати кліматичні та температурні умови експлуатації приводу.

Проектуючи схему гідроприводу, слід користуватися графічними умовними позначками елементів приводів гідравлічних та пневматичних за ДСТУ ISO 1219-1:2018. Приклад побудови схеми гідроприводу наведено на рис. 2.2. Насос 1 з переливним клапаном 2 утворюють насосну установку, яка подає робочу рідину з бака 7 в гідроциліндр 5, забезпечуючи рух поршня. Швидкість руху поршня V_p регулюється за рахунок зміни прохідного перерізу регульованого гідродроселя 3, а реверс руху досягається за рахунок роботи гідророзподільника 4. Для очищення робочої рідини в систему включений фільтр 6.

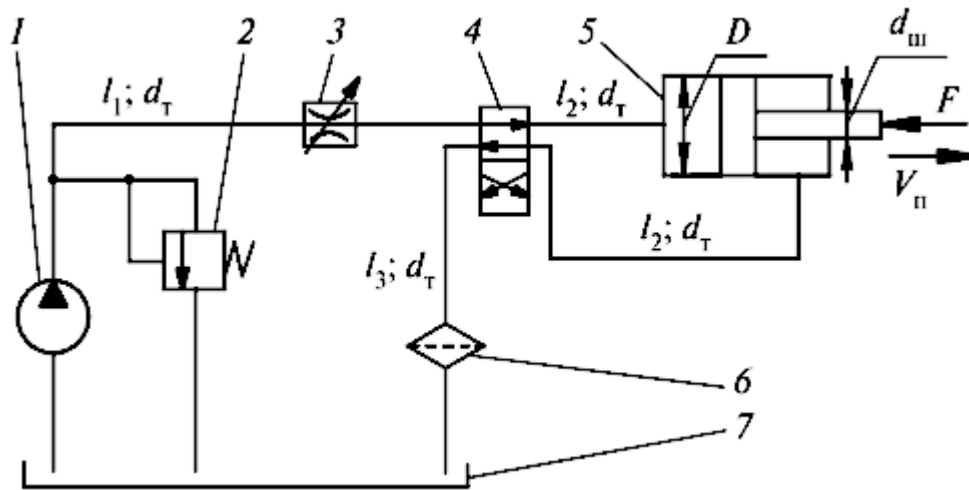


Рис. 2.2. Схема гідроприводу зворотно-поступального руху

2.5. Розрахунок гідравлічного приводу

Розглянемо спрощений розрахунок гідроприводу. Детальний розрахунок можна знайти в [1]. Розрахункова схема гідроциліндра наведена на рис. 2.3. Літерні позначення до схеми подано в табл. 2.1.

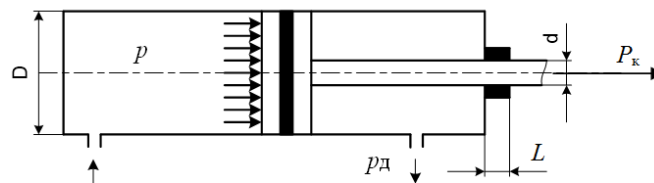


Рис. 2.3. Розрахункова схема гідроциліндра

Попередня площа поршня гідроциліндра F' , мм²:

$$F' = \frac{1000P_k}{\Delta p \eta}, \quad (2.1)$$

де P_k – корисне зусилля гідроциліндра, кН;

η – механічний ККД, $\eta = 0,85 \dots 0,95$;

Δp – можливі втрати тиску робочої рідини, МПа.

$$\Delta p = (0,9 \dots 0,95) p, \quad (2.2)$$

p – тиск робочої рідини, МПа.

Попередній діаметр гідроциліндра D' , мм:

$$D' = 1,128 \sqrt{F'}. \quad (2.3)$$

Обираємо діаметр D стандартного гідравлічного циліндра за табл. Б.1 дод. Б так, щоб $D' \leq D$.

Визначаємо діаметр штока поршня, мм:

$$d = (0,2 \dots 0,7)D, \quad (2.4)$$

де D – діаметр поршня циліндра, мм.

Отримане значення діаметра штока поршня округлюємо в більший бік до третього знака після коми.

Виконуємо уточнювальний розрахунок:

– уточнюємо значення площі циліндра F_1 , мм²:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.5)$$

– уточнюємо значення площі циліндра з боку штока F_2 , мм²:

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.6)$$

– уточнюємо корисні зусилля гідроциліндра, кН:
для прямого ходу

$$P_k = 10^{-3} \eta (F_1 \Delta p - p_v F_2), \quad (2.7)$$

для зворотного ходу

$$P_k = 10^{-3} \eta (F_2 \Delta p - p_v F_1), \quad (2.8)$$

де p_v – тиск рідини, що витісняється, $p_v = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

Отримане значення корисного зусилля при прямому ході гідроциліндра повинно бути не меншим, ніж задане у вихідних даних. Якщо умова не виконується, необхідно збільшити площу поршня циліндра та зробити нову перевірку.

Тривалість переміщення приводу T , с:

$$T = \frac{L}{V}. \quad (2.9)$$

Визначаємо витрату робочої рідини, м³/с, яка споживається гідродвигуном:

$$Q = k_3 F_1 v \cdot 10^{-6}, \quad (2.10)$$

де k_3 – коефіцієнти запасу по зусиллю, $k_3 = 1,1 \dots 1,2$;

F_1 – площа гідроциліндра, мм²;

v – швидкість переміщення поршня, м/с.

Обираємо насос згідно з табл. Б.2 дод. Б за такими параметрами: витрата рідини та номінальний тиск. Якщо за таким параметром, як витрата рідини, насос підібрати неможливо, приймаємо насосну станцію з двома насосами, тоді подача одного насоса $Q/2$.

Розраховуємо потрібну потужність електродвигуна насоса за формулою (1.19).

Внутрішній діаметр трубопроводу нагнітання, м:

$$d_{\text{труб}} = \sqrt{\frac{Q_n}{0,785V_m}}, \quad (2.11)$$

де Q_n – паспортна подача насосної станції, м³/с;

V_m – швидкість мастила в трубопроводі, м/с. Приймається згідно з табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Залежність швидкості мастила від тиску робочої рідини

Тиск робочої рідини p , МПа	2,5...5,0	10,0	15,0	20,0	30,0
Швидкість мастила V_m , м/с	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0

Отримане значення діаметра округляємо до найближчого стандартного з ряду умовних проходів, м: 0,004, 0,0063, 0,008, 0,010; 0,012; 0,016; 0,020; 0,025; 0,032; 0,040; 0,050; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,160; 0,200.

Визначаємо необхідну товщину стінки металеві труби, м,

$$\delta_r = \frac{p_n d_{\text{труб}}}{2\sigma_p}, \quad (2.12)$$

де p_n – номінальний тиск, МПа;

$d_{\text{труб}}$ – діаметр трубопроводу, м;

σ_p – допустиме напруження сталі на розрив, $\sigma_p^{\text{ст20}} = 80$ МН/м².

Отримане значення товщини стінки округляємо до найближчого стандартного з ряду, мм: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8.

Товщина стінки гідроциліндра, м:

$$\delta_{\text{ц}} = \frac{p_n D}{2\sigma_p}, \quad (2.13)$$

де p_n – номінальний тиск, МПа;

D – діаметр гідроциліндра, м;

σ_p – допустиме напруження сталі на розтягання, $\sigma_p = 120$ МН/м².

Отримане значення округлюємо в більший бік до третього знака після коми.

Товщина плоского дна гідроциліндра, м:

$$\delta_d = \frac{p_n D}{\sigma_p}, \quad (2.14)$$

де p_n – номінальний тиск, МПа;

D – діаметр гідроциліндра, м;

σ_p – допустиме напруження сталі на розтягання, $\sigma_p = 120$ МН/м².

Отримане значення округлюємо в більший бік до третього знака після коми.

Розраховуємо шток гідроциліндра на поздовжній згин. Визначаємо допустиме навантаження на шток $[P_k]$ і P_k :

$$[P_k] = \frac{10^6 \mu \pi^2 EI}{L^2}, \quad (2.15)$$

де μ – коефіцієнт, який залежить від способу закріплення кінців штока; при шарнірному кріпленні $\mu = 1$; при жорсткому кріпленні $\mu = 2$;

E – модуль пружності матеріалу, для сталі $E = 22 \cdot 10^4$ МПа;

I – момент інерції, м⁴:

$$I = \frac{\pi d_{ш}^4}{64}, \quad (2.16)$$

$d_{ш}$ – діаметр штока гідроциліндра, м;

L – довжина штока циліндра, м. Приймається рівною ходу поршня.

Якщо обрано гідроциліндр на шарнірному кріпленні – до довжини штока слід додати довжину гідроциліндра.

Визначаємо мінімально необхідну площу, см², металевих сітчастих фільтрів за температури навколишнього середовища 20 °С:

$$F_\phi = \frac{60 Q_n \nu \rho}{k \Delta p_\phi}, \quad (2.17)$$

де Q_n – паспортна подача насосної станції, м³/с;

ν – кінематична в'язкість мастила, м²/с;

ρ – густина мастила, кг/м³;

k – питома пропускна здатність фільтра № 0045, $k=0,00227$ м³/см²;

Δp_ϕ – перепад тисків на фільтрі, $\Delta p_\phi = 0,1$ МПа.

Параметри мастила ρ та ν необхідно обрати з табл. Б.3 дод. Б.

Знаючи кінематичну в'язкість мастила при 50 °С (ν_{50}) та при 0 °С (ν_0) з рівняння лінії, що проходить через дві точки, можна визначити кінематичну в'язкість при 20 °С (ν_{20}):

$$\frac{t_{20} - t_0}{t_{50} - t_0} = \frac{\nu_{20} - \nu_0}{\nu_{50} - \nu_0}, \quad (2.18)$$

звідки

$$\nu_{20} = -\frac{(\nu_{50} - \nu_0)}{50} \cdot 20 + \nu_0. \quad (2.19)$$

Масильний бак забезпечує зберігання запасу робочої рідини та її охолодження. Розмір масильного бака встановлюється таким, щоб температура робочої рідини при безперервній роботі гідроприводу не піднімалася вище ніж максимально допустима. Місткість масильного бака, м³, визначають за формулою

$$V_B = 120mQ_H, \quad (2.20)$$

де m – прийнята кількість насосів насосної станції;

Q_H – подача насоса, м³/с.

Отримане значення округляємо до найближчого з ряду номінальних об'ємів, м³: 0,01; 0,016; 0,025; 0,040; 0,063; 0,1; 0,125; 0,160; 0,2; 0,25; 0,3.

Далі обираємо всі інші функціональні елементи гідроприводу та виконуємо тепловий розрахунок [8].

Таблиця 2.2

Вихідні дані для розрахунку

Номер варіанта	Корисне зусилля гідроциліндра P_K , кН	Швидкість переміщення поршня ν , м/с	Тиск робочої рідини p , МПа	Хід поршня L , м
1	20	0,1	8	0,2
2	30	0,2	10	0,3
3	40	0,3	16	0,4
4	50	0,1	18	0,5

Закінчення таблиці 2.2

Номер варіанта	Корисне зусилля гідроциліндра P_k , кН	Швидкість переміщення поршня v , м/с	Тиск робочої рідини p , МПа	Хід поршня L , м
5	60	0,2	20	0,6
6	70	0,3	16	0,7
7	80	0,1	18	0,8
8	90	0,2	20	0,9
9	100	0,3	16	1,0
10	110	0,1	25	1,1

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Розрахуємо гідропривід стенда для правки рами вагона.

