

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проєкту з дисципліни
“Вантажопідйомна та транспортуюча техніка” для студентів
спеціальності
133 Галузеве машинобудування,
освітньої програми “Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини та обладнання”

2024

Методичні вказівки до виконання курсового проекту “Вантажопідйомна та транспортуюча техніка” для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої програми “Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини та обладнання” / Укл.: Р. О. Фролов, В. І. Глушко. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 64 с.

Укладач: Роман Фролов, старш. викл. , канд.техн.наук.
Василь. ГЛУШКО, доцент, канд. техн. наук.

Рецензент: Леонід МАРТОВИЦЬКИЙ, доцент, канд. техн. наук.

Відповідальний
за випуск: Роман Фролов, старш. викл. , канд.техн.наук.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”

Протокол № 8
від “15” липня 2024р.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Мета та завдання курсового проекту.....	5
2 Загальні вимоги до курсового проекту.....	5
3 Режими роботи і групи режимів роботи механізмів.....	6
4 Розрахунок механізму підйому вантажа.....	7
4.1 Вихідні дані.....	7
4.2 Вибір кінематичної схеми.....	7
4.3 Вибір схем та кратності поліспасти.....	9
4.4 Вибір вантажного каната.....	9
4.5 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	10
4.6 Вибір гака.....	11
4.7 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	12
4.8 Розрахунок елементів підвіски.....	13
4.9 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	18
4.10 Вибір редуктора.....	20
4.11 Вибір муфт.....	20
4.12 Перевірка двигуна за часом пуску.....	21
4.13 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	23
5 Розрахунок механізму пересування крана або візка.....	24
5.1 Вибір схеми механізму пересування крана або візка.....	24
5.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	25
5.3 Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів.....	25
5.4 Опір пересуванню крана або візка.....	25
5.5 Визначення потужності двигуна, його вибір.....	31
5.6 Вибір редуктора.....	32
5.7 Вибір муфт.....	32
5.8 Вибір гальм.....	33
5.9 Перевірка двигуна за часом розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	35
6 Розрахунок механізму повороту крана.....	36
6.1 Вибір схеми опорно-поворотного пристрою.....	37
6.2 Визначення маси поворотної частини крана.....	37
6.3 Визначення маси противаги.....	37
6.4 Визначення навантажень на опорно-поворотний пристрій та розрахунок розмірів основних вузлів ОПП.....	38

6.5	Визначення моменту сил тертя в опорах та моменту сил інерції.....	40
6.6	Вибір електродвигуна.....	41
6.7	Визначення загального передаточного числа, вибір редуктора.....	42
6.8	Розрахунок цівкової передачі.....	42
6.9	Вибір муфт.....	45
6.10	Вибір гальм.....	45
7	Вибір засобів безпеки.....	46
7.1	Запобіжні пристрої механізмів підйому вантажа.....	46
7.2	Запобіжні пристрої механізмів пересування.....	46
7.3	Запобіжні пристрої механізмів повороту.....	47
	Перелік посилань.....	49
	Додатки.....	50

ВСТУП

Підйомно-транспортні пристрої настільки різноманітні за своїм призначенням, принципом дії та конструктивним виконанням, що неможливо дати систематично докладний опис усіх конструкцій та застосованих методів розрахунку деталей і механізмів.

Тому у даних методичних вказівках рекомендується використання найбільш загальних принципів розрахунку і конструювання окремих вузлів механізмів підйомно-транспортних пристроїв.

1 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовий проект з вантажопідйомних машин(ВПМ) повинен сприяти поглибленню та закріпленню знань з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка», придбанню та розвитку навичок розрахунку окремих вузлів і механізмів ПТМ. При виконанні курсового проекту студент бере участь у проектуванні цілої машини, призначеної для підйому та переміщення вантажу. Такою машиною, яка складається з кількох механізмів для виконання різних рухів, є кран.

2 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовий проект складається з 3-4 аркушів креслень формату А-1 і пояснювальної записки обсягом 35-50 сторінок, виконаних з дотриманням вимог ЄСКД і СТП 15-96 .

При виконанні проекту слід прагнути максимального використання стандартних деталей, вузлів та агрегатів, паспортні (каталогові) характеристики яких повинні відповідати розрахунковим. За стандартами чи за відомчими нормами вибирають електродвигуни, редуктори, гальма, муфти, сталеві канати, гаки, ходові колеса, букси та інші деталі і вузли.

Нестандартні деталі, передачі тощо розраховують за прийнятими сучасними методиками розрахунку, які були вивчені в курсі «Деталі машин та основи конструювання».

3 РЕЖИМИ РОБОТИ І ГРУПИ РЕЖИМІВ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ

Підйомні машини характеризуються циклічним режимом роботи механізмів з частими пусками, зупинками і реверсами. Режим роботи – це комплексна характеристика механізму, яка враховує характер навантажень та їхню тривалість, кількість циклів. Він є основою для розрахунків енергосилових параметрів і елементів машин на міцність та опір втомленості. Залежно від режиму роботи механізму визначають навантаження, потужність двигуна, розраховують гальма, вибирають редуктори та муфти, ходові колеса, вибирають запаси міцності для канатів, розраховують блоки та барабани, визначають термін служби елементів крана.

Нормами РТМ 24 090 23-76 передбачено п'ять режимів роботи кранових механізмів: Р – ручний; Л – легкий; С – середній; В – важкий; ДВ – надважкий.

Наведена класифікація режимів не пов'язана з дійсною довговічністю елементів крана, вираженою в годинах роботи, які треба знати для розрахунку деталей на опір втомленості.

Згідно з ГОСТ 25835-83 за групами режимів роботи РТМ 24.09029-77 рекомендують наступну відповідність режимів їх роботи:

Режим роботи	Л	С	В	ДВ
Група режимів роботи механізмів	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М

4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖА

В схемах а і б (Рис.4.1) передача крутного моменту на барабан здійснюється відкритою зубчастою передачею. В схемі (а) зубчасте колесо закріплене на барабані, який обертається на нерухомій вісі.

В схемі (б) зубчасте колесо, закріплене на валу, який передає крутний момент на барабан. В цих схемах редуктор має відносно

невеликі розміри. Монтаж і експлуатація механізму прості; однак, використання у приводі відкритих зубчастих передач знижує надійність, довговічність та безпеку роботи. Тому вони використовуються у тих випадках, коли швидкість підйому невелика, або мають місце труднощі при виборі стандартного редуктора.

Більш широке використання в конструкціях сучасних кранів знайшли приводи за схемами (в) і (г).

За схемою (в) привод компактний по ширині. Вал редуктора та вісь барабана встановлюються на двох опорах. Тихохідний вал редуктора має на кінці зубчасту напівмуфту, яка передає крутний момент на барабан через зубчасту напівмуфту, владнану в барабан. Переваги цієї конструкції: компактність, блочність, статична визначеність. Недоліком цієї схеми є мала доступність для огляду вузла з'єднання редуктора з барабаном. Ця схема широко застосовується для механізмів підйому мостових і консольних кранів. Схема (г) також має переваги: зручність монтажу і обслуговування, блочність складання та використання типових редукторів і вузлів барабана, значно спрощує виготовлення і складання механізмів на підприємстві.

4.1 Вихідні дані

Вантажопідйомність Q , т;

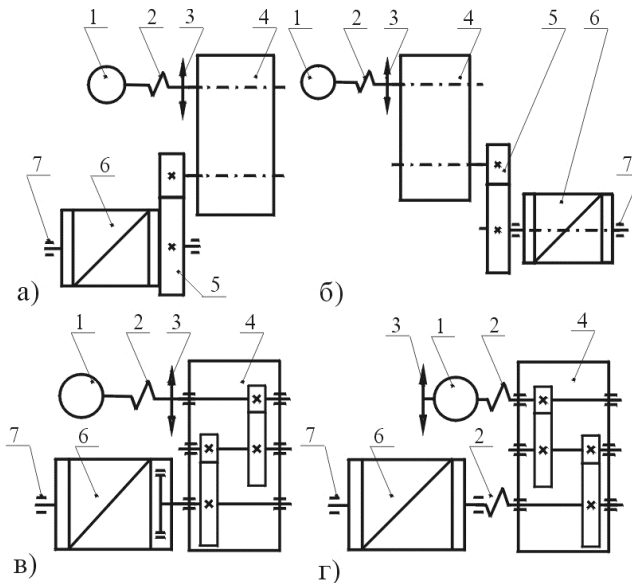
Висота підйому вантажу H , м;

Швидкість підйому V_v , м/с;

Група режиму роботи механізму.

4.2 Вибір кінематичної схеми

В кранобудуванні знайшли широке використання кінематичні схеми механізмів підйому, які показані на рис.4.1.



1-електродвигун; 2-муфта; 3-гальмо; 4-редуктор; 5-відкрита зубчата передача; 6-барабан.

Рисунок 4.1- Кінематичні схеми механізмів підйому

Рекомендується наступний порядок розрахунку механізму підйому:

- Вибір поліспасти;
- Вибір вантажного каната;
- Розрахунок кріплення каната до барабана;
- Вибір гака по ГОСТ 6627-74;
- Розрахунок розмірів блоків та барабана;
- Розрахунок елементів підвіски;
- Визначення потужності двигуна, його вибір та перевірка за нагріванням і часом пуску;
- Визначення загального передаточного числа механізму та вибір редуктора і муфт;
- Визначення гальмівного моменту, вибір гальма за каталогом, перевірочний розрахунок розмикаючих та замикаючих пристроїв
- Вибір приладів безпеки.

4.3 Вибір схеми та кратності поліспасти

Рекомендується використовувати одинарні (прості) поліспасти у механізмах підйому стрілових кранів, які мають відхиляючі блоки, та здвоєні поліспасти для механізму підйому мостових, козлових та консольних кранів, розташованих на візках.

Кратність поліспада вибирається такою, щоб зусилля натягу однієї гілки каната не перевищувало 50 кН.

Для кранів загального призначення маємо таку залежність:

Q,т	5	10...15	20...30	40...50	75...125
i_n	2	2...3	3...4	4...5	5...6

Після вибору поліспада викреслюється його схема і визначається ККД поліспада

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} \quad (4.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блоку на підшипниках кочення;

i_n - кратність поліспада.

n – кількість блоків.

4.4 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям $F_{РОЗР}$

$$F_{РОЗР} = K \cdot F_{max} \leq [F]_{розр} \quad (4.2)$$

де K - коефіцієнт запасу міцності каната (табл.4.1);

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н:

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (4.3.)$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03)Q \quad (4.4)$$

де - Q - маса вантажу, т;

G_n - маса підвіски, т;

a - кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

m - кількість відхиляючих блоків.
Канати вибирають за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80,
ГОСТ 766-80 (табл. П 1).

4.5 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Виконати ескіз кріплення каната до барабана. Накладки та гвинти для кріплення каната приймаються за табл.П.2.

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (4.5)$$

де $e = 2,72$ - основа натурального логарифма;

$f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3\pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана незмотуєними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідне число гвинтів кріплення канату

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_p}$$

де d_1 - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50..60$ МПа - допусчне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

Таблиця 4.1 – Найменший допускний коефіцієнт запасу міцності канатів К

№ п/п	Канати	Група режимів роботи	Режим роботи	К
1	Вантажні та стрілові	1М-3М 4М 5М 6М	Р	4,0
			Л	5,0
			С	5,5
			В	6,0
			ДВ	6,0
2	Розтяжки стріл			3,5
3	Тягові, які використовуються на кранах			4,0
4	Веж і опор кранів			5,0

Таблиця 4.2 – Коефіцієнт «е» вибору діаметру барабану, «е₁» - вантажного блоку та «е₂» - урівнюючого блоку

Група режиму роботи	Режим роботи	е	е ₁	е ₂
1М		14	16	12,5
2М	Л	16	18	14
3М		18	20	14
4М	С	20	22,4	16
5М	В	22,4	25	16
6М	ДВ	25	28	18

4.6 Вибір гака

Гак вибирають за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Звичайно приймають кований однорогий гак за ГОСТ 6627-74 (табл.П.3). Необхідно виконати ескіз гака з основними розмірами.

