

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка
до дипломного проекту (роботи)

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран штабелер Q = 0,8 т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-312
Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,
будівельні меліоративні машини і
обладнання»

КОЗЛОВ А.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет НУЗП, Машинобудівний факультет
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомнотранспортні, дорожні, будівельні
меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.
« 18 » 06 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

КОЗЛОВ Артем Михайлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран штабелер Q = 0,8 т.

керівник проєкту (роботи) МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року №163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція крану

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Розрахунок механізмів мостового крана-штабелера Q=0,8т 2. Розрахунок механізмів
стелажного крана-штабелера Q=2т 3. Розрахунок економічного ефекту 4. Охорона
праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Кран штабелер вилковий – 1 лист А1; Металоконструкція колони – 1 лист А1; Міст -
1 лист А1; Телескопічна колона – 2 листа А1; Вантажопідйомник – 1 лист А1; Привід
керування візка – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
2	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
3	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
4	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		

7. Дата видачі завдання « 16 » березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1	Розрахунок механізмів стелажного крана-штабелера $Q=0,8\text{т}$	30.04.2026	
2	Розрахунок механізмів стелажного крана-штабелера $Q=2\text{т}$	20.05.2026	
3	Розрахунок економічного ефекту	25.05.2026	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	30.05.2026	

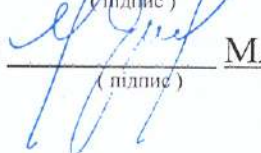
Студент


(підпис)

КОЗЛОВ А.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

МАРТОВИЦЬКИЙ Л.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

МОСТОВИЙ КРАН-ШТАБЕЛЕР, СТЕЛАЖНИЙ КРАН-ШТАБЕЛЕР, ПРИВОД, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ВАНТАЖНИЙ ВІЗОК, ЕЛЕКТРОДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ, МУФТА, ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ, ВАНТАЖНІ ВИЛА.

Пояснювальна записка містить 120 с., 20 рис., 26 табл., та 16 джерел.

Об'єктом дослідження дипломного проєкту є виконання розрахунків крана-штабелера.

У ході виконання проєкту були вирішені такі завдання:

- підвищено вантажопідйомність мостового крана-штабелера;
- виконано розрахунок додаткового стелажного крана-штабелера;
- розроблено заходи з охорони праці та безпечної експлуатації під час проєктування і використання крана-штабелера;
- визначено економічну ефективність модернізації перевантажувального обладнання.

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	6
1. Розрахунок механізмів мостового крана-штабелера $Q=0,8\text{т}$	13
1.1 Вибір редуктора механізму пересування крана.....	13
1.2 Вибір редуктора механізму пересування візка.....	17
1.3 Вибір редуктора механізму підйому вантажу.....	22
1.4 Вибір редуктора механізму повороту колони.....	29
1.5 Вибір редуктора механізму пересування вил крана.....	32
1.6 Вибір редуктора механізму повороту вил крана.....	34
1.7 Розрахунок колони.....	36
1.8 Електропривод і електроавтоматика.....	52
2. Розрахунок механізмів стелажного крана-штабелера $Q=2\text{т}$	57
2.1 Розрахунок механізму підйому.....	57
2.2 Розрахунок механізму пересування крана.....	70
2.3 Розрахунок гідроприводу гідравлічного столу.....	79
2.4 Міцнісні розрахунки.....	93
2.5 Експлуатаційна частина.....	98
3. Розрахунок економічного ефекту.....	107
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	113
4.1 Аналіз потенційних небезпек.....	113
4.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	114
4.3 Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці.....	116
4.4 Заходи пожежної безпеки.....	116
4.5 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	117
Висновки.....	118
Перелік джерел посилання.....	119

ВСТУП

У сучасному народному господарстві практично не існує підприємств, діяльність яких не пов'язана зі складським господарством. Склади займають важливе місце у виробничій та логістичній інфраструктурі підприємств промисловості, сільського господарства, систем матеріально-технічного забезпечення та торгівлі.