Корисне зусилля гідроциліндра $P_k = 45$ кН, швидкість переміщення поршня $v = 0,2$ м/с, тиск робочої рідини $p = 10$ МПа, хід поршня, $L = 0,45$ м.

Розрахунок. Визначаємо можливі втрати тиску робочої рідини

$$\Delta p = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ МПа.}$$

Попередня площа поршня гідроциліндра з механічним ККД $\eta = 0,9$:

$$F' = \frac{1000 \cdot 45}{9 \cdot 0,9} = 5556 \text{ мм}^2.$$

Попередній діаметр гідроциліндра

$$D' = 1,128 \sqrt{5556} = 84,080 \text{ мм.}$$

За табл. Б.1 дод. Б обираємо стандартний гідравлічний циліндр діаметром $D = 90$ мм з такими характеристиками: тип манжети 90x75, ширина манжети $b = 9$ мм.

Визначаємо діаметр штока поршня

$$d = 0,5 \cdot 90 = 45 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра штока поршня округлюємо в більший бік до третього знака після коми.

Виконуємо уточнювальний розрахунок:

– уточнюємо значення площі циліндра:

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 90^2}{4} = 6359 \text{ мм}^2;$$

– уточнюємо значення площі циліндра з боку штока:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot (90^2 - 45^2)}{4} = 4769 \text{ мм}^2;$$

– уточнюємо корисні зусилля гідроциліндра при тиску рідини, що витісняється, $p_B = 0,2$ МПа:
для прямого ходу

$$P_k = 10^{-3} \cdot 0,9(6359 \cdot 9 - 0,2 \cdot 4769) = 50,65 \text{ кН};$$

для зворотного ходу

$$P_k = 10^{-3} \cdot 0,9(4769 \cdot 9 - 0,2 \cdot 6359) = 37,48 \text{ кН}.$$

Отримане значення корисного зусилля при прямому ході гідроциліндра не менше, ніж задане у вихідних даних: $50,65 \text{ кН} > 45 \text{ кН}$.

Тривалість переміщення приводу

$$T = \frac{0,45}{0,2} = 2,25 \text{ с}.$$

Визначаємо розхід робочої рідини, яка витрачається гідродвигуном при коефіцієнті запасу по зусиллю $k_3 = 1,1$:

$$Q = 1,1 \cdot 6359 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6} = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с}.$$

За табл. Б.2 дод. Б обираємо насос НШ-50-У-2 з такими параметрами:

• тиск нагнітання, МПа, номінальний	14
• тиск нагнітання, МПа, максимальний	16
• подача, м ³ /с	0,00144
• частота обертання при номінальному тиску, об/хв	1920
• об'ємний ККД	0,92
• потужність, кВт	25,8

Розраховуємо потрібну потужність електродвигуна насоса при коефіцієнті запасу $k = 1,1$, повному ККД насоса $\eta_B = 0,65$:

$$N = 1,1 \frac{0,00144 \cdot 14 \cdot 10^6}{0,65} = 34116,92 \text{ Вт}.$$

Внутрішній діаметр трубопроводу нагнітання при швидкості мастила $V_M = 5,0$ м/с

$$d_{\text{труб}} = \sqrt{\frac{0,00144}{0,785 \cdot 5,0}} = 0,0192 \text{ м}.$$

Отримане значення діаметра округляємо до найближчого стандартного з ряду умовних проходів: $d_{\text{труб}} = 0,020$ м.

Визначаємо необхідну товщину стінки металевої труби

$$\delta_r = \frac{14 \cdot 0,020}{2 \cdot 80} = 0,00175 \text{ м.}$$

Отримане значення товщини стінки округляємо до найближчого стандартного з ряду: $\delta_r = 1,8$ мм.

Визначаємо необхідну товщину стінки гідроциліндра

$$\delta_{\text{ц}} = \frac{14 \cdot 0,09}{2 \cdot 120} = 0,00525 \text{ м.}$$

Приймаємо $\delta_{\text{ц}} = 0,006$ м.

Товщина плоского дна гідроциліндра, м

$$\delta_{\text{д}} = \frac{14 \cdot 0,09}{120} = 0,0105 \text{ м.}$$

Приймаємо найближче найбільше ціле значення $\delta_{\text{д}} = 0,011$ м.

Визначаємо момент інерції штока та поршня гідроциліндра

$$I = \frac{3,14 \cdot 0,045^4}{64} = 0,000000201 \text{ м}^4 = 2,01 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

Розраховуємо шток гідроциліндра на повздовжній згин. Визначаємо допустиме навантаження на шток за умови жорсткого кріплення $\mu = 2$.

$$[P_{\text{к}}] = \frac{10^6 \cdot 2 \cdot 3,14^2 \cdot 22 \cdot 10^4 \cdot 2,01 \cdot 10^{-7}}{0,45^2} = 4\,306\,089 \text{ Н.}$$

Отримане допустиме навантаження на шток $[P_{\text{к}}]$ більше за значення корисного зусилля при прямому ході $P_{\text{к}} = 4306,09$ кН $> 50,55$ кН, міцність штока гідроциліндра на повздовжній згин забезпечено.

Як робочу рідину приймаємо мастило АМГ-10. Густина мастила $\rho = 870$ кг/м³; кінематична в'язкість мастила: при 50 °С – $\nu_{50} = 10 \cdot 10^{-6}$ м²/с, при 0 °С – $\nu_0 = 42 \cdot 10^{-6}$ м²/с. При 20 °С кінематична в'язкість мастила

$$\nu_{20} = -\frac{10 \cdot 10^{-6} - 42 \cdot 10^{-6}}{50} 20 + 42 \cdot 10^{-6} = 54,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Визначаємо мінімально необхідну площу сітчастих металевих фільтрів за температури навколишнього середовища 20 °С:

$$F_{\phi} = - \frac{60 \cdot 0,00144 \cdot 54,8 \cdot 10^{-6} \cdot 870}{0,00227 \cdot 0,1} = 18,146 \text{ см}^2.$$

Місткість мастильного бака

$$V_6 = 120 \cdot 1 \cdot 0,00144 = 0,1728 \text{ м}^3.$$

Отримане значення округляємо до найближчого з ряду номінальних об'ємів $V_6 = 0,2 \text{ м}^3$.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 3 ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВІД

3.1. Призначення, будова та принцип роботи пневматичного приводу

Пневматичні приводи є найбільш простими та широко застосовуються для автоматизації виробничих процесів. Їх використовують головним чином для здійснення поступальних переміщень, рідше – для обертальних рухів.

Пневматичні циліндри можуть бути односторонньої дії (зворотний рух здійснюється за рахунок пружини) та двосторонньої дії (зворотний рух здійснюється за рахунок стиснутого повітря, що потребує ускладнення пуско-регулювальної апаратури).

Типовий пневмопривід зображено на рис. 3.1. Поршень 1 переміщається в робочому циліндрі 2 під впливом стиснутого повітря, яке надходить по черзі в обидві порожнини циліндра з живильної (напірної) магістралі через розподільник 3.

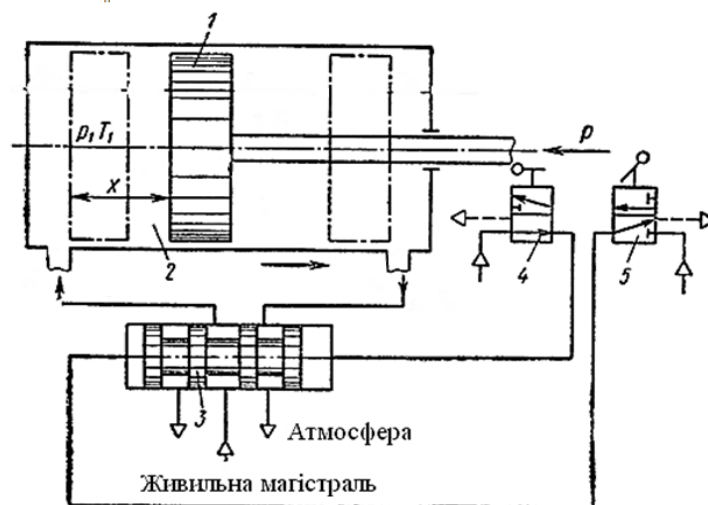


Рис. 3.1. Пневмопривід двосторонньої дії

Наприкінці ходу кулачок, закріплений на штоці (не показаний на рисунку), натискає на важіль одного з кінцевих вимикачів 4 або 5. У положенні, зображеному на рисунку, поршень переміщується праворуч, перемикаючи вимикач 4, і коли він займе крайнє праве положення, кінцевий вимикач 5 переклучиться. Сигнал у вигляді тиску стисненого повітря передається від вимикача на вхід розподільника 3, унаслідок чого золотник переміщується в праве положення. Стиснуте повітря з магістралі через розподільник 3 спрямовується в праву порожнину циліндра 2 і переміщає поршень 1 ліворуч. Наприкінці зворотного ходу кулачок на штоці натискає на кінцевий вимикач 4, знову перемикається золотник, і цикл повторюється.

На рис. 3.2 показано привід обертового руху, він зображений у спрощеному вигляді без повітророзподільника. У корпусі 1 встановлений ротор 2, вісь обертання якого зміщена щодо центру корпусу (ексцентриситет e). У пазів ротора поміщені пластини 3. Стиснуте повітря, що подається через вікно 4 корпусу, тисне на пластини.

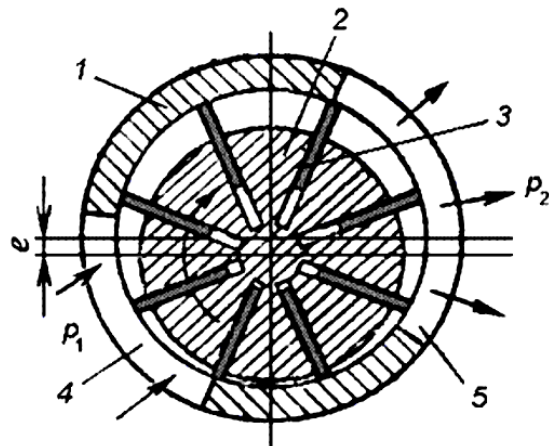


Рис. 3.2. Ротаційний пневмопривід

Оскільки площі цих пластин, різною мірою висунутих з пазів ротора, відрізняються одна від одної, то створюється момент від сил тиску стиснутого повітря, завдяки чому ротор обертається. У період його обертання пластини під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні корпусу. Щоб забезпечити більш надійне ущільнення, до пазів ротора іноді підводять стиснуте повітря або в них поміщають пружини: це сприяє також більш швидкому висуненню пластин з пазів. Відпрацьоване повітря виходить з приводу через вихлопне вікно 5 в атмосферу.

У пневмоприводах знаходять застосування циліндри діафрагмового типу, у яких роль поршня виконує гумова діафрагма 2 затиснута між передньою та задньою частинами корпусу циліндра. Зі зростанням тиску діафрагма прогинається та через шайбу 3 передає зусилля на шток 1. Зворотний рух відбувається завдяки пружині 4. Переваги таких циліндрів: компактність, мала маса та невисока вартість, простота конструкції, висока герметичність та від-

сутність тертя поршня об стінки циліндра. Недоліком є обмежений хід штока та неоднакові зусилля по всій довжині ходу.