4.7 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімально допускний діаметр блоків та барабана по центру каната

$$D_{\min} = e \cdot d_K \quad (4.6)$$

де d_K - діаметр каната, мм;

e - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи (табл.4.2);

Число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{Hj_n}{\pi D} + 4,5 \quad (4.7)$$

де H - висота підйому вантажа, м;

D - діаметр барабана по центру каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані

$$l = Zp \quad (4.8)$$

де $p \geq 1,1d_K$ - крок нарізки на барабані, мм.

Загальна довжина барабану, мм:

$$\text{При одинарному поліспасти} - L = l + b + \delta_p, \quad (4.9)$$

$$\text{при здвоєному поліспасти} - L = 2l + 2b + c, \quad (4.10)$$

де $b = 3p$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$ - товщина реборди;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм.

Товщину стінки барабана приймають, мм:

$$\text{для барабана з чавуну} \delta = 0,02D + (6 \dots 10); \quad (4.11)$$

$$\text{для сталевого барабана} \delta = 0,01D + 3, \quad \text{або} \delta \approx 1,2d_k. \quad (4.12)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta_p \cdot p} \leq [\sigma]_{CT}, \quad (4.13)$$

для барабанів з чавуну СЧ 15, СЧ 18, СЧ 21 $[\sigma]_{CT} = 70...90$ МПа;

для барабанів зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{CT} = 120$ МПа.

4.8 Розрахунок елементів підвіски

Для розрахунку підвіски треба викреслити ескіз підвіски з розрізом по осі блоків (рис.4.2, 4.3). Висота гайки гака приймається рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру D_n упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибирають за статичною вантажопідйомністю $C_o = 1,2Q$ і діаметром шийки гака.

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю C , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_0}{1745}} \leq [C]_{ВП}; \quad C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_0 L_{10h}}{10^6}} \leq [C]_{ВП} \quad (4.14)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2F_{max} K_Q K_V K_\partial \quad (4.15)$$

K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ($K_Q = 0,55$ для 3М та 4М, $K_Q = 0,79$ для 5М, 6М);

K_V - коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці

$$K_v = 1,35;$$

K_d - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому $K_d = 1,2$;

n_o - частота обертання блока, хв.⁻¹;

ω_o - кутова швидкість блока, с⁻¹;

$$n_o = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D} ; \quad \omega_o = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D} \quad (4.16)$$

V_B - швидкість підйому вантажа, м/с;

i_n - кратність поліспасти;

L_{h10} - ресурс служби підшипника, год. (табл. 4.3);

D - діаметр блока по осі каната, м.

Таблиця 4.3.- Термін служби підшипників

Група режиму роботи	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Режим роботи	Л	С	В	ДВ
Строк служби, год	1000	3500	5000	10000

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. У нормальних підвісках (рис.4.) розраховують вісь блока, поперечину (траверсу) та сержку. Розрахована відстань A між опорами блока та поперечини, мм

$$A = Z \cdot B_{ol} + 2\delta_1 + \delta_2 \quad (4.17)$$

де Z - кількість блоків на осі;

B_{ol} - ширина блока, мм; $B_{ol} = 4\sqrt{D}$;

D - діаметр блока по осі каната, мм;

δ_1 - товщина стінки кожуха; $\delta_1 = 3...5$ мм;
 δ_2 - товщина сережки; $\delta_2 = 8...20$ мм.

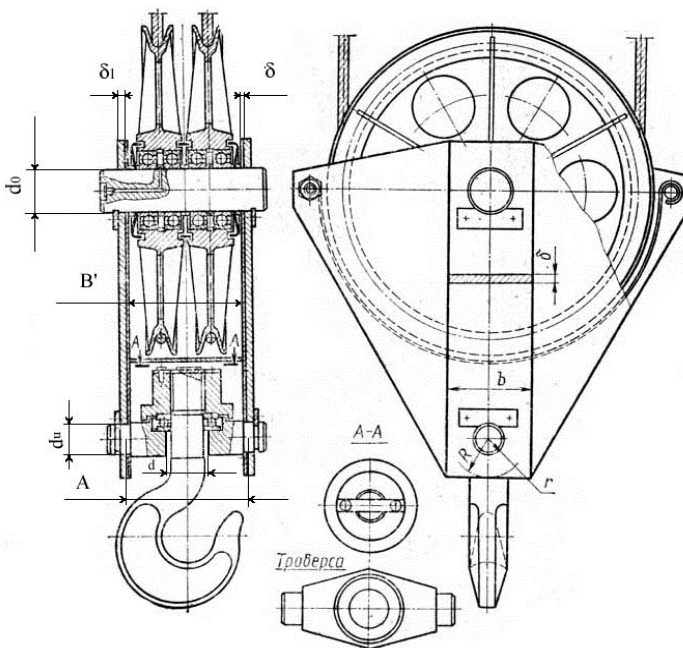


Рисунок 4.2 – Нормальна гакова підвіска

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока, Нм:

$$M = Z \cdot F_{max} \left(\frac{A}{2} - K \frac{B_{\delta l}}{Z} \right) \quad (4.18)$$

де Z - число блоків на осі;

F_{max} - максимальна сила в канаті, Н;

K - допоміжний коефіцієнт, який залежить від числа блоків на вісі.

<i>Z</i>	1	2	3	4	5
<i>K</i>	0	1	2	4	6

Діаметр осі блока, мм

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]_{3Г}}} \quad (4.19)$$

де $[\sigma]_{3Г}$ - допускне напруження згину, МПа (для осей з Ст.5, сталі 40 $[\sigma]_{3Г} = 100$ МПа).

Розрахункова висота поперечини, мм:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{3Г}}} \quad (4.20)$$

де M - згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини, Н·м;

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4} \quad (4.21)$$

де Q - маса вантажу, т;

A - розрахована довжина поперечини, мм;

B - ширина поперечини, мм;

d_o - діаметр отвору у поперечині під шийку гака, мм;

$[\sigma]_{3Г}$ - допускне напруження згину;

$[\sigma]_{3Г} = 90 \dots 100$ МПа. (для сталі 45).

Сережку підвіски перевіряють у перерізі, послабленому отвором під вісь блока або під цапфу поперечини, по напруженням розтягу, МПа

$$\sigma_p = \frac{10^4 Q}{2(B - d_o)\delta_2} \leq [\sigma]_p = 100 \text{ МПа} \quad (4.22)$$

Отвір у сережці перевіряють по напруженням на зминання, МПа:

$$\sigma_{3M} = \frac{10^4 \cdot Q}{2 \cdot d_o \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{3M} = 100 \text{ МПа} \quad (4.23)$$

де B - ширина сережки, мм;

d_o - діаметр отвору під вісь блока або під цапфу поперечини, мм;

δ_2 - товщина сережки, мм.

Для скороченої підвіски (рис.4.3) мінімальна висота поперечини, розраховується за формулою (4.20), M за формулою (4.21)

де $A = B^1 + 4\sqrt{D_{\text{бл}}(i_n - 1)}$;

$B^1 = (1, 2 \dots 1, 4)B$, мм;

$B = D_n + 10 \dots 20$, мм;

i_n - кратність поліспасти;

D - зовнішній діаметр упорного підшипника гака, мм.

Діаметр цапфи поперечини під підшипники блоків, мм

$$d_y = 10 \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{3T}}} \quad (4.24)$$

де M_1 - згинаючий момент у небезпечному перерізі цапфи, Н·м:

$$M_1 = F_{\text{max}} B_{\text{бл}} \cdot 10^{-3} \quad \text{при} \quad i_n = 2;$$

$$M_1 = F_{\text{max}} B_{\text{бл}} \cdot i_n \cdot 10^{-3} \quad \text{при} \quad i_n = 4.$$

4.9 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Перевірка на нагрівання

Для приводу кранів циклічної дії при потужності двигуна менше 1,5 кВт або при управлінні з підлоги вибирають двигуни типу 4АС підвищеного ковзання; при потужності більше 1,5 кВт або при

управлінні з кабіни кранові - двигуни типу МТФ або МТКФ. Синхронна частота обертання: $n_c=1000 \text{ хв}^{-1}$ – найбільш раціональна і переважна; $n_c=750 \text{ хв}^{-1}$ – в крайньому разі; $n_c=1500 \text{ хв}^{-1}$ – нераціональна, застосувати при відсутності двигуна необхідної потужності з $n_c=1000 \text{ хв}^{-1}$.

Електродвигун вибирається з каталогу по статичній потужності, кВт:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta_3} \quad (4.25)$$

де $Q_{max} = (Q + G_n)$, т

V_n - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_\delta \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ - ККД, відповідно, поліспасти, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$.

З каталогу (табл. П4, П.5) вибрати двигун: його тип, потужність P_δ , частоту обертання n_δ при заданому режимі роботи, момент інерції ротора I_P (кгм²), максимальний крутний момент T_{max} (Н·м). Габаритні розміри двигунів наведені в таблиці 2.3 [3] .

Допускається приймати $P_\delta = (0,85 \dots 0,9) P_{CT}$.

Потужність вибраного двигуна перевіряють за нагріванням

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25} \quad (4.26)$$

де K_{25} - коефіцієнт приведення потужності, $K_{25} = 0,5; 0,75; 1,0$, відповідно, для 1М – 3 М, 4М та 5М режимів роботи;

$\gamma = 0,86$ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

P_{25} - потужність двигуна при ПВ 25%.

4.10 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

$$U^I = \frac{n_d}{n_b} \quad (4.27)$$

де $n_b = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

V_n – швидкість підйому вантажу, м/с ;

D - діаметр барабана по осі каната, м .

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи (табл. III.4.2 – III.4.15 [3]).

Редуктор належить вибирати так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (4.28)$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Нм ,

$$T_{ГР} = \psi \cdot T_p \quad (4.29)$$

де T_p – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

ψ - кратність пускового моменту,

Група режиму роботи	М1-М3	М4	М5	М6
Кратність ψ	1,25	1,6	2,0	2,5

Для механізму підйому найбільш поширені типи циліндричних редукторів Ц2, РМ, конічно-циліндричних редукторів КЦ1 з вихідним кінцем тихохідного вала у вигляді зубчастої муфти (для табл. III.4.4, III.4.7, III.4.12 [3]).

4.11 Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом редуктора та вала редуктора з валом барабана використовують муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

До числа таких муфт відносять муфти зубчасті МЗ та МЗП (табл.111.5.1[3]), та пружну втулково-пальцьову МПВП (табл.111.5.6[3]). Одну з напівмуфт можна виконувати у вигляді

гальмового шківа (табл.111.5.8, 111.5.9 [3]).

Муфту вибирають (табл. П 11) по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (4.30)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (табл. 4.4)

Таблиця 4.4 - Значення коефіцієнтів K_1 та K_2

Механізм	K_1	K_2			
		1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
		Л	С	В	ДВ
Підйому	1,8	1,1	1,2	1,3	1,4
Пересування	1,2				
Зміни вильоту	1,8				
Повороту	1,4				

$$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M - \text{найбільший короткочасний момент.}$$

4.12 Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{I_{зв} \cdot \omega_{\delta}}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2c \quad (4.31)$$

(знак мінус-при підніманні, знак плюс-при опусканні вантажу)

де $I_{зв}$ - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм²;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3} \quad (4.32)$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

I_P, I_m - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм²;

$m = 10^3 \cdot Q_{max}$ - маса вантажу, що підіймається, кг;

D - діаметр барабана, м;

i_n - кратність поліспасти;

U_P - передаточне число редуктора;

T_n^{CP} - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H \quad (4.33)$$

де $\psi = 1,5 \dots 1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму з фазним ротором типу МТФ;

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ - середня кратність пускового моменту для двигунів з короткозамкненим ротором типу МТКФ.

Номінальний момент двигуна, Нм

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\partial}}{\omega_{\partial}} \quad (4.34)$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу, Н·м.

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_{II}) D}{2 \cdot i_{II} \cdot U_P \cdot \eta_3} \quad (4.35)$$

де Q, G_{II} - маса вантажу та підвіски, т ;

D - діаметр барабана по осі каната, м.