Складські комплекси являють собою складні технічні об'єкти, оснащені високопродуктивними засобами механізації та автоматизації. Тривалий час основними машинами для виконання вантажно-розвантажувальних робіт із тарно-штучними та довгомірними вантажами були мостові крани, підлогові навантажувачі та штабелювальні машини. Проте зі збільшенням обсягів зберігання вантажів і необхідністю більш раціонального використання складських площ стали очевидними недоліки підлогового транспортного обладнання. До них належать потреба у широких технологічних проходах, обмежена висота складування та зниження ефективності використання складського простору.

Прагнення підвищити ефективність експлуатації складських приміщень, забезпечити швидкий доступ до вантажів і збільшити продуктивність перевантажувальних операцій сприяло розвитку сучасних систем складування. Найбільшого поширення набули системи, у яких застосовуються крани-штабелери, що виконують укладання вантажів у стелажі за допомогою спеціальних вантажозахоплювальних пристроїв.

Однією з основних переваг кранів-штабелерів порівняно з мостовими кранами є можливість безпосереднього захоплення вантажів вилковим пристроєм без використання стропувальних елементів і залучення стропальників. Крім того, застосування кранів-штабелерів для розвантаження транспортних засобів є більш продуктивним порівняно з використанням підлогових електро- та автонавантажувачів.

Використання кранів-штабелерів забезпечує раціональну організацію складського господарства, дозволяє економити виробничі площі, скорочувати чисельність допоміжного персоналу та створює передумови для автоматизації складських процесів.

Такі машини широко застосовуються у різних галузях промисловості, зокрема у машинобудуванні, металургії та системах матеріально-технічного постачання. Їх використання дає можливість:

- зменшити капітальні витрати на будівництво складських приміщень за рахунок ефективнішого використання площі та збільшення висоти складування;

- підвищити продуктивність праці персоналу і знизити собівартість вантажопереробки завдяки зростанню рівня механізації та автоматизації;

- удосконалити організацію складських процесів шляхом забезпечення рівномірного доступу до всіх вантажів і скорочення часу їх приймання та видачі.

Крани-штабелери призначені для експлуатації на механізованих складах із багатоярусними стелажми, висота яких може перевищувати 25 м. Вони поєднують конструктивні та функціональні особливості мостових кранів і вилкових навантажувачів.

Типова конструкція крана-штабелера включає міст, що переміщується по підкранових шляхах, встановлених на балках, стелажми або підвісних конструкціях. Уздовж моста пересувається вантажний візок із вертикальною поворотною колоною. По колоні переміщується вантажна каретка з вилковим захватом, який забезпечує зручне захоплення вантажів на піддонах або в тарі та їх подальше складування або передачу на транспортні засоби.

Крани-штабелери можуть оснащуватися різними системами керування: підлоговим, кабінним, дистанційним або автоматизованим.

За конструктивним виконанням розрізняють мостові та стелажні крани-штабелери. У мостових конструкціях застосовується поворотна колона, що

дозволяє обслуговувати декілька рядів стелажів або весь складський простір. У стелажних кранах використовується висувний вантажозахоплювальний механізм, а переміщення здійснюється по рейкових шляхах, розташованих безпосередньо на стелажах.

Вантажопідйомність кранів-штабелерів, як правило, становить до 5 т, але в окремих випадках може досягати 12,5 т. Висота підйому при підлоговому керуванні становить 4–5 м. Типові швидкості руху складають: підйом вантажу - 8–12 м/хв, пересування крана - до 50 м/хв (при підлоговому керуванні - близько 36 м/хв), пересування візка - 12–20 м/хв, частота обертання колони - близько 3 об/хв.

Важливою особливістю кранів-штабелерів є необхідність забезпечення високої точності позиціонування вантажу. Тому поряд із робочими швидкостями передбачаються знижені доводочні швидкості рухів. Для вітчизняних моделей вони становлять: швидкість підйому - близько 4 м/хв, пересування моста - 10 м/хв, пересування візка - 5 м/хв.

Підйом вантажу здійснюється канатним механізмом. У кранах невеликої вантажопідйомності застосовуються електроталі, закріплені на металоконструкції візка. Механізм висування вантажозахоплювального пристрою зазвичай виконується трисекційним і може мати рейкову або ланцюгову конструкцію.