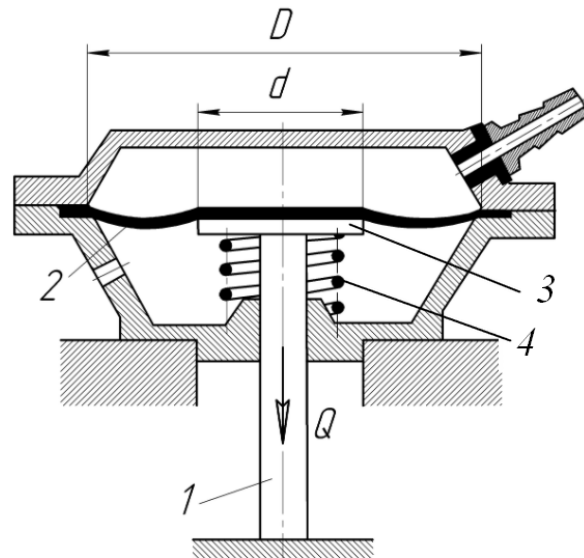


Рис. 3.3. Схема пневмоциліндра діафрагмового типу

Переваги пневмоприводу. Цей привід дозволяє отримувати відносно високі швидкості переміщення та просте їх регулювання. У разі живлення робочої машини з пневматичним приводом від мережі стиснутого повітря відпадає необхідність застосування вбудованих у машину компресорів та електродвигунів. Порівняно з гідравлічними пневматичні приводи мають такі переваги: їх виконавчі пристрої мають великі швидкості спрацьовування і більш низьку вартість, використане повітря може бути видалено в атмосферу; наявність необмеженого запасу повітря як робочого тіла також сприяє великому поширенню пневмопристроїв.

Недоліки пневмоприводу. До недоліків пневмоприводу можна віднести зростання швидкості переміщення при зменшенні навантаження, тому цей привід доцільно застосовувати, коли немає необхідності дотримуватися постійної швидкості переміщення. Пневматичні приводи при рівних габаритах з гідравлічними приводами розвивають менші зусилля, що пояснюється більш високим тиском рідини в останніх. Також недоліком роботи пневматичного приводу є шум.

3.2. Розрахунок пневматичного приводу

Розрахунок зусилля на штоці пневмоциліндра подібний до вже розглянутого розрахунку зусилля на штоці гідроциліндра з тією різницею, що зусилля протидії рідини замінюється зусиллям протидії відпускної пружини або тиску повітря. При розрахунках пневмоприводів приймають тиск стиснутого повітря, яке підводиться до циліндра, 0,3-1,0 МПа, повітря з порожнини циліндра витісняється поршнем під постійним тиском 0,25 МПа.

Розглянемо спрощений інженерний розрахунок пневмоприводу та конкретні варіанти його використання у виробництві та ремонті вагонів.

Типовий поршневий циліндр. Зусилля по штоку поршня $P_{шт}$ циліндра, кгс, знаходимо за формулою

$$P_{шт} = Fp\eta_{ц} - P_1, \quad (3.1)$$

де F – площа поршня гальмівного циліндра (ГЦ), см²;

p – розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі, кгс/см²;

$\eta_{ц}$ – коефіцієнт втрат на тертя в гальмівному циліндрі (приймається $\eta_{ц} = 0,98$);

P_1 – приведені до штока гальмівного циліндра зусилля відпускної пружини, кгс.

Площа поршня циліндра F , см²

$$F = \frac{\pi \cdot D_{гц}^2}{4}, \quad (3.2)$$

де $D_{гц}$ – діаметр гальмівного циліндра, см.

Зусилля відпускної пружини гальмівного циліндра визначається виразом

$$P_1 = P_0 \mathcal{J}_{пр} L_{шт}. \quad (3.3)$$

де P_0 – зусилля попереднього стиснення відпускної пружини ГЦ, кгс;

$\mathcal{J}_{пр}$ – жорсткість відпускної пружини ГЦ, кгс/см;

$L_{шт}$ – розрахунковий вихід штока ГЦ, см.

Циліндр діафрагмового типу (мембранний). Зусилля по штоку поршня $P_{шт}$ циліндра, кгс, знаходимо за формулою

$$P_{шт} = F_d p \eta_{ц} - P_1, \quad (3.4)$$

де F_d – активна площа діафрагми циліндра, см²;

p – розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі, кгс/см²;

$\eta_{ц}$ – коефіцієнт втрат на тертя в гальмівному циліндрі (приймається $\eta_{ц} = 0,99$);

P_1 – приведені до штока гальмівного циліндра зусилля відпускної пружини, кгс.

Активна площа діафрагми циліндра F , см²

$$F_d = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2), \quad (3.5)$$

де D, d – відповідно діаметр діафрагми та шайби, см.

Зусилля відпускної пружини гальмівного циліндра визначається виразом (3.3).

3.2.1. Підбір розмірів важеля, шарніра стенда та вибір важеля

Підбір розмірів важеля. Підібрати розміри a та b важеля 2 для стенда стиснення поглинальних апаратів Ш-1-ТМ, Ш-2-Т, Ш-2-В, ПМК-110А, зображеного на рис. 3.4, а також елементи стенда (важелі та осі).

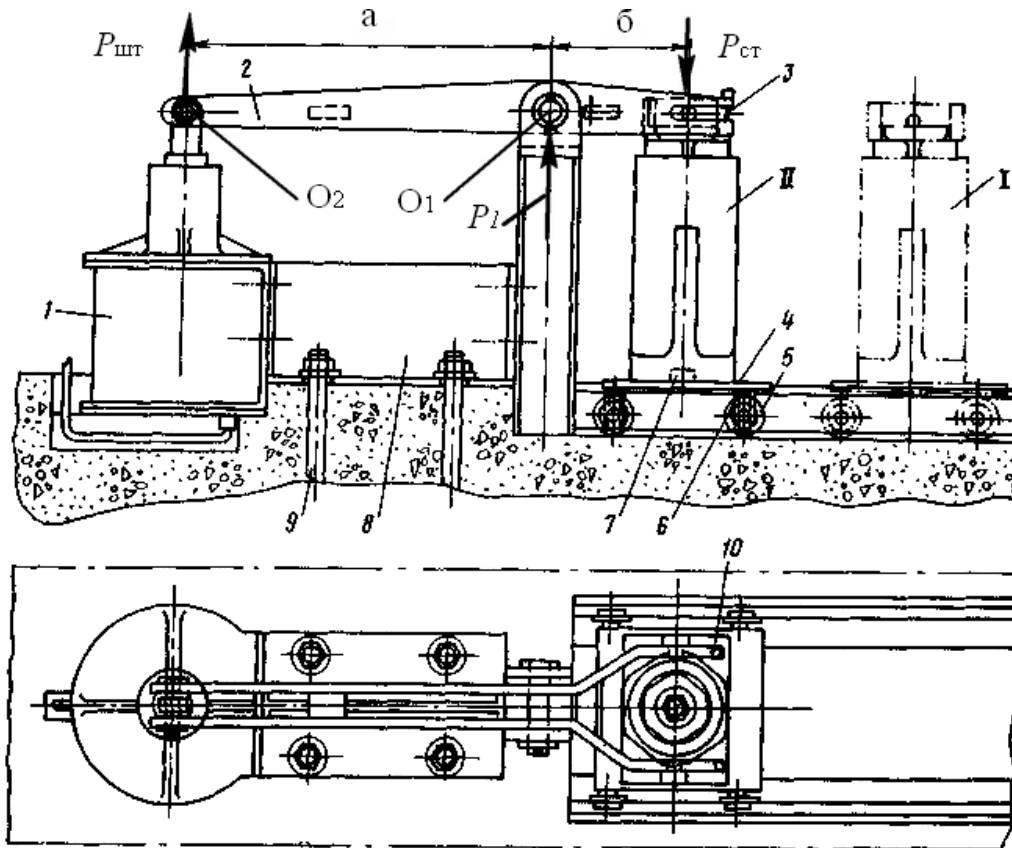


Рис. 3.4. Стенд для стиснення поглинальних апаратів

1 – пневмоциліндр; 2 – важіль; 3 – знімне кільце; 4 – підстава; 5 – колеса візка;
6 – гумові прокладки; 7 – виступ; 8 – рама; 9 – болти; 10 – запобіжний стрижень

Знаходимо зусилля на штоці поршня $P_{шт}$ за формулою (3.1). Параметри гальмівних циліндрів наведені в табл. В.1 дод. В.

Корисне зусилля стенда, яке розвивається на кінці важеля 2, знаходимо за формулою

$$P_{ст} = P_{шт} n \eta, \quad (3.6)$$

де $P_{шт}$ – зусилля на штоці поршня циліндра, т;

n – передатне відношення важеля.

η – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя у шарнірах важеля, $\eta=0,99$.

Знаходимо передатне відношення n . Складемо рівняння моментів відносно точки O_1 .

$$\sum M_{O_1} = 0;$$

$$P_{шт} \cdot a = P_{ст} \cdot б \quad (3.7)$$

Виразимо $P_{ст}$

$$P_{ст} = P_{шт} \frac{a}{б} \quad (3.8)$$

Відношення $a/б$ і є передатним відношенням важеля n . Звідки

$$n = \frac{P_{ст}}{P_{шт} \eta}, \quad (3.9)$$

де $P_{шт}$, $P_{ст}$ – відповідне зусилля на штоці поршня та корсетне зусилля стенда, т.

Розміри пліч важелів необхідно підібрати виходячи з геометричних розмірів стенда та його окремих елементів таким чином, щоб їхні розміри були цілими числами, кратними 2. Після вибору передавального відношення уточнити корисне зусилля стенда, яке не повинно бути меншим, ніж задане.

Підбір шарніра стенда.

Розрахункову схему осі шарнірного з'єднання зображено на рис. 3.5.

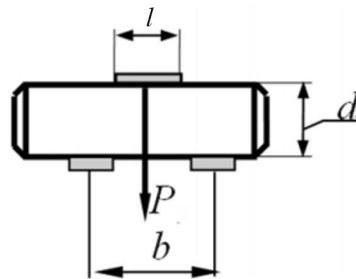


Рис. 3.5. Розрахункова схема осі

Діаметр шарнірних з'єднань d , м:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{P_i}{0,4[\sigma]} \left(b - \frac{l}{2} \right)}, \quad (3.10)$$

де P_i – розрахункове навантаження на вісь у точці i , МН (для переведення з тонн в меганьютони використовуємо формулу $P_i \cdot 9,81 \cdot 10^{-3}$);

l – довжина поверхні, яка передає навантаження, приймаємо $l = 0,025 \dots 0,050$ м;

b – відстань між серединами опор, приймаємо $b = 0,040 \dots 0,080$ м;
[σ] – допустимі напруження згину, [σ]_{20ГЛ} = 145 МПа.

Розрахункове навантаження на вісь P_i в точці O_2 відповідає зусиллю $P_{шт}$, а в точці O_1 становить

$$P_i = P_{шт} \frac{a+b}{b}, \quad (3.11)$$

де a, b – розмір плеча важеля стенда, м.

Після розрахунку діаметри осі округлюємо в більший бік, кратний 2, з точністю до третього знака після коми.

Напруження зрізу осі в точці i

$$\tau_i = \frac{P_i}{nF_i} \leq [\tau], \quad (3.12)$$

де P_i – розрахункове навантаження на вісь у точці i , МН;

n – кількість площин зрізу, $n = 2$;

[τ] – допустиме напруження на зріз, [τ]_{20ГЛ} = 85 МПа;

F_i – площа поперечного перерізу осі в точці i , м².

$$F_i = \frac{\pi d_i^2}{4}, \quad (3.13)$$

d_i – діаметр осі, м.

Напруження зм'яття

$$\sigma_{зм_i} = \frac{4P_i}{\pi d_i l_i} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.14)$$

де P_i – розрахункове навантаження на вісь у точці i , МН;

d_i – діаметр осі в точці i , м;

l_i – довжина поверхні, яка передає навантаження в точці i ;

$\sigma_{зм}$ – допустиме напруження на зріз [$\sigma_{зм}$]_{20ГЛ} = 230 МПа.