Якщо тривалість пуску значно менше рекомендованої (4.31), можна використати двигун з фазним ротором МТФ.

Асинхронний двигун з фазним ротором на відміну від короткозамкненого дозволяє регулювати швидкість привідного

механізму, що забезпечується зміною опору в ланцюзі ротора двигуна. Регулювання цих двигунів сприяє більш плавному розгону механізму у порівнянні з короткозамкненим двигуном.

4.13 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу вибирають по необхідному гальмівному моменту T_G , Н м:

$$T_G = \frac{10^4 Q_{max} D \eta_o}{2 i_n U_p} K_G \quad (4.36)$$

де K_G - коефіцієнт запасу гальмування, для 1М, 2М, 3М, 4М, 5М, М6 режимів роботи, відповідно дорівнює 1,5; 1,75; 2,0; 2,5.

У механізмах підйому кранів звичайно встановлюють двоколодкові гальма типу ТКТ, ТКГ, або ТТ. Типорозмір гальм вибирають за каталогом так, аби виконувалось нерівність

$$T_{Г.К} \geq T_G \quad (4.37)$$

де $T_{Г.К}$ - номінальний гальмівний момент гальм за каталогом.

Дані про колодкові гальма, електромагніти, електрогідроштовхачі, замикаючі пружини, муфти з гальмовим шківом, з'єднуючі вал двигуна з валом редуктора, приведені у табл. П.6-П.11.

5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА АБО ВІЗКА

Рекомендується така послідовність розрахунку:

- вибір схеми механізму пересування;
- визначення максимального навантаження на ходове колесо;
- вибір ходових коліс;
- визначення опору пересування;
- визначення необхідної потужності двигуна та його вибір за каталогом;
- визначення загального передаточного числа механізму пересування, вибір редуктора, муфт, та, при наявності,
- відкритих зубчастих передач, їх розрахунок;

- визначення гальмівного моменту, вибір гальм;
- перевірка двигуна за часом розгону та коефіцієнтом запасу зчеплення колеса з рейкою.

5.1 Вибір схеми механізму пересування крана або візка

Механізм пересування крана виконується з приводними колесами з розподіленим або центральним приводом. Механізми пересування візка бувають як з приводними колесами з центральним приводом, так і з канатною тягою візка.

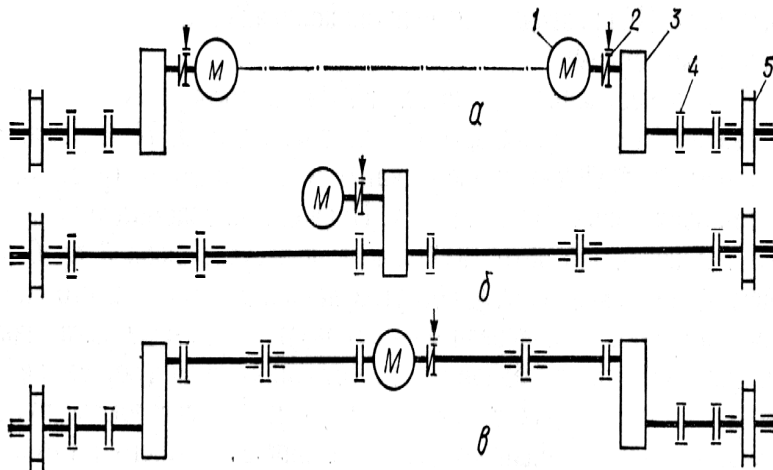


Рисунок 5.1 – Кінематичні схеми механізмів пересування кранів

5.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо, Н

$$R = \frac{(Q + G_B) 10^4}{4} \quad (5.1)$$

де Q - вантажопідйомність, т;

G_B - маса візка, т.

Масу візка мостового або консольного крана звичайно приймають рівною (0.3... 0,5) Q . Масу візка, який пересувається за

допомогою канатної тяги, належить приймати рівною $(0,04... 0,05) Q$. Максимальне навантаження на ходове колесо мостового, велосипедного та консольного кранів, а також навантаження на горизонтальні опорні ролики велосипедного та консольного кранів визначають за формулами (табл. 5.1 та рис. 5.1-5.3).

5.3 Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів

Ходові колеса та горизонтальні ролики кранів вибирають по табл. 5.2. з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

Діаметр цапф валів коліс та роликів дорівнює $d=(0.2...0.3)D$. Отримане значення d округляють до числа, кратного п'яти.

5.4 Опір пересування крана або візка

Максимальний опір пересування крана або візка, встановлених у приміщенні, Н

$$W = W_{TP} + W_I + W_K + W_{Ц} \quad (5.2)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс кранів без горизонтальних роликів та візків всіх кранів, Н;

Таблиця 5.1 - Навантаження на ходове колесо кранів.

№ п/п	Механізм	Формула для визначення максимального навантаження на ходове колесо або на ролики, Н
1	Мостовий кран	$R = \left[\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \frac{L - l_{\min}}{2L} \right] 10^4$
2	Велосипедний кран	$R = \frac{V(2c + 1) + G_1 l}{2l} 10^4;$ $V = Q + G_1 + G_3;$ $c = \frac{QL + G_1 a - G_3 b}{Q + G_1 + G_3}$
3	Велосипедний кран (горизонтальні ролики)	$H_1 = \frac{Vc}{h_1}$
4	Консольний кран (ходові колеса, горизонтальні ролики)	$R = \frac{Q + G_B + G_{KP}}{2} 10^4$ $H_1 = \frac{(Q + G_B)L + G_{KP} a}{h_1} \cdot 10^4$

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G)}{D} (2\mu + fd) K_p \quad (5.3)$$

де Q - номінальна вантажопідйомність, т;

G - маса крана або візка, т;

μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення, $\mu=0,02$;

f - коефіцієнт тертя ковзання,

d - діаметр цапфи вала колеса, м;

K_p - коефіцієнт тертя реборд з рейками:

$K_p = 1,5$ - для механізму пересування мостового крана;

$K_p = 3,5 \dots 4$ - для механізму пересування велосипедного крана без опорних роликів;

$K_p = 2,5$ - для механізму пересування візка з приводними колесами.

Таблиця 5.2 - Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів.

Діаметр колеса та тип рейки	160/P8			200/P11			250/P15		
Режим роботи	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	26.8	15.4	10.8	42.5	23.2	16.3	70.0	58.3	50.0
0.67	22.9	12.6	8.7	34.6	19.0	13.2	70.0	58.3	41.5
1.32	18.6	10.2	7.1	28.0	15.4	10.7	70.0	48.5	33.8
1.67	17.3	9.6	6.6	26.3	14.4	10.0	70.0	46.6	31.6
2.0	16.2	9.0	6.2	24.9	13.4	9.4	70.0	42.2	29.6
Діаметр колеса та тип рейки	320/P24			400/P38			500/кр70		
Режим роботи	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	123	102	65.0	218	188	128	320	295	229
0.67	123	84.5	59.0	218	159	110	320	251	188
1.32	123	68.5	47.8	218	128	90.0	320	220	153
1.67	115	64.0	44.5	218	120	84.0	320	206	144
2.0	108	60.0	42.0	200	112	78.0	320	192	134

При наявності на крані горизонтальних роликів (консольні та велосипедні крани) сила опору пересуванню від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс та роликів, Н

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q+G)}{D}(2\mu + fd) + \frac{2H_1}{D_1}(2\mu_1 + fd_1) \quad (5.4)$$

де H_1 - горизонтальне навантаження на пару опорних роликів (табл. 5.1), Н;

D_1 - діаметр горизонтальних опорних роликів, м;

d_1 - діаметр цапфи ролика, м.

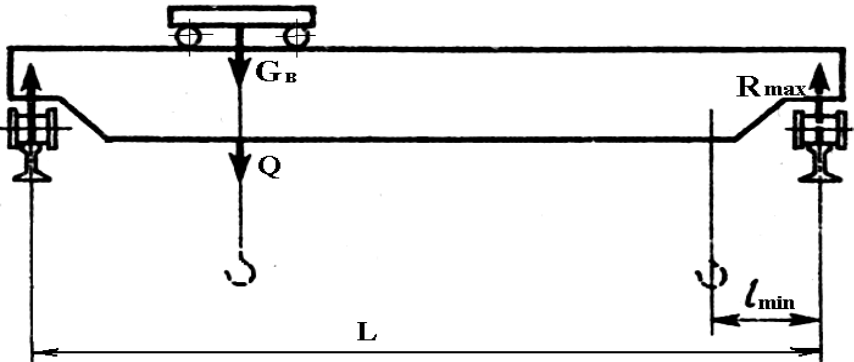


Рис.5.2. Розрахункова схема мостового крана

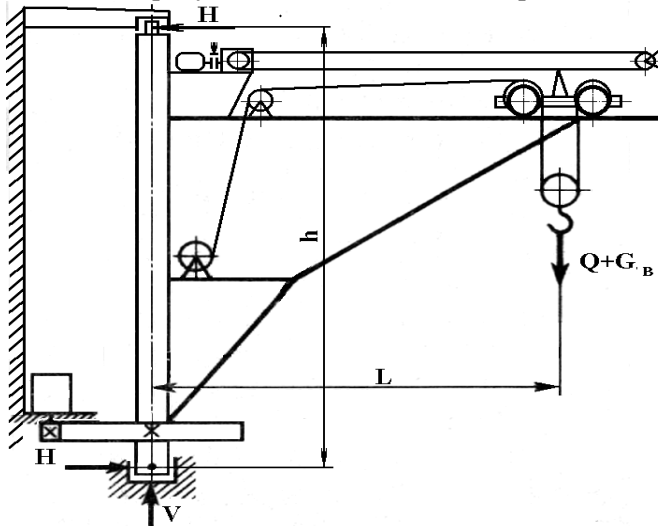


Рис. 5.3. Розрахункова схема консольного крана

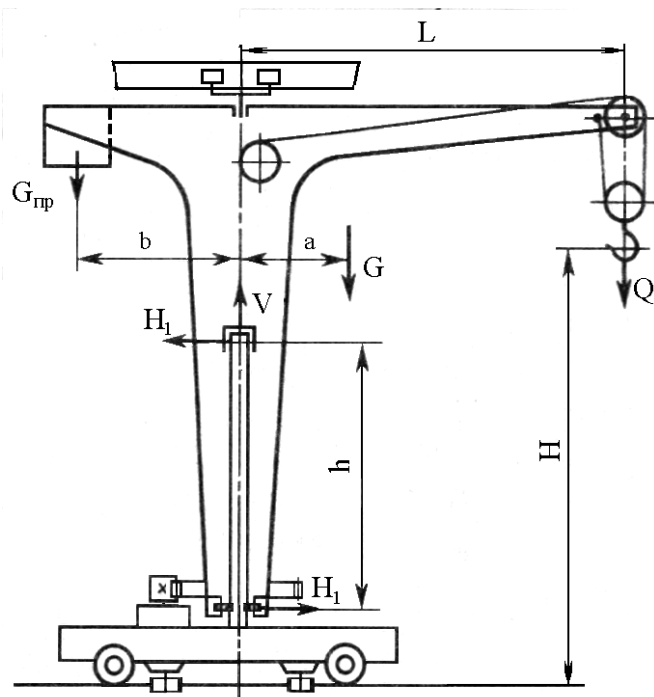


Рисунок 5.4. Розрахункова схема велосипедного крана

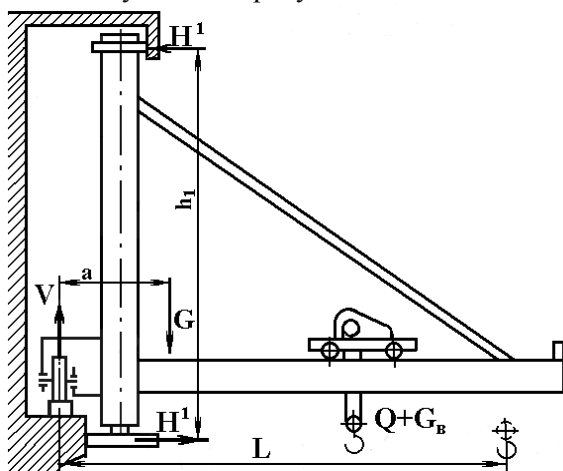


Рисунок 5.5 Розрахункова схема консольного пересувного крана

В механізмі пересування з канатною тягою при розміщенні

вантажного барабану поза візком враховується сила переміщення вантажного каната по блокам, Н

$$W_K = \frac{10^4 Q}{i_n} \left(\frac{1}{\eta^{i_n+1}} - 1 \right) \quad (5.5)$$

де i_n - кратність поліспасти механізму підйому вантажу ;

$\eta = 0,98$ - ККД блока на підшипниках кочення.