Вибір важеля стенда. Приймаємо вихідні дані до розрахунку:

– товщина важеля $t = 0,012 \dots 0,050$ м,

– ширина важеля в перерізі отвору O_1 під валик $H = 0,150 \dots 0,400$ м.

Діаметри отворів приймаємо більшими на 10 мм, ніж обрані діаметри осей, оскільки в отвори будуть встановлені зносостійкі втулки. Відповідно до схеми стенда (див. рис. 3.4) одночасно працює два важелі, тобто товщину важеля в розрахунках приймаємо $2t$.

Напруження згину в перерізі отвору O_1

$$\sigma_3 = \frac{P_{\text{шт}} a}{W} \leq [\sigma_3], \quad (3.15)$$

де $P_{\text{шт}}$ – зусилля на штоці поршня, МН;

a – відстань від місця прикладання зусилля до центру осі, м;

$[\sigma_3]$ – допустиме напруження згину, $[\sigma_3]_{15\text{ХСНД}} = 180$ МПа;

W – момент опору поперечного перерізу важеля відносно його центральної осі, перпендикулярної площині дії згинального моменту, м³:

$$W = \frac{I}{0,5H}, \quad (3.16)$$

H – ширина важеля в перерізі отвору під валик, м;

I – момент інерції, м⁴:

$$I = \frac{t(H^3 - d^3)}{12}, \quad (3.17)$$

де t – товщина важеля, м;

H – ширина важеля в перерізі отвору під валик, м;

d – діаметр отвору важеля, м.

Напруження зрізу перемичок (розраховується для всіх шарнірів)

$$\tau = \frac{P_i}{th_i} \leq [\tau], \quad (3.18)$$

де P_i – розрахункове навантаження в точці i , МН;

t – товщина важеля, м;

h_i – висота перерізу i -го вушка по лінії зрізу, м;

$[\tau]$ – допустиме напруження зрізу, $[\tau]_{15\text{ХСНД}} = 115$ МПа.

$$h = R - \frac{d}{2}, \quad (3.19)$$

де R – радіуси зовнішніх обрисів вушок важеля, м:
для закріплення в точці O_2 – не менш ніж $R = 1,05d$,
для закріплення в точці O_1 – не менш ніж $R = 1,6d$;

d – діаметр отвору важеля, м.

Отримані значення R округлити в більший бік, кратний 5, з точністю до третього знака після коми.

Напруження зім'яття отворів (розраховується для всіх шарнірів)

$$\sigma_{зм} = \frac{4P}{\pi dt} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.20)$$

де P – розрахункове навантаження, МН;

d – діаметр отвору важеля, м;

t – товщина важеля, м.

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зім'яття $[\sigma_{зм}]_{15ХСНД} = 220$ МПа.

Таблиця 3.1

Дані до розрахунку

Номер варіанта	Діаметр циліндра $D_{гц}$, дюйми	Корисне зусилля стенда $P_{ст}$, т	Тиск повітря в напірній магістралі p , кгс/см ²
1	10	10	5
2	12	15	6
3	14	20	7
4	16	25	8
5	10	15	5
6	12	20	6
7	14	25	7
8	16	30	8
9	12	25	5
10	14	30	6

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Діаметр циліндра $D_{гц} = 14'$, корисне зусилля стенда $P_{ст} = 15$ т, тиск повітря в напірній магістралі $p = 8$ кгс/см².

Параметри типового поршневого циліндра: $D_{гц} = 14/35,6$ дюйм/см, зусилля попереднього стиснення відпускної пружини ГЦ $P_0 = 154$ кгс, жорсткість відпускної пружини ГЦ $J_{пр} = 6,54$ кгс/см, максимальний вихід штока ГЦ $L_{шт} = 24$ см.

Розрахунок. Визначаємо площу поршня циліндра:

$$F = \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} = 994,88 \text{ см}^2.$$

Зусилля відпускної пружини гальмівного циліндра:

$$P_1 = 154 + 6,54 \cdot 24 = 310,96 \text{ кгс}.$$

Знаходимо зусилля на штоці поршня:

$$P_{\text{шт}} = 994,88 \cdot 8 \cdot 0,98 - 310,96 = 7488,90 \text{ кгс.}$$

Передавальне відношення важеля

$$n = \frac{15000}{7488,90 \cdot 0,99} = 2,023,$$

оскільки

$$\frac{a}{b} = n.$$

Розміри пліч важелів підберемо таким чином, щоб їхні розміри були цілими числами, кратними 2. Обираємо $a=600$ м, $b=200$ мм.

Уточнюємо корисне зусилля станда

$$n = \frac{600}{200} = 3.$$

$$P_{\text{ст}} = 7488,90 \cdot \frac{600}{200} = 22\,467 \text{ кгс.}$$

$$22\,467 \text{ кгс} > 15\,000 \text{ кгс.}$$

Підбір шарніра станда. Розрахункове навантаження на вісь P_1 в точці O_1 становить:

$$P_1 = 7488,90 \cdot \frac{600 + 200}{200} = 44\,933 \text{ кгс.}$$

Діаметр шарнірних з'єднань при довжині поверхні, яка передає навантаження, $l = 0,050$ м, відстані між серединами опор $b = 0,050$ м та допустимих напруженнях згину $[\sigma]_{20\text{ГЛ}} = 145$ МПа:

– у точці O_1

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{0,4408}{0,4 \cdot 145} \left(0,05 - \frac{0,050}{2} \right)} = 0,057 \text{ м.}$$

Округлюємо в більший бік, кратний 2. Приймаємо $d_1 = 0,058$ м;

– у точці O_2

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{0,2204}{0,4 \cdot 145} \left(0,05 - \frac{0,050}{2} \right)} = 0,046 \text{ м.}$$

Площа поперечного перерізу осі:

– у точці O_1

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 0,058^2}{4} = 0,0026 \text{ м}^2;$$

– у точці O_2

$$F_2 = \frac{3,14 \cdot 0,046^2}{4} = 0,0017 \text{ м}^2.$$

Напруження зрізу осі:

– у точці O_1

$$\tau_1 = \frac{0,4408}{2 \cdot 0,0026} = 84,77 \text{ МПа};$$

– у точці O_2

$$\tau_2 = \frac{0,2204}{2 \cdot 0,0017} = 64,82 \text{ МПа}.$$

Напруження зім'яття:

– у точці O_1

$$\sigma_{з\text{м}_1} = \frac{4 \cdot 0,4408}{3,14 \cdot 0,058 \cdot 0,050} = 193,63 \text{ МПа},$$

– у точці O_2

$$\sigma_{з\text{м}_2} = \frac{4 \cdot 0,2204}{3,14 \cdot 0,046 \cdot 0,050} = 122,07 \text{ МПа}.$$

Отримані напруження зсуву та зім'яття в обох точках менші за допустимі $[\tau]_{20\text{ГЛ}} = 85 \text{ МПа}$ та $[\sigma_{з\text{м}}]_{20\text{ГЛ}} = 230 \text{ МПа}$ відповідно, отже, міцність осі забезпечується.

Вибір важеля стенда. Приймаємо вихідні дані до розрахунку:

– товщина важеля $t = 0,050 \text{ м}$,

– ширина важеля в перерізі отвору O_1 під валик $H = 0,300 \text{ м}$.

Діаметри отворів приймаємо більшими на 10 мм, ніж обрані діаметри осей, оскільки в отвори будуть встановлені зносостійкі втулки. Відповідно до схеми стенда (див. рис. 3.4) одночасно працює два важелі, тобто товщину важеля в розрахунках приймаємо $2t = 0,1 \text{ м}$.

Момент інерції в точці O_1

$$I = \frac{0,1 \cdot (0,3^3 - 0,068^3)}{12} = 0,00022 \text{ м}^4.$$

Момент опору поперечного перерізу важеля відносно його центральної осі, перпендикулярної площині дії згинального моменту:

$$W = \frac{0,00022}{0,5 \cdot 0,3} = 0,00148 \text{ м}^3.$$

Напруження згину в перерізі отвору O_1

$$\sigma_s = \frac{0,07347 \cdot 0,600}{0,00148} = 29,73 \text{ МПа.}$$

Радіуси зовнішніх обрисів вушка важеля

– у точці O_1

$$R_1 = 1,6 \cdot 0,068 = 0,1088 \text{ м;}$$

– у точці O_2

$$R_2 = 1,6 \cdot 0,056 = 0,0896 \text{ м.}$$

Отримані значення R округлюємо в більший бік, кратний 5. Приймаємо $R_1 = 0,110 \text{ м}$, $R_2 = 0,090 \text{ м}$.

Висота перерізу вушка по лінії зрізу:

– у точці O_1

$$h_1 = 0,110 \cdot \frac{0,068}{2} = 0,076 \text{ м;}$$

– у точці O_2

$$h_2 = 0,090 - \frac{0,056}{2} = 0,062 \text{ м.}$$

Напруження зрізу перемичок:

– у точці O_1

$$\tau_1 = \frac{0,4408}{0,1 \cdot 0,076} = 58,0 \text{ МПа;}$$

– у точці O_2

$$\tau_1 = \frac{0,2204}{0,1 \cdot 0,062} = 35,55 \text{ МПа.}$$

Отримане значення напруження зрізу менше за допустиме $[\tau]_{15\text{ХСНД}} = 115 \text{ МПа}$ – міцність забезпечено.

Напруження зім'яття отворів:

– у точці O_1

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot 0,4408}{3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,1} = 82,58 \text{ МПа};$$

– у точці O_2

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot 0,2204}{3,14 \cdot 0,056 \cdot 0,1} = 41,29 \text{ МПа}.$$

Отримане значення напруження зім'яття отворів менше за допустиме $[\sigma_{\text{зм}}]_{15\text{ХСНД}} = 220 \text{ МПа}$ – міцність забезпечено.

3.2.2. Підбір пневмоциліндра

Визначити необхідну силу на пневматичному притиску стенда для зварювання металоконструкцій (рис. 3.6) та підібрати пневматичний циліндр.

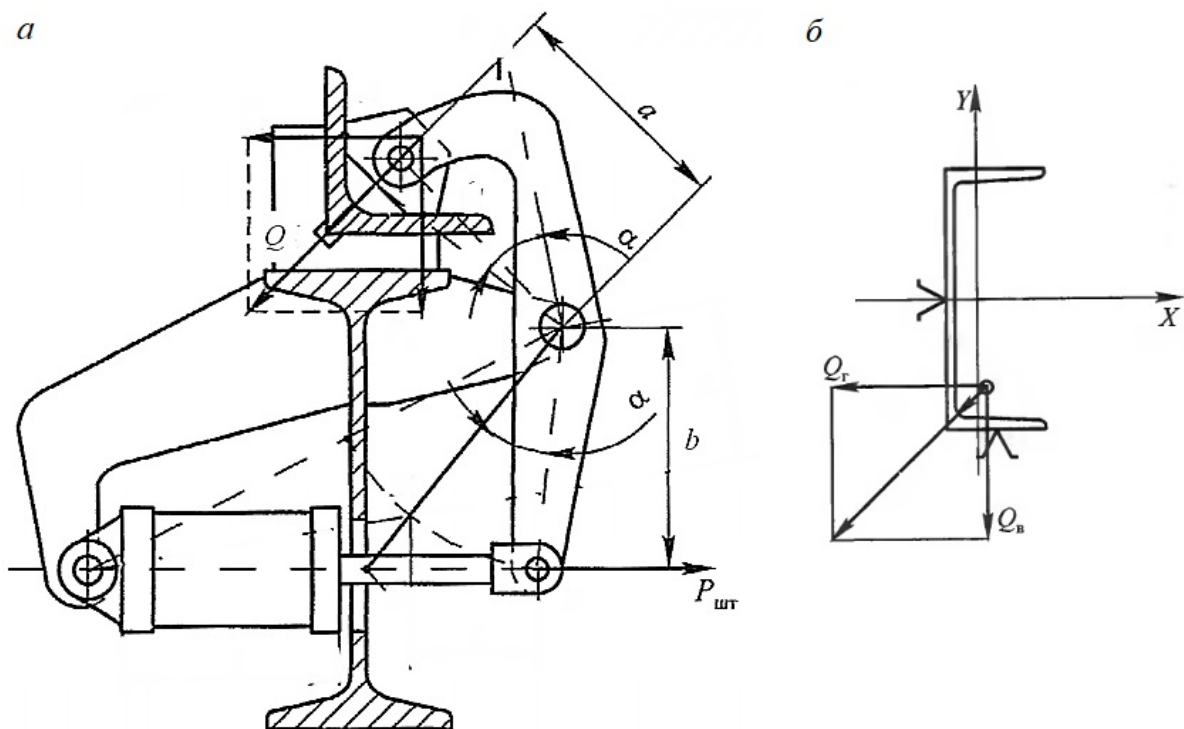


Рис. 3.6. Схема закріплення балок на стенді:

a – схема стенда; *б* – зусилля, які виникають при закріпленні прокатного профілю

Вагу деталі G (Н) знаходимо за формулою

$$G = gml, \quad (3.21)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

m – погонна маса прокатного профілю, кг/м;

L – довжина прокатного профілю, м.

Складова Q_1 (Н) горизонтальної та вертикальної сил притиснення:

$$Q_{1Г} = Q_{1В} = \frac{1}{n}(4...5)G, \quad (3.22)$$

де n – кількість притискачів.

Складова сили притиснення Q_2 , Н, необхідна для усунення початкових відхилень форми балок:

при кількості пневматичних притискачів до 3 включно:

$$Q_{2i} = \frac{48EJ_i f_0}{L^3}, \quad (3.23)$$

при кількості пневматичних притискачів 4 та більше:

$$Q_{2i} = \frac{384EJ_i f_0}{5nL^3}, \quad (3.24)$$

де E – модуль пружності, Па (для переведення одиниць вимірювання з мегапаскалів у паскалі необхідно $E \cdot 10^6$);

J_i – моменти інерції в горизонтальній та вертикальній площинах, м^4 (для переведення одиниць вимірювання із сантиметрів у четвертому степені в метри в четвертому степені необхідно $J_i \cdot 10^{-8}$);

f_0 – прогин, м;

L – довжина прокатного профілю, м;

n – кількість притискачів.

$$f_0 = 0,002L. \quad (3.25)$$

Потрібні зусилля закріплення балки Q_i , Н, у горизонтальній та вертикальній площинах відповідно дорівнюють:

$$Q_{Г} = Q_{1Г} + Q_{2Г},$$

$$Q_{В} = Q_{1В} + Q_{2В}. \quad (3.26)$$

Рівнодіюча сил притиснення – сила Q , Н, яка повинна розвиватися на притискачі:

$$Q = \sqrt{Q_G^2 + Q_B^2}. \quad (3.27)$$

Зусилля на штоці пневмоциліндра $P_{шт}$, Н, знаходимо за формулою

$$P_{шт} = Q \frac{a}{b}, \quad (3.28)$$

де Q – рівнодіюча сила притиснення, яка повинна розвиватися на притискачі, Н

a, b – плечі важеля, мм.

Діаметр циліндра D , м, знаходимо за формулою

$$D = k \sqrt{\frac{P_{шт}}{p}}, \quad (3.29)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,2$;

$P_{шт}$ – зусилля на штоці поршня пневмоциліндра, Н;

p – тиск повітря в пневмомагістралі, $p = 0,5 \cdot 10^6$ Па.

Приймаємо найближчий більший діаметр пневмоциліндра з табл. В.2 дод. В. Якщо розрахований діаметр циліндра перевищує рекомендовані в таблиці значення, збільшити передатне відношення пліч важеля або збільшити кількість притискань та повторити розрахунок.

Таблиця 3.2

Вихідні дані

Номер варіанта	Прокатний профіль	Погонна маса профілю, кг/м	Довжина профілю, м	Моменти інерції, см ⁴	Кількість притискачів n	Плечі важеля, мм
1	Швелер 20 В1	25,77	$L=3$	$J_x=1914,$ $J_y=144$	3	$a=200, b=270$
2	Кутик 100×63×10	12,4	$L=1,5$	$J_x=154,$ $J_y=47$	2	$a=220, b=300$
3	Двотавр №10	9,46	$L=1,5$	$J_x=198,$ $J_y=18$	2	$a=300, b=380$
4	Швелер 20 В2	28,7	$L=3,5$	$J_x=2361,$ $J_y=327$	3	$a=300, b=330$
5	Кутик 110×70×8	10,9	$L=1,5$	$J_x=172,$ $J_y=55$	2	$a=200, b=280$

Номер варіанта	Прокатний профіль	Погонна маса профілю, кг/м	Довжина профілю, м	Моменти інерції, см ⁴	Кількість при- тискачів n	Плечі важеля, мм
6	Двотавр №12	11,5	$L=2$	$J_x=350,$ $J_y=28$	2	$a=350, b=400$
7	Швелер 26В	39,7	$L=4$	$J_x=5131,$ $J_y=343$	4	$a=410, b=460$
8	Кутик 125×80×12	18,3	$L=2$	$J_x=365,$ $J_y=117$	2	$a=300, b=340$
9	Двотавр №14	13,7	$L=2,5$	$J_x=572,$ $J_y=42$	2	$a=200, b=270$
10	Швелер 30В	34,44	$L=4,5$	$J_x=6045,$ $J_y=261$	4	$a=220, b=300$

- Примітка: 1) Початкова кривизна профілю в горизонтальній та вертикальній площині f_0 не більше 0,2 % довжини профілю.
2) Модуль пружності сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Прокатний профіль – кутик 200×125×11, погонна маса профілю 27,4 кг/м, довжина профілю – 1,5 м, моменти інерції – $J_x=1449$ см⁴, $J_y=46$ см⁴, кількість притискань $n = 3$; плечі важеля $a = 200$ мм, $b = 330$ мм.

Розрахунок. Вага деталі

$$G = 9,81 \cdot 27,4 \cdot 1,5 = 403,19 \text{ Н.}$$

Складова Q_1 горизонтальної та вертикальної сил притиснення:

$$Q_{1Г} = Q_{1В} = \frac{1}{3} \cdot 5 \cdot 403,19 = 671,98 \text{ Н.}$$

Прогин

$$f_0 = 0,002 \cdot 1,5 = 0,003 \text{ м.}$$

Складова сили притиснення Q_2 , необхідна для усунення початкових відхилень форми балок:

- при кількості пневматичних притискачів до 3 включно:
– горизонтальна

$$Q_{2Г} = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1,449 \cdot 10^{-8} \cdot 0,003}{1,5^3} = 12368 \text{ Н;}$$

– вертикальна

$$Q_{2B} = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 46 \cdot 10^{-8} \cdot 0,003}{1,5^3} = 3\,925 \text{ Н.}$$

Потрібні зусилля закріплення балки:

– у горизонтальній площині

$$Q_T = 671,98 + 123\,648 = 124\,319,98 \text{ Н;}$$

– у вертикальній площині

$$Q_B = 671,98 + 3\,925 = 4\,596,98 \text{ Н.}$$

Рівнодіюча сила притиснення, яка повинна розвиватися на притискачі:

$$Q = \sqrt{124\,319,98^2 + 4\,596,98^2} = 124\,404,94 \text{ Н.}$$

Зусилля на штоці пневмоциліндра $P_{шт}$ знаходимо за формулою

$$P_{шт} = 124\,404,94 \cdot \frac{200}{330} = 75\,396,93 \text{ Н.}$$

Діаметр циліндра D знаходимо за формулою

$$D = 1,2 \cdot \sqrt{\frac{75\,396,93}{0,5 \cdot 10^6}} = 0,466 \text{ м.}$$

У табл. В.2 дод. В найближчий діаметр пневмоциліндра 0,4 м, тому необхідно виконати корегування системи – збільшуємо кількість притискань до чотирьох. Тоді зусилля на штоці пневмоциліндра $P_{шт} = 30\,296 \text{ Н}$, а необхідний діаметр пневмоциліндра $D = 0,296 \text{ м}$. З табл. В.2 дод. В приймаємо найближчий більший діаметр $D = 30,5 \text{ см}$.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 4

КОНВЕЄРИ

4.1. Призначення конвеєрів

Для безперервної передачі в одному напрямку штучних виробів на поточкових лініях різних підприємств застосовують різноманітні типи конвеєрних установок. Висока продуктивність, безперервність вантажопотоку, простота

конструкції й високий ступінь автоматизації зумовили широке використання конвеєрів.

Ефективність використання конвеєрів у технологічному процесі вагоноремонтного підприємства залежить від того, наскільки тип і параметри обраного конвеєра відповідають властивостям вантажу й параметрам технологічного процесу.

Конвеєри класифікують таким чином:

– приводні конвеєри з тяговими органами (стрічкові, ланцюгові, пластинчасті, скребкові, ковшові, колискові, стельові, підвісні, візкові, фрикційні, штангові й штовхальні) і без тягових органів (гвинтові, вібраційні, роликові, а також різні види пневматичного транспорту);

– неприводні конвеєри (похилі й гвинтові спуски, роликові транспортери, труби самопливного транспорту та ін.).

За способом переміщення вантажу конвеєри розділяють на вантажонесучі (вантаж лежить на тяговому органі й не має відносного руху по деталях транспортувального пристрою) і вантажорухові (у них тяговий орган додає вантажеві відносний рух по настилу або нерухомих напрямних).

За характером руху вантажу конвеєрні пристрої потокових ліній можуть бути розділені на три основних види:

– з безперервним рухом вантажу в одному напрямку (частіше з постійною швидкістю);

– з періодичними зупинками (крокові);

– з періодичним рухом із двома почергово змінними швидкостями (змінний рух).

Вибираючи тип конвеєра для вагоноремонтного виробництва, слід врахувати необхідну продуктивність, довжина транспортування, форму траси й напрямок переміщення (горизонтальний, похилий, вертикальний, комбінований), конфігурацію траси, умови завантаження й розвантаження конвеєра, характеристики вантажу, вимоги техніки безпеки тощо.

4.2. Розрахунок конвеєрів

4.2.1. Стрічковий конвеєр

Визначити продуктивність та основні параметри стрічкового конвеєра з плоскою стрічкою.

Продуктивність стрічкового конвеєра (для штучного вантажу) Q , т/год:

$$Q = mn, \quad (4.1)$$

де m – маса вантажу (деталі або вузла) який транспортується стрічкою, т;

n – кількість деталей або вузлів, які транспортуються стрічкою за годину роботи.

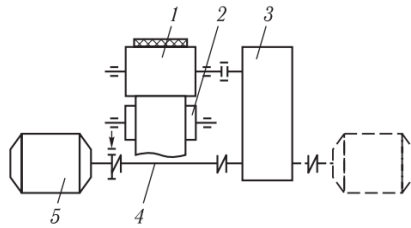


Рис. 4.1. Схема приводу стрічкового конвеєра:

1 – привідний барабан; 2 – відхильний барабан; 3 – редуктор;
4 – проміжний вал; 5 – електродвигун

Продуктивність стрічкового конвеєра (для сипучого матеріалу) Q , т/год:

$$Q = 3600 F V \gamma, \quad (4.2)$$

де F – площа поперечного перерізу струменя вантажу, м^2 ;

V – швидкість руху стрічки, м/с ;

γ – щільність вантажу, т/м^3 .