Сила інерції при допускному прискоренні [а]=0,2 ... 0,3 $\frac{m}{c^2}$

$$W_i = 10^3 (Q + G_B) \cdot [a] \quad (5.6)$$

У поворотних кранах при розрахунку опору руху візка враховується відцентрова сила, Н

$$W_{Ц} = 11(Q + G_B)L \cdot n_{KP}^2 \quad (5.7)$$

де L - найбільший виліт візка крана, м;

n_{KP} - частота обертання крана, $хв^{-1}$.

В механізмах пересування візка з канатною тягою канат вибирають по розривному зусиллю, Н

$$F_{PO3P} = W \cdot K \quad (5.8)$$

де W - повний опір руху візка, Н;

$K = 4$ – коефіцієнт запасу міцності каната (табл.4.1).

Довжина барабана тягового каната, мм

$$L_{\sigma} = \left(\frac{l_B \cdot 10^3}{\pi D_{\sigma}} + Z_{\Phi} \right) P \quad (5.9)$$

де l_B - хід візка, м;

$l_B = L - (1... 1,5)$, м;

L - виліт крана, м;

$D_{\sigma} = e d_K$ - діаметр барабана, для 1М – 3М режиму роботи $e=25$;

d_K - діаметр тягового каната, мм;

Z_ϕ - число фрикційних витків на барабані; $Z_\phi = 3 \dots 4$;

P - крок нарізки на барабані, мм.

5.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} \quad (5.10)$$

де W - опір руху крана або візка, Н;

V - швидкість руху крана або візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ - середня кратність пускового моменту двигуна.

За каталогом вибирають двигун типу МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{EKB} \leq P_\delta \leq P \quad (5.11)$$

де $P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} \leq P_{25}$; P_{CT} - потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP} + W_K) V}{10^3 \cdot \eta_3} \quad (5.12)$$

де γ - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму (для механізмів пересування кранів $\gamma = 1,25$; для механізмів пересування візка $\gamma = 1,12$);

K - коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи механізму ($K_{25} = 0,75$).

При розподіленому приводі потужність двигуна з кожного боку становить 0,6 розрахункової.

5.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (5.13)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв⁻¹;

n_K – частота обертання ходового колеса крана

або візка, хв⁻¹ $n_K = \frac{60V}{\pi D}$;

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с⁻¹;

ω_K - кутова швидкість колеса, с⁻¹;

V - швидкість руху, м/с;

D - діаметр ходового колеса, м.

Редуктори механізму пересування крана або візка вибирають по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P \quad (5.14)$$

де $K_p = 2,25; 2,2; 1,7; 1$, відповідно, для групи режимів роботи 3М, 4М, 5М, 6М для редукторів РМ, Ц2, ВК, ВКН.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор. Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$

5.7 Вибір муфт

Для з'єднання валів механізмів пересування рекомендують зубчасті муфти за ГОСТ 5006-83 .Муфти з роз'ємною обоймою застосовується для безпосереднього (без проміжного вала) з'єднання валів, складаються з двох зубчастих втулок і двох зубчастих обойм типу МЗ.

Зубчасті муфти МЗП використовуються для з'єднання з застосуванням проміжних валів.

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора переважно використовують муфту пружну втулково-пальцьову - МПВП.

5.8 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана або візка, Нм:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (5.15)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, с^{-1} ;

t_{Γ} - тривалість гальмування крана або візка з вантажем, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]}$$

$$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2

$$I_{3B}^T = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (5.16)$$

де $\delta(I_P + I_M)$ - момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1, 1 \dots 1, 2$;

I_P - момент інерції ротора двигуна, кгм^2 ;

I_M - момент інерції муфти, кгм^2 ;

m - маса крана або візка з вантажем;

R - радіус колеса, м;

U_P - передаточне число редуктора ;

η_3 - загальний ККД.

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана або візка, Нм

$$T_{CT} = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3} \quad (5.17)$$

де W_T - опір руху навантаженого крана або візка, який визначається формулами підрозділу 5.4, Н;

D - діаметр ходового колеса, м.

Вибрані гальма перевіряються за тривалістю гальмування ненавантаженого крана або візка за умовою

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^1} \geq t_{\Gamma \min} \quad (5.18)$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого крана або візка при гальмуванні, Нм

$$T_{CT}^1 = \frac{W_T^1 D}{2U_P \eta_3} \quad (5.19)$$

де W_T^1 - опір руху ненавантаженого крана або візка, який визначається за формулами підрозділу 5.4, при $Q = 0$, $K_P = 1$.

Зведений момент інерції рухомих мас, кгм²

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (5.20)$$

де m^1 - маса крана або візка без вантажу, кг.

Мінімальний час гальмування $t_{\Gamma \min}$ ненавантаженого крана або візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{CII} > 1,2$), с

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1200GV}{R_{\Gamma P}^{1 \min} \varphi} \quad (5.21)$$

де G - маса крана або візка без вантажу, т;

V - швидкість руху, м/с;

$R_{\Gamma P}^{1 \min}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейками (при роботі в приміщенні $\varphi = 0,2$, при роботі на повітрі $\varphi = 0,12$).

5.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою

Для порожнього крана або візка тривалістю розгону крана або

візка без вантажу, с

$$t_P^I = \frac{I_{3B}^I \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^I}, \quad (5.22)$$

де I_{3B}^I - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2 :

$$I_{3B}^I = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_{2P}^2 \cdot \eta_3}; \quad (5.23)$$

T_{II}^{CP} - середній пусковий момент двигуна, $T_{II}^{CP} = T_H \psi$;

T_H - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{P_\partial \cdot 10^3}{\omega_\partial} \quad (5.24)$$

P_∂ - потужність двигуна, кВт; n_∂ - частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ; φ - середня кратність пускового моменту;

$\varphi = 1,5 \dots 1,6$

Сила інерції при розгоні не навантаженого крана або візка,

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_P^I} \quad (5.25)$$

де G - маса крана або візка без вантажу, т; V - швидкість руху, м/с.

Сумарний опір від тертя в підшипниках та на доріжках ковзання ходових коліс та опорних роликів крана або візка без вантажу визначається за формулами підрозд. 5.4, при $Q = 0$.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_{TP}^{II} = R_{II}^{Imin} f \cdot d \cdot \frac{1}{D} \quad (5.26)$$

де $R_{ПП}^{1min}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f = 0,015...0,02$ - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d - діаметр цапфи, м;

D - діаметр ходового колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{СЦ} = \frac{R_{ПП}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{ПП}} \geq 1,2 \quad (5.27)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні $\varphi = 0,2$.

6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНА

Послідовність розрахунку :

- вибір схеми опорно - поворотного пристрою;
 - визначення маси поворотної частини крана;
 - визначення маси противаги;
 - визначення навантажень на елементи опорно-поворотного пристрою, розмірів основних вузлів ОПП;
 - визначення моментів сил тертя у ОПП та моментів сил інерції;
 - вибір електродвигуна;
 - визначення загального передаточного числа механізму, розклад його за ступенями приводу, вибір редуктора та муфт, проектний розрахунок відкритої передачі;
 - визначення гальмівного моменту та вибір гальм.
- вибір приладів безпеки.

6.1 Вибір схеми опорно-поворотного пристрою

У механізмах повороту звичайно застосовуються такі види ОПП: радіальні дворядні підшипники на верхній та нижній цапфах поворотної колони, які сприймають горизонтальне навантаження; упорний підшипник на нижній цапфі, сприймаючий вертикальне

навантаження; радіальні дворядні та упорний підшипники на верхній цапфі нерухомої колони та чотирьох роликова коробка, яка упирається на нижню цапфу колони; кулькове або роликове ОПП, виконане у вигляді великогабаритного дворядного упорно-радіального підшипника (опорно-поворотне коло - ОПК), до обертальної обійми якого кріпиться поворотна частина крану.

6.2 Визначення маси поворотної частини крана

Масу поворотної частини крану при розрахунку можна прийняти за таблицею за варіантом завдання на проектування. Відстань від вісі обертання до центру мас поворотної частини (рис.5.2) $a = (0,2...0,3) L$, відстань від осі обертання до центра мас противаги рекомендується приймати $b = (0,3...0,5) L$; відстань між верхньою та нижньою опорами можна приймати $h = (0,5...0,7) L$.

6.3. Визначення маси противаги

Противага встановлюється тільки на повноповоротних кранах. Маса противаги, яка забезпечує однакове навантаження на ОПП навантаженого та ненавантаженого кранів, т

$$G_3 = \frac{(Q + G_B) \cdot L + 2 \cdot G_1 \cdot a}{2 \cdot b} \quad (6.1)$$

де Q , G_B , G_1 - маса, відповідно, вантажу, візка та поворотної частини крана, т.

6.4 Визначення навантажень на опорно-поворотний пристрій та розрахунок розмірів основних вузлів ОПП

Вертикальне навантаження на упорний підшипник, кулькове або роликове опорно-поворотне коло (ОПК), Н

$$V = (Q + G_s + G_1 + G_3) 10^4 \quad (6.2)$$

Горизонтальне навантаження на елементи ОПП (без врахування зусиль у відкритій передачі), Н

$$H = \frac{(Q + G_B)L + G_1 \cdot a - G_3 \cdot b}{h} \cdot 10^4. \quad (6.3)$$

Момент, який навантажує кулькове або роликове ОПК, а також колону крана, Нм:

$$M = [(Q + G_B) \cdot L + G_1 \cdot a - G_3 \cdot b] 10^4. \quad (6.4)$$

Необхідний діаметр колони визначають за умовою міцності на згин, мм

$$D_K = 10 \sqrt[3]{\frac{H \cdot h}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}} \quad (6.5)$$

де H - в Н;

h - в м;

$[\sigma]_{зг}$ - допускане напруження згину

(для колони з Ст.3 $[\sigma]_{зг} = 100$ МПа).

Вибирають діаметр опорних роликів поворотних кранів на колоні $d_p = (0,4 \dots 0,5) D_K$, діаметр осей роликів $d_o = (0,3 \dots 0,5) d_p$. Підшипники кочення, сприймаючі горизонтальне навантаження H , вибирають за статичною вантажопідйомністю C_0 . Максимальне навантаження на найбільш навантажену кулю у дворядному та однорядному роликовому ОПК визначають за формулою

$$F_{max} = \frac{1}{z \cdot \sin \alpha} \left(V + \frac{4,5M}{D_o} \right) \quad (6.6)$$

де z - кількість кульок або роликів в одному ряду;

α - кут контакту, утворений напрямком реакції тіла кочення та площиною, перпендикулярної до вісі обертання ОПК, отже приймати $\alpha = 45^\circ$;

V - вертикальне навантаження на ОПК, Н (підрозд. 6.3.);

M - момент, навантаження ОПК (підрозд. 6.3.), Нм;

D_o - діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення, м.

Контактні напруження для точкового контакту (у кулькових ОПК), МПа

$$\sigma_H = \frac{900}{\mu d} \cdot \sqrt[3]{F_{max} \left(\frac{4}{D_K} - \frac{1}{R_{Ж}} \right)^2} \leq [\sigma]_H \quad (6.7)$$

де μd - допоміжні величини, вибирають за табл. П.13 в залежності від

$$\tau = \frac{D_K}{4R_{Ж} - D_K} \quad (6.8)$$

де D_K - діаметр кулі, мм;

$R_{Ж} = (0,51...0,54) D_K$ - радіус поперечного перерізу жолоба доріжки кочення у обоймі ОПК, мм.