Площа струменя матеріалу на плоскій стрічці, м^2

$$F = 0,16 B^2 \text{tg}(0,5\rho), \quad (4.3)$$

де B – ширина стрічки, м ;

ρ – кут природного відкосу матеріалу, град.

Ширина стрічки конвеєра B , м :

– для штучного вантажу

$$B = L + 0,2, \quad (4.4)$$

де L – розмір виробу з урахуванням його розміщення на конвеєрі, м ;

– для сипкого вантажу

$$B = \sqrt{\frac{Q}{c V \gamma}}, \quad (4.5)$$

де c – коефіцієнт продуктивності.

$$c = 576 \text{tg}(0,5\rho). \quad (4.6)$$

Продуктивність Q похилих конвеєрів з кутами нахилу $10 \dots 18^\circ$ приймаємо меншою на $5 \dots 15 \%$ порівняно з горизонтальними конвеєрами.

Опір руху стрічки та тягове зусилля W , Н

– по вантажній гілці

$$W_{\text{в}} = [(q + q_c + q'_p)w' \cos \beta \pm (q + q_c) \sin \beta] gL, \quad (4.7)$$

– по порожній гілці

$$W_{\text{п}} = [(q_c + q''_p)w' \cos \beta \pm q_c \sin \beta] gL, \quad (4.8)$$

де q – погонна маса вантажу, кг/м,

q_c – погонна маса стрічки, кг/м;

q'_p, q''_p – погонна маса обертових частин відповідно на вантажній та порожній гілках конвеєра, кг/м;

w' – питомий опір руху стрічки;

β – кут нахилу конвеєра, град;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

L – довжина конвеєра, м.

Погонну масу вантажу, т/м, обчислюємо за формулою

$$q = \frac{Q}{3,6V}, \quad (4.9)$$

де Q – розрахунковий часовий вантажопотік, т/год

V – швидкість руху стрічки, м/с.

Величини q'_p, q''_p знаходимо з виразів

$$q'_p = \frac{m'_p}{I'_p}, \quad q''_p = \frac{m''_p}{I''_p}, \quad (4.10)$$

де m'_p, m''_p – маса обертових частин відповідно на вантажній та порожній гілках конвеєра, кг;

I'_p, I''_p – відстань між роликami відповідно на вантажній та порожній гілках конвеєра, м.

Значення питомого опору руху w' стрічкових конвеєрів обираємо з табл. 4.1 залежно від довжини конвеєра L та його ширини B .

Маса обертових частин відповідно на вантажній і порожній гілках, кг:

$$m'_p = 13 + 23B, \quad (4.11)$$

$$m''_p = 8 + 14B, \quad (4.12)$$

де B – ширина стрічки, м.

Таблиця 4.1

Питомий опір руху стрічкових конвеєрів

$B, \text{ м}$	Питомий опір руху, w'	
	$L \leq 200 \text{ м}$	$L > 200 \text{ м}$
$\leq 0,8$	0,05	0,040
$> 0,8$	0,04	0,035

У табл. 4.2 наведено масу 1 м^2 гумотканинних стрічок m_c залежно від кількості тканинних прокладок.

Таблиця 4.2

Маса 1 м^2 гумотканинних стрічок, кг

Тип стрічки	Кількість тканинних прокладок, i					
	3	4	5	6	7	8
БКНЛ-65	7,3	8,2	9,1	10,0	10,9	11,8
ТА-100	11,1	12,30	13,5	14,7	15,9	17,1
ТК-300	12,0	13,5	15,0	16,5	18	19,5

Примітка: цифри в шифрі стрічки відповідають розривному зусиллю 1 мм ширини прокладок (k_z), Н/мм.

Погонна маса стрічки, кг/м

$$q_c = m_c \cdot B, \quad (4.13)$$

де B – ширина стрічки, м;
 m_c – маса 1 м^2 стрічки, кг.

У формулах (4.7) та (4.8) знак «+» або «-» приймають залежно від напрямку переміщення вантажу на похилому конвеєрі. Якщо напрямок руху вантажу збігається з нахилом конвеєра, тоді у формулі (4.7) ставлять «-», а у формулі (4.8) «+», у протилежному випадку знаки ставлять навпаки.

Загальне тягове зусилля стрічкового конвеєра знаходимо за формулою, Н:

$$P = k(W_B + W_{II}), \quad (4.14)$$

де k – узагальнений коефіцієнт, що враховує додаткові опори (табл. 4.3).

Узагальнений коефіцієнт

k	4,5	3,2	2,8	2,4	1,9	1,85	1,5
Довжина стрічки L, м	≤10	20	30	50	80	100	200

Потужність на валу двигуна стрічкового конвеєра, кВт, визначаємо за формулою (1.6) ПР1, двигун обираємо за табл. А.1 дод. А.

Мінімальний натяг стрічки на приводному барабані, Н, необхідний для усунення проковзування при роботі стрічкового конвеєра, знаходимо за формулою

$$S_{\text{н}} = k_m \frac{P}{2e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (4.15)$$

де k_m – коефіцієнт запасу сил тертя на приводних барабанах, $k_m = 1,15 \dots 1,2$;

P – загальне тягове зусилля стрічкового конвеєра, Н;

e – основа натурального логарифма, $e = 2,718$;

μ – коефіцієнт тертя між стрічкою та барабаном, $\mu = 0,3 \dots 0,35$ (у сухому приміщенні); $\mu = 0,15 \dots 0,25$ (на вулиці або у вологому приміщенні);

α – «активний» кут обхвату барабанів, $\alpha = 3,5 \dots 3,8$ рад.

Отримане значення порівнюємо з допустимим натягом стрічки конвеєра, Н

$$S_{\text{н.д}} = \frac{1000k_z i B}{m}, \quad (4.16)$$

де k_z – розривне зусилля 1 мм ширини прокладок для гумотканинних стрічок, Н/мм (приймається за табл. 4.2);

i – прийняте число прокладок гумотканинних стрічок;

B – ширина стрічки, м;

m – запас міцності стрічки, $m = 7 \dots 9$.

Таблиця 4.4

Вихідні дані. Варіант 1-5
(Продуктивність стрічкового конвеєра для штучного вантажу)

Варіант	Маса вантажу (деталі або вузла) m , т	Кількість деталей, які транспортуються стрічкою за годину роботи, n	Ширина деталі, м	Швидкість руху стрічки V , м/с	Кут нахилу конвеєра β , град	Довжина конвеєра, м	Відстань між роликками на вантажній/порожній гілці l'_p / l''_p , м
1	0,1	2	0,3	0,4	0	5	1,0/2,0
2	0,25	3	0,5	0,5	5	10	1,0/2,0
3	0,3	4	0,8	0,6	10	15	1,2/2,8
4	0,35	5	0,9	0,7	15	20	1,2/2,4
5	0,4	6	1,0	0,8	0	25	1,4/2, 8

Таблиця 4.5

Вихідні дані. Варіант 6-10
(Продуктивність стрічкового конвеєра для сипкого матеріалу)

Варіант	Ширина стрічки, м	Кут відкосу матеріалу ρ , град	Щільність матеріалу в насипі γ , т/м ³	Швидкість руху стрічки V , м/с	Кут нахилу конвеєра β , град	Довжина конвеєра, м	Відстань між роликками на вантажній/порожній гілці l'_p / l''_p , м
6	0,8	25	0,8	2	0	100	1,4/2, 8
7	0,8	30	0,8	2,5	10	200	1,2/2,4
8	0,8	25	0,9	3	18	300	1,0/2,0
9	0,8	30	0,9	2	0	100	1,4/2, 8
10	1,0	25	0,8	2,5	10	200	1,2/2,4

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Необхідно розрахувати конвеєр для переміщення бічної рами візка моделі 18-100. Маса деталі 0,42 т, ширина деталі 0,554 м, швидкість руху стрічки $V=0,5$ м/с, кут нахилу конвеєра $\beta=10$ град, довжина конвеєра 10 м, відстань між роликками на вантажній гілці $l'_p=1,0$ м, на порожній гілці $l''_p=2,0$ м. За годину роботи конвеєром переміщається дві бічні рами.

Розрахунок. Продуктивність стрічкового конвеєра

$$Q = 0,42 \cdot 2 = 0,84 \text{ т/год.}$$

Ширина стрічки конвеєра

$$B = 0,554 + 0,2 = 0,754 \text{ м.}$$

Погонна маса вантажу

$$q = \frac{0,84}{3,6 \cdot 0,5} = 0,467 \text{ кг/м.}$$

Маса обертових частин на гілках:

– вантажній

$$m'_p = 13 + 23 \cdot 0,754 = 30,342 \text{ кг,}$$

– порожній

$$m''_p = 8 + 14 \cdot 0,754 = 18,556 \text{ кг.}$$

Погонна маса обертових частин на гілках конвеєра:

– вантажній

$$q'_p = \frac{30,342}{1} = 30,342 \text{ кг/м}$$

– порожній

$$q''_p = \frac{18,556}{2} = 9,278 \text{ кг/м.}$$

Для конвеєра приймаємо гумотканинну стрічку типу БКНЛ-65 з кількістю тканинних прокладок $i = 3$, маса 1 м^2 стрічки $m_c = 7,3 \text{ кг}$.

За табл. 4.1 обираємо значення питомого опору руху стрічкових конвеєрів залежно від довжини конвеєра $L = 10 \text{ м}$ та його ширини $B = 0,754 \text{ м}$: $w' = 0,05$.

Погонна маса стрічки, кг/м

$$q_c = 7,3 \cdot 0,754 = 5,504 \text{ кг/м.}$$

Опір руху стрічки та тягове зусилля:

– по вантажній гілці

$$W_b = [(0,467 + 5,504 + 30,342) \cdot 0,05 \cdot \cos 10 + (0,467 + 5,504) \sin 10] \cdot 9,81 \cdot 10 = 277,1 \text{ Н;}$$

– по порожній гілці

$$W_{\text{н}} = [(5,504 + 9,878) \cdot 0,05 \cdot \cos 10 - 5,504 \sin 10] \cdot 9,81 \cdot 10 = -19,5 \text{ Н.}$$

Загальне тягове зусилля стрічкового конвеєра знаходимо за формулою

$$P = 4,5(277,1 - 19,5) = 1334,7 \text{ Н.}$$

Потрібна потужність електродвигуна при коефіцієнті корисної дії $\eta=0,8$ приво-
ду та коефіцієнті запасу потужності $k=1,1$ визначаємо за формулою (1.18)

$$N = 1,1 \frac{1,3347 \cdot 0,5}{0,8} = 0,918 \text{ кВт.}$$

Обираємо електродвигун 4А901.В8УЗ потужністю 1,1 кВт.

Мінімальний натяг стрічки на приводному барабані, необхідний для усунення проковзування, при роботі стрічкового конвеєра за таких умов: коефіцієнт тертя між стрічкою та барабаном – $\mu = 0,3$, коефіцієнт запасу сил тертя на приводних барабанах – $k_m=1,2$, «активний» кут обхвату барабанів, рад, $\alpha = 3,5$ рад, становить

$$S_{\text{н}} = 1,2 \frac{1334,7}{2e^{0,3 \cdot 3,5} - 1} = 339,7 \text{ Н.}$$

Допустимий натяг стрічки конвеєра

$$S_{\text{н.д}} = \frac{1000 \cdot 65 \cdot 3 \cdot 0,754}{9} = 16334,7 \text{ Н.}$$

Розрахований мінімальний натяг стрічки на приводному барабані менший за допустимий $339,7 < 16334,7$ – тип стрічки підібрано правильно.

4.2.2. Вантажоруховий конвеєр

Визначити продуктивність та основні параметри вантажорухового кон-
веєра згідно з варіантом.

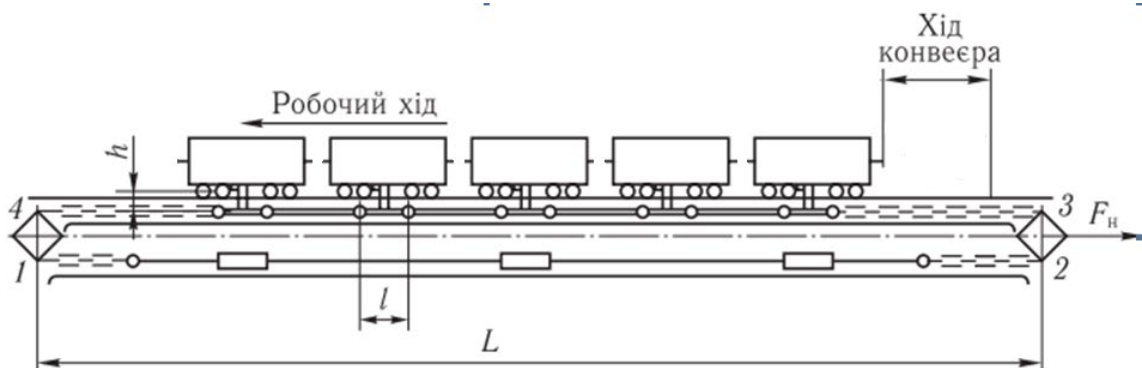


Рис. 4.2. Схема вантажорухового конвеєра-штовхача

Натяг ланцюга, H , у розрахункових точках конвеєра визначають згідно з рис. 4.2.

Натяг у точці 2

$$S_2 = S_1 + gm_0Lf, \quad (4.17)$$

де S_1 – мінімальний натяг ланцюга в точці збігання з привідної зірочки, 1000...3000 Н;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

m_0 – лінійна маса тягового елемента зворотної гілки, $m_0 = 70 \dots 80 \text{ кг/м}$;

L – загальна довжина, м;

f – коефіцієнт тертя ковзання тягового елемента зворотної гілки по напрямних, $f = 0,25$.

Натяг у точці 3:

$$S_3 = kS_2, \quad (4.18)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,06 \dots 1,1$.

Натяг у точці 4:

$$S'_4 = S_3 + W_{\text{ш}} + W_{\text{в}}, \quad (4.19)$$

де $W_{\text{ш}}$, $W_{\text{в}}$ – опір руху візків та вагонів відповідно, Н.

$$W_{\text{ш}} = (m_{\text{ш}} + n_{\text{віз}} m_{\text{віз}}) g \frac{w'}{1000}, \quad (4.20)$$

$$W_{\text{ваг}} = n_{\text{ваг}} g T \frac{\varpi_{\text{зр}}}{1000} k, \quad (4.21)$$

де $m_{\text{ш}}$ – маса штанги, $m_{\text{ш}} = 8000 \dots 9000 \text{ кг}$;

$n_{\text{віз}}$ – кількість візків, $n_{\text{віз}} = n_{\text{ваг}}$;

$m_{\text{віз}}$ – маса візка, $m_{\text{віз}} = 300 \dots 500 \text{ кг}$;

w' – питомий опір руху візків та штанги, $w' = 15 \dots 18 \text{ Н/кН}$;

$n_{\text{ваг}}$ – кількість вагонів, які одночасно переміщуються конвеєром;

T – тара вагона, кг;

$\varpi_{\text{зр}}$ – опір руху вагонів при зрушенні з місця, Н/кН, визначаємо за формулою (1.3) ПР1;

k – коефіцієнт який приймають залежно від кількості вагонів (див. табл. 1.1 ПР1).

Натяг у точці 4 з урахуванням додаткового опору натягу ланцюга:

$$S_4 = S'_4 + W_{\text{д}}, \quad (4.22)$$

де W_d – додатковий опір від натягу ланцюга, Н.

Оскільки сила, яка передається від кулачка до вагона, прикладена на деякій відстані від поздовжньої осі ланцюга, виникає додатковий опір руху штанги, Н:

$$W_d = 2W_b \frac{h}{l} w', \quad (4.23)$$

де W_b – сила опору руху вагонів, Н;

h – виліт кулака, $h = 0,9 \dots 1,2$ м;

l – база візка, $l = 1,0 \dots 1,3$ м.

Тягове зусилля на привідній зірочці, Н:

$$P = S_4 - S_1 + k_1 (S_4 + S_1), \quad (4.24)$$

де k_1 – коефіцієнт, який ураховує опір обертанню привідної зірочки, $k_1 = 0,08$.

Потужність на валу двигуна стрічкового конвеєра, кВт, визначаємо за формулою (1.6) ПР1.

Вибір ланцюга. Вибираємо тяговий орган – пластинчастий втулково-роликівий ланцюг з кроком ланцюга $t = 0,300 \dots 0,400$ м.

Для одноланцюгового конвеєра розрахункове тягове зусилля в ланцюзі становить

$$S_{\text{ланц}} = k_l (S_{\text{ст}} + S_{\text{дин}}), \quad (4.25)$$

де k_l – запас міцності ланцюга, $k_l = 10 \dots 12$;

$S_{\text{ст}}$ – статична добавка зусилля на ланцюзі, Н, $S_{\text{ст}} = S_4$;

$S_{\text{дин}}$ – динамічна добавка зусилля на ланцюзі, Н.

$$S_{\text{дин}} = 6 \frac{(m_0 L + n_{\text{віз}} m_{\text{віз}} + n_{\text{ваг}} T) g v^2}{z^2 t}, \quad (4.26)$$

де m_0 – лінійна маса тягового елемента зворотної гілки, кг/м;

L – загальна довжина, м;

$n_{\text{віз}}$ – кількість візків, $n_{\text{віз}} = n_{\text{ваг}}$;

$m_{\text{віз}}$ – маса візка, кг;

$n_{\text{ваг}}$ – кількість вагонів які одночасно переміщуються конвеєром;

T – тара вагона, кг;

v – швидкість переміщення, м/с;

z – кількість зубців привідної зірочки, $z = 8 \dots 10$;

t – крок ланцюга, м.

Обираємо ланцюг за табл. Г.1 дод. Г.

Таблиця 4.6

Вихідні дані

Варіант	Загальна довжина L , м	Робочий хід, м	Кількість вагонів, які одночасно переміщуються, $n_{\text{ваг}}$, шт	Тара вагона, т	Швидкість робочого ходу, м/с
1	81	15	4	22,5	0,10
2	149	25	5	51,0	0,15
3	177	25	6	49,0	0,20
4	63	15	4	27,0	0,25
5	81	15	5	22,5	0,30
6	99	15	6	22,0	0,10
7	93	25	4	56,0	0,15
8	121	25	5	60,1	0,20
9	94	14	6	24,1	0,25
10	60	14	4	23,2	0,30

Приклад розрахунку

Вихідні дані. Необхідно визначити продуктивність та основні параметри вантажорухового конвеєра для переміщення при деповському ремонті напіввагона моделі 12-1000 з тараю вагона 22,0 т. Одночасно переміщуються чотири вагони зі швидкістю робочого ходу 0,20 м/с, загальна довжина конвеєра $L=62$ м, робочий хід – 15 м.

Розрахунок. Визначаємо натяг ланцюга в розрахункових точках конвеєра.

Натяг у точці 2:

$$S_2 = 2\,000 + 9,81 \cdot 73 \cdot 62 \cdot 0,25 = 13\,100,02 \text{ Н.}$$

Натяг у точці 3:

$$S_3 = 1,09 \cdot 13\,100,02 = 14\,279,02 \text{ Н.}$$

Для того щоб визначити опір у точці 4, визначаємо опір руху візків та вагонів:

$$W_{\text{ш}} = (8\,100 + 4 \cdot 320) \cdot 9,81 \cdot \frac{16}{1000} = 1472,3 \text{ Н,}$$

$$\varpi_{\text{зр}} = \frac{28}{\frac{22}{4} + 7} = 2,24 \text{ Н/кН},$$

$$W_{\text{ваг}} = 4 \cdot 9,81 \cdot 22000 \cdot \frac{2,24}{1000} \cdot 1,3 = 2513,9 \text{ Н}.$$

Натяг у точці 4:

$$S'_4 = 14279,02 + 1472,3 + 2513,9 = 18265,2 \text{ Н}.$$

Знаходимо додатковий опір від натягу ланцюга для уточнення опору в точці 4

$$W_{\text{д}} = 2 \cdot 2513,9 \cdot \frac{0,95}{1,1} \cdot \frac{16}{1000} = 69,5 \text{ Н}.$$

Натяг у точці 4 з урахуванням додаткового опору натягу ланцюга

$$S_4 = 18265,2 + 69,5 = 18334,7 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на привідній зірочці

$$P = 18334,7 - 2000 + 0,08(18334,7 + 2000) = 17961,42 \text{ Н}.$$

Потужність на валу двигуна вантажорухового конвеєра за формулою (1.18)

$$N = 1,1 \cdot \frac{17,961 \cdot 0,2}{0,68} = 5,8 \text{ кВт}.$$

Обираємо електродвигун 4А16058У3 потужністю 7,5 кВт.

Вибір ланцюга. Вибираємо тяговий орган – пластинчастий втулково-роликівий ланцюг з кроком $t = 0,300 \dots 0,400$ м.

Для визначення тягового зусилля в ланцюзі знайдемо динамічну добавку

$$S_{\text{дин}} = 6 \cdot \frac{(73 \cdot 62 + 4 \cdot 320 + 4 \cdot 22000) 9,81 \cdot 0,2^2}{8^2 \cdot 0,35} = 9859,7 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля в ланцюзі становить

$$S_{\text{ланц}} = 11 \cdot (18334,7 + 9859,7) = 310137,6 \text{ Н}.$$

Обираємо ланцюг М315 з розривним зусиллям 315 кН

$$310,1376 < 315.$$

Тягове зусилля менше за розривне зусилля ланцюга, отже, міцність забезпечено.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Алтухов В. Я., Трофименко А. Ф., Зенкин А. С. Механизация и автоматизация технического обслуживания и ремонта подвижного состава : учебник. Москва : Транспорт, 1989. 200 с.
2. Болотин М. М., Новиков В. Е. Системы автоматизации производства и ремонта вагонов : учебник. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Маршрут, 2004. 310 с.
3. Борзилов І. Д. Технологія технічного обслуговування та ремонту вагонів : підручник. Харків : УкрДАЗТ, 2003. Т. 1. 246 с.
4. Гребенюк П. Т., Долганов А. Н., Скворцова А. И. Тяговые расчеты : справочник. Москва : Транспорт, 1987. 271 с.
5. Лукашук В. С. Нестандартное оборудование вагоноборочного производства. Конструкция, проектирование расчет: учеб. пособие. Москва : Маршрут, 2006. 208 с.
6. Мартинов І. Е., Равлюк В. Г. Вагоноремонтні машини та обладнання : навч. посіб. для студ. ВНЗ, які навчаються за спец. «Вагони та вагонне господарство». Ч. 1. Харків : УкрДАЗТ. 2012. 156 с.
7. Мартинов І. Е., Равлюк В. Г. Вагоноремонтні машини та обладнання : навч. посіб. для студ. ВНЗ, які навчаються за спец. «Вагони та вагонне господарство». Ч. 2. Харків : УкрДАЗТ. 2013. 110 с.
8. Оскирко А. И. Примеры расчета подъемно-транспортных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения : учебно-методическое пособие. Минск : БГАТУ, 2010. 352 с.
9. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. Київ : Вища шк., 2009. 734 с.
10. Приходько В. И. Комплексная механизация и автоматизация производства сварных конструкций в вагоностроении : учеб. пособие для вузов. Полтава : Критерий, 1999. 427 с.
11. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств / под ред. В. А. Будишевского, А. А. Сулимы. Донецк : ДонГТУ, 1999. 216 с.
12. Циган Б. Г., Циган А. Б. Вагоностроительные конструкции (изготовление, модернизация, ремонт) : ученик. Кременчук : „Кременчуг”, 2005. 752 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
Практична робота 1. ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВІД	4
Практична робота 2. ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД	12
Практична робота 3. ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВІД	24
Практична робота 4. КОНВЕЄРИ	40
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	53
ДОДАТКИ	55