Для лінійного контакту (у роликів ОПК) контактні напруження, МПа:

$$\sigma_H = 197 \sqrt{\frac{2 \cdot F_{max}}{l \cdot D_P}} \leq [\sigma]_H \cdot \quad (6.9)$$

де D_P, l - відповідно, діаметр та довжина ролика, мм.

Для доріжок кочення коліс зроблених з кованих та прокатних заготовок з сталей марок 50, 55, 50Г, 40ХН та ін., загартованих до твердості HRC 50...60 на глибину 4...5 мм, допусчне контактне напруження можна прийняти $[\sigma]_H = 2500$ МПа при лінійному контакті.

Основні дані по ОПК, які випускаються промисловістю, приведені в табл.П.14, П.15 та показані на рис.П.1 - П.3

6.5 Визначення моменту сил тертя у опорах та моменту сил інерції

Момент сил тертя у опорах крана з поворотною колоною, Нм:

$$T_C = 2H \cdot f \frac{d}{2} + V \cdot f \frac{d^1}{2}, \quad (6.10)$$

де H і V - відповідно, горизонтальне та вертикальне навантаження

(рис.5.3), Н ;

f - коефіцієнт тертя у підшипниках, для підшипників кочення $f = 0,015$;

d і d^1 - внутрішній діаметр, відповідно, радіального та упорного підшипника, м.

Момент сил тертя у опорах крана з нерухомою колоною, Нм

$$T_C = \frac{H}{\cos \alpha} \left(\frac{D_K}{d_P} + 1 \right) \left(\mu + \frac{f^1 \cdot d_o}{2} \right) + H \cdot f \frac{d}{2} + V \cdot f \frac{d^1}{2}, \quad (6.11)$$

де $\alpha = 30^\circ$ - кутова координата центру ролика, відраховується від вісі стріли;

μ - коефіцієнт тертя кочення (табл. П. 12), м;

f^1 - коефіцієнт тертя на осі ролика ($f^1 = 0,015$ - для роликів на підшипниках кочення, $f^1 = 0,08 \dots 0,10$ - для роликів на підшипниках ковзання).

Момент опору повороту від сил тертя з кулею або роликом ОПК, Нм

$$T_c = \frac{\mu^1}{2} (V \cdot D_o + 4,5M), \quad (6.12)$$

де μ^1 - приведений коефіцієнт тертя ($\mu^1 = 0,003 \dots 0,005$ - для кулькових ОПК, $\mu^1 = 0,005 \dots 0,008$ - для роликових ОПК, V, M, D_o - див. підрозд. 6.4.).

Момент сил інерції поворотної частини крана та вантажу, Нм:

$$T_i = 10^3 \cdot [(Q + G_B)L^2 + G_1 \cdot a^2 + G_3 \cdot b^2] \frac{[a]}{L}, \quad (6.13)$$

де $[a]$ - допускане прискорення кінця стріли,

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2$; L, a, b див. рис. 5.2.

6.6 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибирають за розрахованою потужністю, кВт

$$P = \frac{(T_C + 1,1 \cdot T_i) \cdot \omega_{KP}}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi}, \quad (6.14)$$

де ω_{KP} - кутова швидкість крана, с^{-1} ;

η_3 - загальний ККД приводу;

$\eta_3 = \eta_M \cdot \eta_{ЗУБ} \cdot \eta_P$; $\eta_M, \eta_{ЗУБ}, \eta_P$ - ККД, відповідно, муфти, відкритої зубчастої (цівкової) передачі та редуктора;

ψ - середня кратність пускового моменту.

При виборі двигуна слід дотримуватись нерівності $P_0 \geq P$ відповідно ТВ %.

6.7 Визначення загального передаточного числа, вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму

$$U_3 = \frac{n_\partial}{n_{KP}} = \frac{\omega_\partial}{\omega_{KP}}.$$

Редуктор механізму повороту для зручності компоновання повинен мати вертикальний вихідний вал. Звичайно це черв'ячний редуктор з циліндричним або глобоїдним черв'яком або планетарні мотор - редуктори. Редуктор вибирають за розрахованою потужністю P , частотою обертання вала черв'яка, передаточного числа та режимом роботи. Найчастіше використовують редуктори Ч-40...Ч-160, які забезпечують передаточні числа у межах 8...80 і крутні моменти до 2000 Нм, а також редуктори РГУ (з глобоїдним черв'яком РГУ80...РГУ120). Передаточне число редуктора визначається так, щоб передаточне число відкритої циліндричної або цівкової передачі знаходились у межах $U_{\partial id} = 5...8$. Остаточне передаточне число відкритої передачі

$$U_{\partial id} = \frac{U_3}{U_P}, \quad (6.15)$$

де U_3 - передаточне число механізму;

U_P - передаточне число вибраного редуктора.

Дані про параметри зубчастого зачеплення і розміри ОПК приведені у табл. П.14, П.15.

6.8 Розрахунок цівкової передачі

Міжосьова відстань цівкової передачі (рис.6.1) за умови контактної міцності зубців цівки визначають за формулою, мм

$$a^1 = \frac{U_{\text{ц}} + 1}{4,45} \sqrt[3]{\left(\frac{z_1}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{T_1}{\beta}}, \quad (6.16)$$

де $U_{\text{ц}}$ - передаточне число цівкової передачі;

z_1 - число зубців цівки (можна прийняти $z_1 = 10 \dots 12$);

$[\sigma]_H$ - допускане контактне напруження (для цівок з сталі 45 при НВ 210...250 $[\sigma]_H = 1180$ МПа);

T_1 - крутний момент на валу цівки, Нм;

$$T_1 = \frac{T_C + T_i}{U_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{ц}}}; \quad T_C, T_i - \text{див. підрозд. 6.5};$$

$\eta_{\text{ц}}$ - ККД цівкової передачі ($\eta_{\text{ц}} = 0,95$);

$$\beta = \frac{b}{d_{\text{ц}}} = 2 - \text{коефіцієнт ширини цівки};$$

b - ширина цівки;

$d_{\text{ц}}$ - діаметр цівки.

Діаметр цівки, мм

$$d_{\text{ц}} = \frac{3a^1 10^2}{(U_{\text{ц}} + 1) \cdot z_1}.$$

Діаметр початкового кола цівки, мм

$$d_1 = \frac{d_{\text{ц}} \cdot z_1}{0,475 \cdot \pi}.$$

$$\text{Крок зачеплення } t = \frac{\pi \cdot d_1}{z_1}.$$

Діаметр початкового кола цівочного колеса, мм $d_2 = \frac{t \cdot z_2}{\pi}$.

де $z_2 = U_{\text{ц}} \cdot z_1$ (заокруглити до цілого числа).

Уточнене значення міжосьової відстані $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

Висота головки зуба шестерні при $z_1 = 10$ буде $h_1 = 0,44t$.

Відстань між опорами цівки $l = (1,2 \dots 1,6)b$.

Напруження згину в цівці

$$\sigma_{згин} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{0,4 \cdot d_1 \cdot d_{ц}^3} \left(l - \frac{b}{2} \right) \leq [\sigma]_{згин}$$

Де $[\sigma]_{згин} = 140 \dots 160$ МПа.

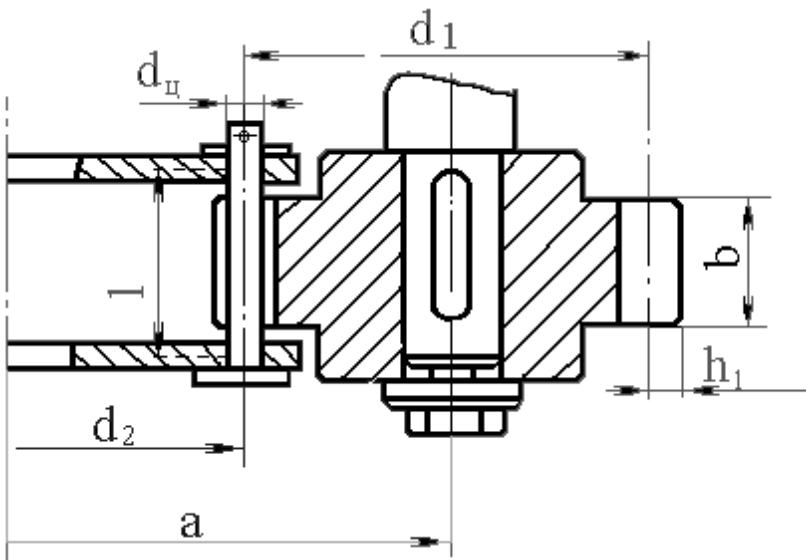


Рисунок 6.1 Цівкова передача

6.9 Вибір муфт

Муфти, які з'єднують вал двигуна з валом редуктора вибирають за вказівками розділу 4.11.

Запобіжну фрикційну муфту граничного моменту встановлюють у черв'ячному редукторі, коли його передаточне число більше 40 (при несприятливих умовах редуктор може виявитися самогальмівним).

Розрахунковий момент муфти

$$T_M = T_H \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \leq T_M^{max}$$

де T_{max} - найбільший момент, який передає муфта.

6.10 Вибір гальм

Гальма вибирають за гальмівним моментом, Нм

$$T_T = \frac{I, I \cdot T_u \cdot \eta_3}{U} - \frac{T_C}{U \cdot \eta_3}$$

Між електродвигуном і редуктором встановлюють найчастіше фрикційну запобіжну муфту або запобіжну муфту зі зрізним пальцем. Запобіжним пристроєм може служити установка зірочки цівкової передачі або шестерні на фрикційній втулці.

7. ВИБІР ЗАСОБІВ БЕЗПЕКИ

7.1 Запобіжні пристрої механізмів підйому вантажу

Для забезпечення безпечної роботи механізмів підйому та зміни вильоту стріли вантажопідйомні машини обладнуються автоматично діючими обмежувачами, які вимикають механізми, якщо вантаж або стріла наближується до положення, при якому робота людей стає небезпечною, а також якщо маса вантажу перевищує вантажопідйомність крана.

В механізмах підйому вантажу використовуються різні обмежувачі вантажопідйомності, в тому числі торсіонні, основним робочим елементом яких є торсіонний (гнучкий) валик. Один кінець цього валика закріплюють нерухомо в опорі, другий через важіль закріплюють до урівноважуючого блока вантажного поліспасти та з'єднують з рухомим контактом потенціометра, який ввімкнутий в ланцюг керування роботою електродвигуна механізму підйому.

7.2 Запобіжні пристрої механізмів пересування

До запобіжних пристроїв механізмів пересування відносять обмежувачі пересування кранів та візків, буфери, упори, протиугінні

пристрої.

Обмежувачі пересування кранів та візків призначені для автоматичного відключення електродвигунів механізмів пересування при досягненні вантажопідйомним краном або візком крайнього положення на кранових або підвізкових рейках. Обмежувачі пересування складаються з кінцевих вимикачів, які є елементами схем керування електродвигунами та лінійок, які діють на важелі цих вимикачів.

При обмеженні ходу в один бік, як правило, використовують важелі, типу КУ, або кнопчні кінцеві вимикачі [1] (рис. 127а, б).

При необхідності обмеження ходу механізму в обох напрямках руху використовують шпindelльні вимикачі [1] (рис. 127в).

На рис. показана схема встановлення вимикача 2 типу КУ на кінцевій балці моста крана 1 на лінійці 3, яка розміщена на кранових рейках.

В умовах високої вологості, запиленості, вібрацій вимикачі контактного типу ненадійні та недовговічні. В цих умовах використовують безконтактні електронні, магнітні, індукційні та ультразвукові вимикачі.

Схема обмеження пересування кранового візка аналогічна наведеній вище з тією різницею, що вимикач встановлено на мосту крана і відносно візка він нерухомий, а переміщується лінійка, яка закріплена на рамі візка.

На кінцях кранових та візкових шляхів встановлюють тупікові упори, які фіксують крайні положення кранів та візків, а на кінцевих балках кранів, балансирах та рамах візків – буфера, призначені для пом'якшення ударів крана та візків об упори, а також кранів між собою. Використовують еластичні, пружинні, пружинно-фрикційні та гідравлічні буфера.