Додаток А

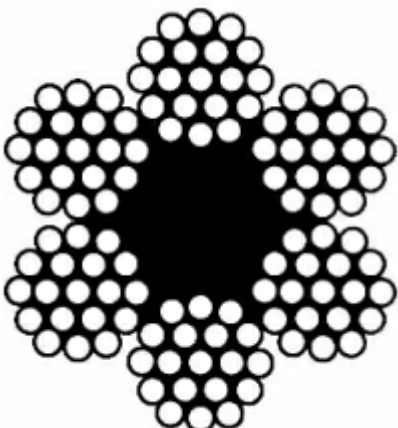
Таблиця А.1

Технічні характеристики електродвигунів (напряга живлення 380 В)

Тип двигуна	Потужність, кВт	Фактична частота обертання, об/хв
Умовна частота обертання 3000 об/хв		
4A56B2Y3	0,25	2770
4A63A2YЭ	0,37	2750
4A6ЭB2Y3	0,55	2740
4A71A2Y3	0,75	2840
4A71B2Y3	1,10	2810
4A80A2Y3	1,50	2850
4A80B2Y3	2,20	2850
4A901.2Y3	3,00	2840
4A10082Y3	4,00	2880
4A1001.2Y3	5,50	2880
4A112M2Y3	7,50	2900
4A132M2YЭ	11,00	2900
4A16082Y3	15,00	2940
Умовна частота обертання 750 об/хв		
4A71A8Y3	0,25	680
4A80A8Y3	0,37	675
4A80B8Y3	0,55	700
4A901A8Y3	0,75	700
4A901.B8Y3	1,10	700
4A1001.8Y3	1,50	700
4A112MA8Y3	2,20	700
4A112MB8Y3	3,00	700
4A1Э258Y3	4,00	720
4A1Э2M8Y3	5,50	720
4A16058Y3	7,50	730
4A160M8Y3	11,00	730
4A180M8Y3	15,00	730

Таблиця А.2

Технічні характеристики канатів типу ЛК-Р

Діаметр каната, мм	Маса 1 м змащеного каната, кг	Розривне зусилля, Н (не менше)	Зображення каната в перерізі
3,6	0,0488	8780	
3,8	0,0551	9930	
4,1	0,0641	11550	
4,5	0,0739	13300	
4,8	0,0844	15200	
5,1	0,0955	17200	
5,6	0,1165	20950	
6,2	0,1416	25500	
6,9	0,1766	31800	
7,6	0,2110	38000	
8,3	0,2560	46100	
9,1	0,3050	55000	
9,6	0,3580	64650	
11,0	0,4610	83200	
12,0	0,5270	95000	
13,0	0,5966	107500	
14,0	0,7280	131000	
15,0	0,8440	152000	
16.5	1,0250	184500	

Таблиця А.3

Характеристики редукторів циліндричних горизонтальних

Тип	Передатне відношення	Частота обертання швидкохідного вала	Потужність, кВт
1	2	3	4
Одноступеневі			
РЦ1-150А 1	8,00	600	5,9
РЦ1-150А 1	8,00	1000	8,8
РЦ1-150А 1	8,00	1500	12,3
РЦ1-150А 2	6,61	600	7,8
РЦ1-150А 2	6,61	1000	11,4
РЦ1-150А 2	6,61	1500	16,1
РЦ1-150А 3	5,60	600	10,0
РЦ1-150А 3	5,60	1000	14,4
РЦ1-150А 3	5,60	1500	20,3
РЦ1-150А 4	4,50	600	13,6

Закінчення таблиці А.3

1	2	3	4
РЦ1-150А 4	4,50	1500	26,0
РЦ1-150А 5	3,95	600	15,9
РЦ1-150А 5	3,95	1000	22,7
РЦ1-150А 5	3,95	1500	29,7
РЦ1-150А 6	3,50	600	18,6
РЦ1-150А 6	3,50	1000	26,0
РЦ1-150А 6	3,50	1500	34,0
РЦ1-150А 7	2,81	600	24,9
РЦ1-150А 7	2,81	1000	32,7
РЦ1-150А 7	2,81	1500	43,0
РЦ1-150А 8	2,30	600	28,9
РЦ1-150А 8	2,30	1000	39,0
РЦ1-150А 8	2,30	1500	51,0
РЦ1-150А 9	1,83	600	34,0
РЦ1-150А 9	1,83	1000	46,0
РЦ1-150А 9	1,83	1500	61,0
Двоступеневі			
РЦД-400 1	10,19	700	22,6
РЦД-400 1	10,19	1000	29,3
РЦД-400 1	10,19	1500	39,7
РЦД-400 2	16,8	700	14
РЦД-400 2	16,8	1000	18,2
РЦД-400 2	16,8	1500	24,5
РЦД-400 3	19,67	700	12,2
РЦД-400 3	19,67	1000	16,3
РЦД-400 3	19,67	1500	21,7
РЦД-400 4	24,65	700	10,8
РЦД-400 4	24,65	1000	14,1
РЦД-400 4	24,65	1500	18,8
РЦД-400 5	31,45	700	8,6
РЦД-400 5	31,45	1000	10,2
РЦД-400 5	31,45	1500	14,1
РЦД-400 6	40,24	700	7
РЦД-400 6	40,24	1000	8,9
РЦД-400 6	40,24	1500	11,9

Таблиця А.4

Характеристики муфт пружних втулково-пальцевих

Тип муфти	Крутний момент, Н
МУВП-1	6,3
МУВП-2	16,0
МУВП-3	31,5
МУВП-4	63,0
МУВП-5	125,0
МУВП-6	250,0
МУВП-7	500,0
МУВП-8	710,0
МУВП-9	1000,0
МУВП-10	2000,0
МУВП-11	4000,0
МУВП-12	8000,0
МУВП-13	16000,0

Таблиця А.5

Характеристики гальма колодкового електромагнітного

Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м	Діаметр шківів, мм
ТКТ-100	20	100
ТКТ-200/100	40	200
ТКТ-200	160	200
ТКТ-300/200	240	300
ТКТ-300	500	300
Т КГ-160	100	160
ТКГ-200	250	200
ТКГ-300	800	300
ТКГ-400	1500	400
ТКГ-500	2500	500
ТКТГ-600	5000	600
ТКТГ-700	8000	700
ТКТГ-800	12500	800

Додаток Б

Таблиця Б.1

Характеристики манжет для ущільнення поршня гідроциліндра

Тип манжети	Діаметр поршня, м	Ширина манжети <i>b</i> , мм
12x4	12	6
16x8	16	6
20x12	20	6
25x15	25	7
32x22	32	7
36x26	36	7
40x30	40	7
45x35	45	7
50x40	50	7
56x46	56	7
63x48	63	9
70x55	70	9
80x65	80	9
90x75	90	9
100x80	100	10
110x90	110	10
125x105	125	10
140x120	140	10
160x140	160	10
180x160	180	10
220x200	220	10
250x230	250	10
280x260	280	10
320x300	320	10
360x335	360	12.5
400x375	400	12.5
450x425	450	12.5
500x475	500	12.5
560x530	560	15
630x600	630	15
710x670	710	20
800x760	800	20
900x850	900	25

Таблиця Б.2

Основні параметри шестеренних насосів

Показник	НШ-10-Е	НМШ-25	НШ-32-У	НШ-32У-2	НШ-32-3	НШ-46-У	НШ-50-У-2	НШ-50-2	НШ-50-3
Тиск нагнітання, МПа номіналь- ний/максимальний	14/17,5	1,6/2,5	10/14	14/17,5	16/20	10/14	14/16	14/17,5	16/20
Подача, м ³ /с	0,00029	0,00053	0,00079	0,00093	0,00093	0,00105	0,00144	0,00145	0,00145
Частота обертання при номінальному тиску, об/хв	1920	1500	1500	1920	1920	1500	1920	1920	1920
Об'ємний ККД	0,92	0,85	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,83
Потужність, кВт	5,5	1,3	11	16	17,6	23,1	25,8	23,8	27,2

Таблиця Б.3

Технічна характеристика мастил

Робоча рідина	Густина при 50 °С, кг/м ³	Кінематична в'язкість 10 ⁻⁶ м ² /с, при швидкості 10 м/с та темпе- ратурі		Температура	
		50 °С	0 °С	Застигання	Спалахування
М-8В	886	52	2500	-25	200
М-10В	890	82	7000	-15	190
АМГ-10	870	10	42	-70	92
МГ-20	885	20	300	-40	180
МГ-30	980	30	760	-35	190

Додаток В

Таблиця В.1

Параметри типових поршневих циліндрів (вагонних)

$D_{ГЦ}$, дюйми/см	P_0 , кгс	ЖПР, кгс/см	Максимальний вихід штока ГЦ, см
10/25,4	90,0	2,40	12,5
12/30,5	78,5	2,34	12,5
14/35,6	154,0	6,54	24,0
16/40,0	154,0	6,54	24,0

Таблиця В.2

Параметри пневмоциліндрів двосторонньої дії з кріпленням на вушку

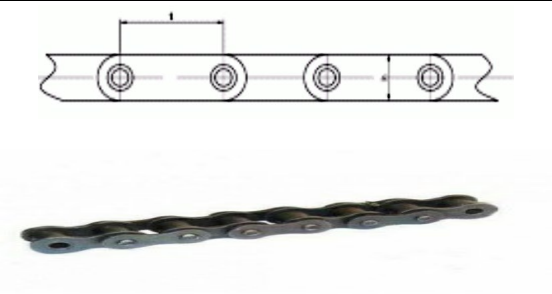
D , мм	25	50	80	100	125	160	200	250	320
d , мм	8	12	16	25	25	32	32	40	45
t , мм	14	18	30	40	50	60	60	80	100
L , мм	250	500	800	1000	1250	1600	2000	2500	2500
ККД	0,8								

Примітки: D – діаметр поршня циліндра;
 d – діаметр отвору під вісь у вушку;
 t – товщина вушка;
 L – максимальний хід поршня.

Додаток Г

Таблиця Г.1

Ланцюг тяговий

Марка	Розривне засилля, кН, не менше	
M40	40	
M80	80	
M112	112	
M160	160	
M224	224	
M315	315	
M450	450	
M630	630	
M900	900	
M1250	1250	
M1800	1800	

Виробничо-практичне видання

Шапошник Владислав Юрійович
Шикунів Олександр Анатолійович

**ТЕХНОЛОГІЯ РЕМОНТУ ВАГОНІВ
ТА ВАГОНОРЕМОНТНІ МАШИНИ**

ПРИВОДИ ВАГОНОРЕМОНТНИХ МАШИН

Методичні рекомендації до практичних занять

Редактор *Ольга Котова*

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 3,49. Обл.-вид. арк. 3,51.

Тираж 10 пр. Зам. №

Український державний університет науки і технологій
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1315 від 31.03.2003

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010