Для запобігання попадання сторонніх предметів під колеса кранів та візків, перед колесами встановлюють щитки, зазор між якими та поверхнею головки рейки повинен бути не більше 10 мм.

Протиугінними пристроями обладнуються крани, які працюють на відкритому повітрі (козлові, порталні і мостові) і мають коефіцієнт запасу гальмування механізму пересування менше 1,2.

З цих пристроїв найбільше поширення одержали кліщові захвати, які створюють гальмівну силу за рахунок контакту робочих поверхонь кліщів з боковою поверхнею головки рейки.

Використовують захвати з ручним та машинним приводом. Замикання захватів з ручним приводом здійснюється в примусовому

порядку, а захват з машинним приводом-і автоматично.

7.3 Запобіжні пристрої механізмів повороту

Для запобігання руйнування деталей механізму при випадковому стопорінні поворотної частини крана, а також від екстремальних динамічних навантажень у несталій період руху в приводі механізму встановлюють запобіжні муфти.

Найчастіше застосовують фрикційну муфту граничного моменту.

Граничні пружні моменти, що відключають запобіжну муфту при пуску привода

$$M_1 = k_3 M_n U \eta \quad (7.1)$$

при гальмуванні

$$M_2 = k_3 M_e U \frac{1}{\eta} \quad (7.2)$$

Тут M_n , M_e – відповідно пусковий і гальмівний моменти на валу електродвигуна;

k_3 – коефіцієнт запасу ($k_3=1,2 \dots 1,4$);

U, η - відповідно, передаточне число; η -ККД передачі між приводом і муфтою.

Вибирають муфту за найбільшим граничним моментом.

З урахуванням пружних коливань механізму та ударів у зазорах приводу максимальний момент на запобіжній муфті

$$M_{\max} = \left(M_m + \sqrt{M_m^2 + M_m c \theta} \right) \quad (7.3)$$

де c – коефіцієнт крутильної жорсткості трансмісії між двигуном і муфтою;

θ - кутовий зазор у з'єднанні двигун-муфта;

M_m – крутний момент на муфті при розгоні

$$M_m = M_{n,cr} U \eta \quad (7.4)$$

при гальмуванні

$$M_m = M_m \frac{U}{\eta} \quad (7.5)$$

У формулу (7.3) підставляють найбільший із моментів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Слободян Н. М., Пономарчук І. А. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. – Вінниця : ВНТУ, 2020. – 87 с.
2. Роговий А. С., Мельник В. М. Підйомно-транспортні машини і обладнання : навч. посіб. – Київ : Кондор, 2019. – 312 с.
3. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
4. НПАОП 0.00-1.80-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання.

Таблиця П.І - Канати дротяні сталеві

Діаметр, мм	Маса каната (1000 м), кг.	Маркувальна група, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		Розривне зусилля, кН			
1	2	3	4	5	6
Канат ЛК-О 6×7+1 о.с. по ГОСТ 3069-70					
3,7	47,7	6,740	7,595	8,290	8,945
4,0	54,0	7,640	8,590	9,375	10,100
4,9	83,7	11,850	13,050	14,350	-
5,9	120,0	16,950	18,700	20,450	-
Канат ЛК-Р 6×19+1 о.с. по ГОСТ 2688-80					
8,3	256,0	-	34,800	38,150	41,600
9,1	305,0	-	41,500	45,450	49,600
9,9	356,6	-	48,850	53,450	58,350
11,0	461,6	-	62,850	66,800	75,150
12,0	527,0	-	71,750	78,550	85,750
13,0	596,6	71,050	81,250	89,000	97,000
14,0	728,0	86,700	98,950	108,000	118,000
15,0	844,0	100,000	114,500	125,500	137,000
16,5	1025,0	121,500	139,000	152,000	166,000
18,0	1220,0	145,000	166,000	181,500	198,000
19,5	1405,0	167,000	191,000	209,000	228,000
21,0	1635,0	194,500	222,000	243,500	265,500
22,5	1850,0	220,000	251,000	275,000	303,500
24,0	2110,0	250,500	287,000	314,000	343,000
Канат ЛК-З 6×25+1 о.с. по ГОСТ 7667-80					
8,1	236,5	-	31,900	35,100	38,050
9,7	342,5	-	46,300	50,850	55,100
11,5	464,0	54,900	62,700	68,900	74,750
13,0	605,0	71,500	81,750	89,450	97,200
14,5	763,5	90,350	102,500	113,000	122,500
16,0	941,5	110,500	126,500	139,500	151,000
17,5	1140,0	134,500	153,500	169,000	183,000
19,5	1357,5	160,000	183,000	201,000	218,500
21,0	1594,0	188,500	215,000	236,500	256,500

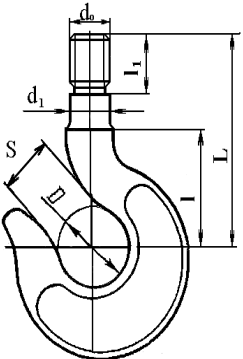
Продовження таблиці П.І

1	2	3	4	5	6
22,5	1857,0	219,0	250,500	275,000	298,500
24,0	2132,0	251,500	288,000	316,500	343,000
Канат ЛК-РО 6×36+1 о.с. по ГОСТ 7668-80					
9,7	383,5	-	49,720	53,018	56,000
11,5	513,0	-	67,000	70,900	74,900
13,5	696,5	-	90,600	96,000	102,000
15,0	865,0	-	112,500	119,400	126,500
16,5	1040,0	-	135,000	143,500	152,000
18,0	1245,0	-	161,500	175,500	190,500
20,0	1520,0	-	197,500	215,600	233,500
22,0	1830,0	207,500	237,500	258,500	280,500
23,5	2130,0	242,500	277,000	304,000	338,000
25,5	2495,0	283,500	324,000	352,500	383,000

Таблиця П.2 – Накладки для кріплення каната до барабана

Ескіз накладки	Позначення	Діаметр каната, мм	Розміри, мм							Шпилька
			a	L	B	H	h	r	d	
	1	> 10 до 12	13	40	40	12	1,5	10	13	M12
	2	“ 12 “ 14	15	45	45	14	2,0	11	13	M12
	3	“ 14 “ 17	18	55	50	16	2,5	12	17	M16
	4	“ 17 “ 20	22	65	55	18	3,0	14	22	M20
	5	“ 20 “ 23	25	75	60	22	3,5	16	26	M24
	6	“ 23 “ 26	28	85	65	26	4,0	18	26	M24
	7	“ 26 “ 27,5	32	95	70	30	4,5	20	32	M30
	8	“ 27,5 “ 31	34	105	80	30	5,0	22	32	M30
	9	“ 31 “ 35	38	115	90	34	5,5	25	38	M36
	10	“ 35 “ 40	42	125	100	38	6,0	28	44	M42

Таблиця П.3 – Гаки кранові однорогі машинного приводу за ГОСТ 6627 – 74

	Но- мер гака	Вантажопідйом- ність, т		Номінальні розміри, мм							
		Режим роботи		D	S	d ₁	d ₀	L		ℓ, не менше	ℓ ₁
		3М,4М	5М,6М					Тип А	Тип Б		
	6	1,0	0,8	36	26	20	М20	100	180	50	30
	7	1,25	1,0	40	30	20	М20	110	195	60	50
	8	1,6	1,25	45	38	25	М24	125	210	60	35
	9	2,0	1,6	50	38	30	М27	145	240	70	40
	10	2,5	2,0	55	40	30	М30	155	285	85	45
	11	3,2	2,5	60	45	35	М33	175	330	85	50
	12	4,0	3,2	65	50	40	М36	190	375	95	55
	13	5,0	4,0	75	55	45	М42	210	425	105	60
	14	6,3	5,0	85	65	50	М48	230	475	130	70
	15	8,0	6,3	95	75	55	М52	260	520	140	75
	16	10,0	8,0	110	85	60	М56	280	580	150	80
	17	12,5	10,0	120	90	70	М64	325	640	180	90
	18	16,0	12,5	130	100	75	Трап 70×10	420	700	190	95
	19	20,0	16	150	120	80	Трап 80×10	420	760	210	100
	20	25,0	20	170	130	100	Трап 90×12	470	820	250	115

Таблиця П.4 – Характеристики кранових двигунів з короткозамкненим ротором серії МТКФ

Типо розмір двигу- на	Потужність P_{∂} , кВт і частота обертання ротора n_{∂} , хв ⁻¹						Момент інерції ротора, кг·м ²	Макси- мальний момент, T_{max} , Нм	Ма- са, кг
	ПВ=15%		ПВ=25%		ПВ=40%				
	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}			
011-6	2,0	780	1,7	835	1,4	875	0,02	42	47
012-6	3,1	785	2,7	835	2,2	880	0,03	67	53
111-6	4,5	825	4,1	850	3,5	885	0,045	105	70
112-6	6,5	845	5,8	870	5,0	895	0,0625	175	80
211-6	10,5	800	9,0	840	7,5	880	0,11	220	110
311-6	14,0	880	13,0	895	11,0	910	0,21	390	155
312-6	19,5	900	17,5	915	15,0	930	0,3	600	195
411-6	30,0	905	27,0	915	22,0	935	0,475	780	255
412-6	40,0	910	36,0	920	30,0	935	0,64	1000	315
311-8	10,5	660	9,0	670	7,5	690	0,275	330	155
312-8	15,0	675	13,0	690	11,0	700	0,39	510	195
411-8	22,0	660	18,0	680	15,0	695	0,54	670	255
412-8	30,0	675	26,0	690	22,0	700	0,75	1000	315

Таблиця П.5 – Характеристики кранових двигунів з фазним ротором серії МТФ і МТН

Типо розмір двигу- на	Потужність P_{∂} , кВт і частота обертання ротора n_{∂} , хв ⁻¹						Момент інерції ротора, кг·м ²	Макси- мальний момент, T_{max} , Нм	Ма- са, кг
	ПВ=15%		ПВ=25%		ПВ=40%				
	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
МТФ									
011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,022	40	51
012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,03	57	58
111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,05	87	76
112-6	6,5	895	5,8	915	5,0	930	0,07	140	88
211-6	10,5	895	9,0	915	7,5	930	0,115	195	120
311-6	14,0	925	13,0	935	11,0	945	0,225	320	170
312-6	19,5	945	17,5	950	15,0	955	0,312	480	210
411-6	30,0	945	27,0	955	22,0	965	0,5	650	280
412-6	40,0	960	36,0	965	30,0	970	0,7	950	345

Продовження таблиці П.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
МТГ									
311-8	10,5	665	9,0	680	7,5	695	0,275	270	170
312-8	15,0	680	13,0	695	11,0	705	0,4	430	200
411-8	22,0	685	18,0	700	15,0	710	0,54	580	260
412-8	30,0	705	26,0	715	22,0	720	0,75	900	345
МТН									
511-8	-	-	34,0	695	28,0	705	1,075	1030	470
512-8	-	-	45,0	695	37,0	705	1,425	1400	570
611-10	-	-	53,0	560	45,0	570	4,25	2360	900
612-10	-	-	70,0	560	60,0	565	5,25	3200	1070

Таблиця П.6 – Колодкові гальма з короткоходовими електромагнітами

Тип гальма	Діаметр гальмівного шківa, мм	Ширина гальмівної колодки В, мм	Гальмівний момент, Нм при ПВ механізму,%		Відхід колодок від шківa ε, мм	Тип електро-двигуна	Маса гальма з електромагнітом, кг
			25	40			
ТКТ-100	100	70	20	20	0,4	МО100Б	12
ТКТ-200/100	200	90	40	40	0,4	МО100Б	25
ТКТ-200	200	90	160	160	0,5	МО200Б	37
ТКТ-300/200	300	140	240	240	0,5	МО200Б	69
ТКТ-300	300	140	500	500	0,7	МО300Б	93

Таблиця П.7 – Колодкові гальма з електрогідроштовхачем

Тип гальма	Діаметр гальмівного шківa, мм	Ширина гальмівної колодки В, мм	Гальмівний момент, Нм, при ПВ механізма, %		Відхід колодок від шківa ε, мм	Тип гідроштовхача	Маса гальма з гідроштовхачем, кг
			25	40			
ТКГ-160	160	70	100	100	0,6	Т-16	21
ТКГ-200	200	90	300	300	0,63	Т-25	49
ТКГ-300	300	140	800	800	1,0	Т-45	100
ТКГ-400	400	180	1500	1500	1,0	Т-75	179
ТКГ-500	500	200	2500	2500	1,1	Т-75	245
ТТ-160	160	70	100	100	0,6	ТЭГ-16	19,0
ТТ-200	200	90	200	200	0,65	ТЭГ-25	35,3
ТТ-250	250	100	400	400	1,0	ТЭГ-25	72,2
ТТ-320	320	130	800	800	1,1	ТЭГ-50	89,0

Таблиця П.8 – Технічна характеристика електромагнітів серії МО

Тип електричного магніта	Момент, Нм, при ПВ електромагніта, %		Кут повороту якоря, град	Момент маси якоря, Нм	Плече штока, мм	Переміщення штока, мм
	25	40				
МО100Б	5,5	3,0	7,5	0,5	22	3
МО200Б	40	20	5,5	3,6	40	4,2
МО300Б	100	40	5,5	9,2	46	4,7

Таблиця П.9 – Технічна характеристика електрогідроштовхачів типу Т і ТЕГ

Тип електрогідроштовхача	Найбільше тягове зусилля, Н	Хід штока, мм	Тип електрогідроштовхача	Найбільше тягове зусилля, Н	Хід штока, мм
Т-16	160	25	ТЭГ-16	160	25
Т-25	250	40	ТЭГ-25	250	32
Т-45	450	50	ТЭГ-25	550	50
Т-75	750	60	ТЭГ-50	500	50

Таблиця П.10 – Параметри робочої замикаючої пружини колодкових гальм ГОСТ 13764-86

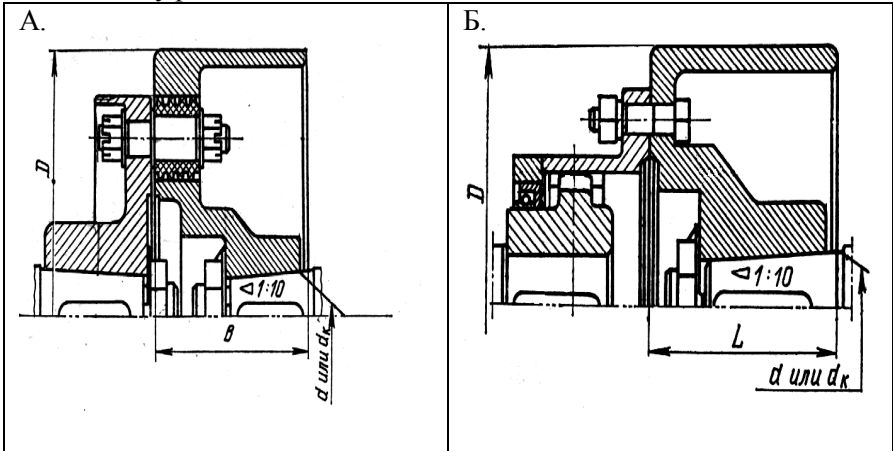
Тип гальма	Діаметр дротів пружини d , мм	Середній діаметр пружини D_{cp} , мм	$L_{пред}$, мм	L_{min} , мм	Довжина пружини в вільному стані $L_{св}$, мм	Коефіцієнт кривизни K	Загальна кількість витків $n = n_{раб} + 1,5$
ТКТ-100	3,5	22	33,2	40	60	1,14	$8,5 + 1,5 = 10$
ТКТ-200/100	6	36	75	85	132	1,14	$11,5 + 1,5 = 13$
ТКТ-200	6	36	75	85	132	1,14	$11,5 + 1,5 = 13$
ТКТ-300/200	9	50	140	160	226	1,17	$14,5 + 1,5 = 16$
ТКТ-300	9	50	140	160	226	1,17	$14,5 + 1,5 = 16$
ТКГ-160	5	30	100	142	195	1,14	$20 + 1,5 = 21,5$
ТКГ-200	5	30	128	158	225	1,14	$24,5 + 1,5 = 26$
ТКТ-300	6	36	159	180	330	1,14	$25,5 + 1,5 = 27$
ТКТ-400	8	46	177	200	390	1,11	$28,5 + 1,5 = 30$
ТКТ-500	8	46	220	245	485	1,11	$35,5 + 1,5 = 37$
ТКТГ-400	6	46	177	211,7	390,75	1,12	$28,5 + 1,5 = 30$
ТКТГ-500	6	46	219	5 250,2 5	485,25	1,12	$35,5 + 1,5 = 37$

- Примітка: 1. Гальма ТКТГ мають дві замикаючі пружини.
2. Матеріал пружини Сталь 60 С2, твердість після термообробки HRC 40...45 (СТ СЄВ 5616-86).

Таблиця П.11 – Коефіцієнт тертя кочення ходових коліс [3], м.

Тип рейки	Діаметр ходового колеса, мм.					
	160	200	250	320	400	500
Для сталевих коліс						
Плоска	$0,03 \cdot 10^{-2}$				$0,05 \cdot 10^{-2}$	
З випуклою голівкою	$0,04 \cdot 10^{-2}$				$0,06 \cdot 10^{-2}$	
Для чавунних коліс						
Плоска	$0,04 \cdot 10^{-2}$				$0,06 \cdot 10^{-2}$	
З випуклою голівкою	$0,05 \cdot 10^{-2}$				$0,07 \cdot 10^{-2}$	

Таблиця П.12 – Основні розміри втулково-пальцевої та зубчастої муфт з гальмівним шківом.



D, мм	D ₁ , мм	ℓ	ℓ _к	d	d _к	Найбільший гальмівний момент, Нм	В, мН	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
		не більш							
А. Пружна втулочно-пальцева муфта									
100	88	90	60	20	19,5	32	75	0,008	2
200	185	110	80	50	49,5	500	95	0,125	25
300	280	110	105	60	69,5	800	145	0,625	60
400	370	150	130	70	89,5	5500	185	2,25	125
500	410	-	130	-	89,5	7000	210	5,0	175
Б. Зубчаста муфта									
200	185	90	105	45	64,5	70	95	0,1	13
200	185	90	80	50	49,5	1450	135	0,15	18
300	280	110	105	50	69,5	3150	145	0,625	30
400	370	-	130	-	89,5	5600	185	1,75	68
500	410	-	200	-	129,5	8000	205	3,75	122

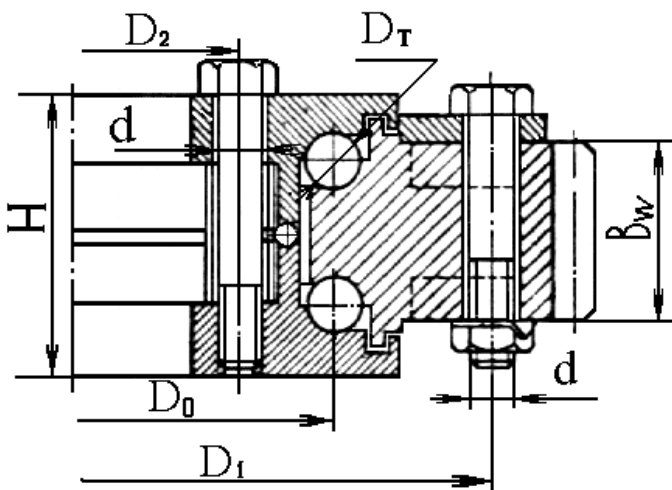
Примітка: d_к – розміри маточин при конічній розточці.

Таблиця П.13 – Допоміжні величини для розрахунку контактних напружень в ОПК [3].

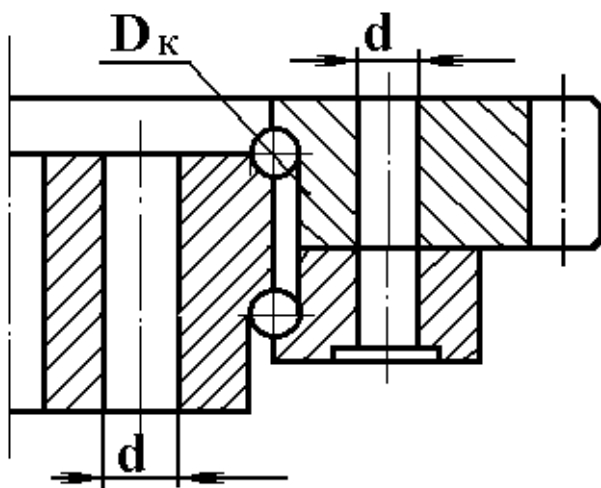
τ	μ	$\mu\delta$	τ	μ	$\mu\delta$
0,8310	2,469	1,288	0,8885	2,934	1,395
0,8350	2,494	1,293	0,8922	2,996	1,404
0,8389	2,521	1,300	0,8958	3,040	1,416
0,8428	2,548	1,306	0,8994	3,085	1,426
0,8468	2,575	1,312	0,9030	3,132	1,432
0,8507	2,605	1,318	0,9065	3,181	1,444
0,8545	2,635	1,325	0,9100	3,233	1,455
0,8584	2,666	1,332	0,9134	3,286	1,466
0,8623	2,698	1,338	0,9269	3,525	1,515
0,8661	2,731	1,346	0,9428	3,899	1,588
0,8699	2,765	1,354	0,9458	3,986	1,606
0,8737	2,800	1,362	0,9488	4,079	1,623
0,8774	2,837	1,370	0,9517	4,178	1,643
0,8811	2,874	1,378	0,9574	4,395	1,682
0,8849	2,914	1,380	0,9705	5,091	1,808

Таблиця П.14 – Здвоєні кулькові ОПК з внутрішнім та зовнішнім зчепленням

	Номер кола							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Габаритний розмір, мм							
	1000	1250	1400	1600	1900	2240	2650	3150
Допускний перекидаючий момент, $\times 10^4$ Нм	7,25	10,8	27,4	58,3	115,2	213	344,7	611,1
Допускне радіальне навантаження, $\times 10^4$ Нм	2,6	4,5	6,3	9,5	16	26	38	60
Допускне вертикальне навантаження, $\times 10^4$ Нм	6	12	20	32	50	80	125	200
Модуль зачеплення, мм	6	8	10	12	12	12	16	20
Кількість зубців при внутрішньому зачепленні	128	119	112	104	126	150	132	124
Кількість зубців при зовнішньому зчепленні	169	158	143	136	161	189	168	160
Ширина зубчастого вінця, мм	55	65	80	95	125	140	170	210
Діаметр кульки D_T , мм	18,256	22,225	25,4	30,163	35,719	44,45	60,0	76,2
Кількість кульок в одному ряду Z	131	140	139	132	131	124	110	104
Діаметр кола центрів кульок D_0 , мм	915	1100	1295	1460	1725	2065	2400	2875
Діаметр отворів під болт d , мм	17	20	22	26	29	32	40	46
Діаметр D_1 , мм	965	1216	1360	1545	1832	2170	2580	3070
Діаметр D_2 , мм	840	9840	1200	1350	1610	1920	2290	2680
Висота H ОПК, мм	75	95	105	125	156	180	230	300
Маса кола, кг	145	230	362	609	1041	1380	2866	5464



а.



б.

Рисунок П.1 а – зубчастий вінець нерухомий
 б – зубчастий вінець обертається

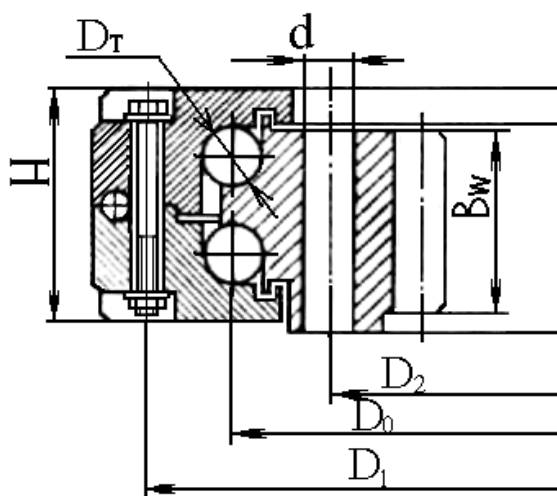


Рисунок П.2

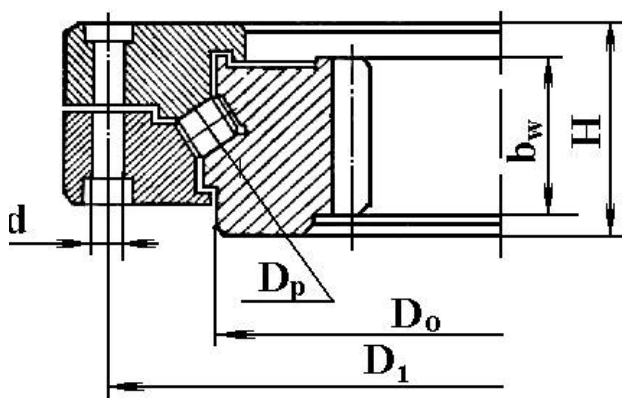


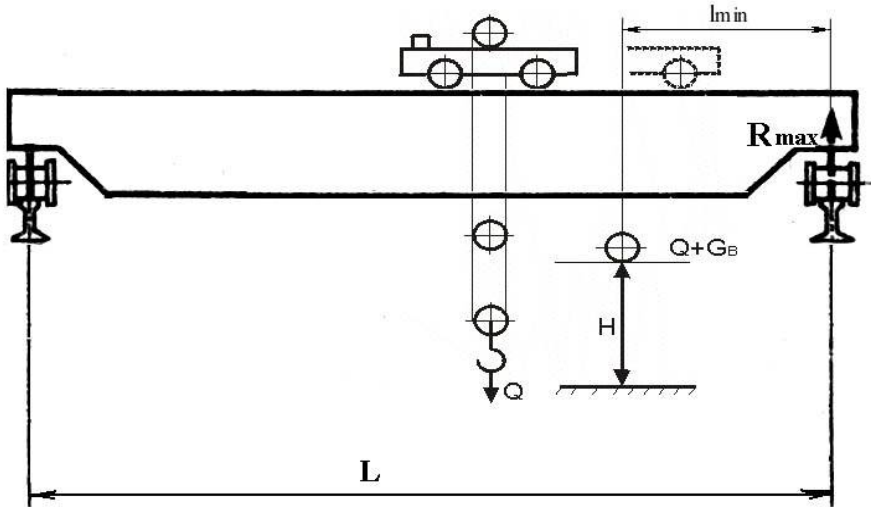
Рисунок П.3

Таблиця П.15 – Однорядні роликові ОПК з хрестоподібним розташуванням роликів

Параметри	Номер кола							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Габаритний розмір, мм							
	560	800	1000	1250	1400	1600	1900	2240
Допускний перекидувачий момент, $\times 10^4$ Нм	3,86	11,5	20,4	39,5	51,1	94,1	133,6	177,8
Допускне радіальне навантаження, $\times 10^4$ Нм	0,64	1,91	3,40	6,58	8,52	15,7	22,3	29,6
Допускне вертикальне навантаження, $\times 10^4$ Нм	1,93	5,74	10,2	19,75	25,6	47,0	66,5	88,9
Модуль зачеплення, мм	4	6	8	10	10	12	14	14
Кількість зубців при внутрішньому зачепленні	90	87	86	84	99	100	95	119
Кількість зубців при зовнішньому зачепленні	143	136	128	128	143	136	138	163
Ширина зубчастого вінця b_w , мм	36	54	70	80	80	95	125	125
Діаметр ролика D_T , мм	12	18	21	28	28	36	42	42
Довжина ролика ℓ , мм	12	18	21	28	28	36	42	42
Кількість роликів Z	120	115	125	115	130	125	120	140
Діаметр кол центрів роликів D_0 , мм	466	670	825	1058	1258	1462	1627	1971
Діаметр отворів під болт d , мм	17	20	22	26	26	29	29	32
Діаметр D_1 , мм	526	760	956	1198	1348	1542	1842	2176
Діаметр D_2 , мм	406	580	748	918	1068	1282	1427	1761
Висота H ОПК, мм	50	70	80	95	95	120	145	145

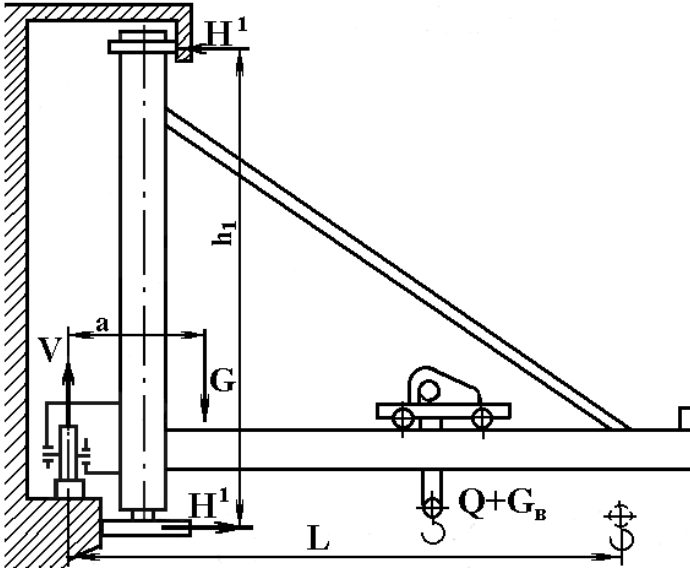
Таблиця П.16

Завдання №1
Мостовий електричний кран



Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вантажопідйомність Q , т	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	5,0	6,3	8,0	10,0
Проліт L , м	20,5	17,0	17,0	23,0	26,0	26,0	17,0	17,0	17,0	20
Висота підйому H , м	8	10	12	14	12	14	10	8	14	12
Режим роботи ПВ, %	40	25	25	40	25	25	15	15	40	25
Швидкість підйому вантажа $V_{\text{ван}}$, м/с	0,2	0,2	0,2	0,18	0,16	0,15	0,25	0,25	0,25	0,22
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	0,6	0,65	0,56	0,6	0,67	0,5	0,8	0,67	0,56	0,6
Швидкість пересування крана $V_{\text{кр}}$, м/с	1,34	1,05	1,2	1,05	1,3	1,4	1,2	1,0	1,8	1,67
Маса крана, т, не більше	15	14	15	20	26	30	13	14	15	16
Маса візка, т	2,3	2,5	2,5	4,1	3,5	4,6	1,5	2,1	3,0	2,4

Завдання №2
Консольний пересувний кран

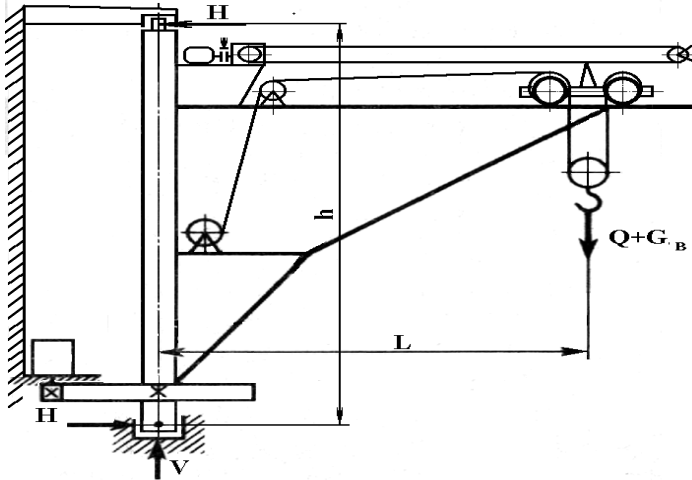


Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вантажопідйомність Q , т	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0
Вильот L , м	5,0	6,0	5,5	5,0	4,5	6,0	4,5	5,5	5,0	5,0
Висота підйому H , м	5,0	6,0	6,0	5,0	5,0	6,0	5,0	6,0	5,0	6,0
Режим роботи ПВ, %	40	40	40	25	25	25	25	25	25	25
Швидкість підйому вантажа $V_{\text{ван}}$, м/с	0,2	0,26	0,24	0,26	0,3	0,2	0,16	0,24	0,16	0,15
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	0,54	0,66	0,56	0,6	0,67	0,54	0,5	0,72	0,52	0,7
Швидкість пересування крана $V_{\text{кр}}$, м/с	0,9	1,2	0,9	1,0	1,08	0,82	0,82	1,0	0,75	1,08
Маса крана, т, не більш	2,3	2,5	3,0	3,25	4	4,5	6	8,5	12	14

Таблиця П.18

Завдання №3

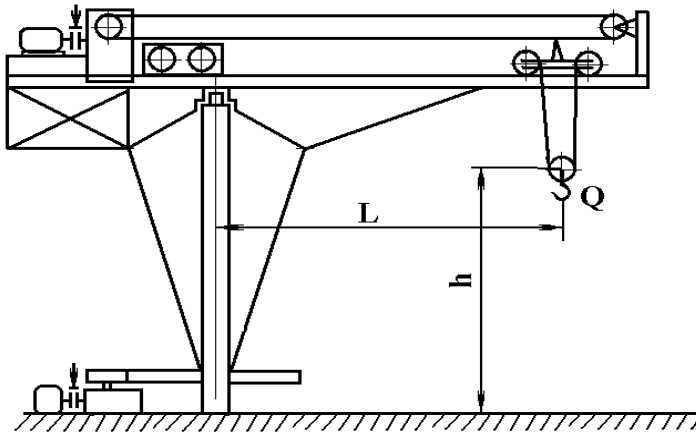
Стационарний консольний обертовий електричний кран



Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вантажопідйомність Q , т	1,6	1,25	1,0	8,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	2,0
Вильот L , м	6,0	5,5	5,0	4,5	6,0	5,5	5,0	4,5	6,0	5,5
Висота підйому H , м	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	8,0	7,0	6,0	5,0	6,0
Режим роботи ПВ, %	25	25	40	25	25	40	15	25	40	25
Швидкість підйому вантажа $V_{\text{ван}}$, м/с	0,3	0,25	0,3	0,12	0,2	0,3	0,25	0,2	0,16	0,2
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	0,5	0,45	0,4	0,4	0,5	0,67	0,67	0,4	0,5	0,4
Частота обертання крана $V_{\text{кр}}$, хв^{-1}	1,5	1,75	2,1	2,1	1,70	1,5	2,5	2,8	1,8	2,4
Маса крана, т, не більш	1,75	1,6	1,25	6,5	2,15	2,6	3,0	4,5	5,5	1,95

Примітка: маса обертової частини крана складає 9% загальної маси крана.

Кран на нерухомій колоні з візком на канатній тязі



Величина	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вантажопідйомність Q , т	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0
Вильот L , м	5,0	6,0	4,5	4,5	5,5	6,0	4,5	5,5	6,0	5,0
Висота підйому H , м	5,5	7,0	6,0	6,0	5,5	6,0	6,5	6,0	6,3	5,5
Режим роботи ПВ, %	40	40	25	25	40	25	40	25	25	25
Швидкість підйому вантажа $V_{\text{ван}}$, м/с	0,3	0,32	0,26	0,3	0,25	0,25	0,28	0,2	0,25	0,2
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	0,5	0,5	0,5	0,6	0,54	0,75	0,75	0,7	0,55	0,6
Частота обертання крана $V_{\text{кр}}$, хв^{-1}	3,0	2,8	2,8	2,5	2,0	2,0	3,0	2,5	2,0	2,8
Маса крана, т, не більш	2,0	2,3	2,0	2,16	2,4	2,9	3,35	5,0	6,2	7,3
Маса обертової частини крана, т	1,2	1,45	1,75	1,95	2,15	2,6	3,0	4,5	5,5	6,5