Рисунок В.1 – Схема типів крана-штабелера

Мостові крани-штабелери характеризуються різноманітністю функціонального призначення, технічних характеристик і конструктивних виконань. Незважаючи на це, їх об'єднують спільні конструктивні ознаки, що формують типову принципову схему роботи (рисунок В.1).

Кран-штабелер із кабінним керуванням складається з моста, який переміщується вздовж складського прольоту по кранових або підвісних шляхах. Уздовж моста пересувається опорний або підвісний вантажний візок, на якому встановлена поворотна платформа з закріпленою вертикальною колоною. По колоні здійснюється вертикальне переміщення вантажопідіймального пристрою, обладнаного вилковим захватом для роботи з вантажами.

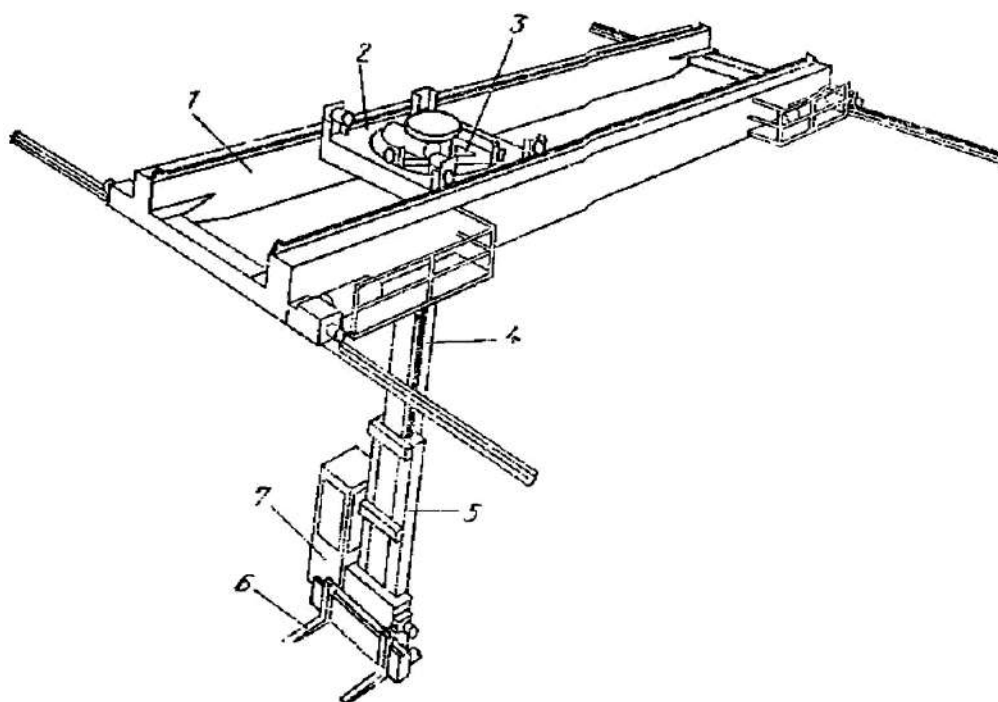


Рисунок В.2 - Схема мостового крана-штабелера:

1 - міст; 2 - візок; 3 - поворотна платформа; 4 - колона;

5 – телескопічний пристрій; 6 - вантажопідійомник; 7 - кабіна оператора

Робочий процес крана-штабелера відбувається таким чином. Машина під'їжджає до пакетованого вантажу, розміщеного на спеціальному настилі підлоги складу, після чого під нього підводяться вилкові захвати. Далі вантаж піднімається на незначну висоту, і вантажний візок переміщується вздовж моста до відповідного міжстелажного проходу. У цей момент колона повертається так, щоб вантаж, розташований на вилах, був орієнтований у напрямку необхідного стелажа. При цьому положення вантажу повинно бути строго паралельним осі міжстелажного проходу.

Після орієнтації вантажу кран-штабелер пересувається по кранових шляхах уздовж складського приміщення, а колона - у межах міжстелажного простору. Одночасно здійснюється підйом вантажопідіймального механізму до потрібного рівня. Досягнувши необхідної комірки стелажа, кран зупиняється, після чого вмикається механізм переміщення візка, який забезпечує введення вантажу, розташованого на вилкових захватах, у стелаж.

Після встановлення вантажу вантажопідіймальний пристрій незначно опускається, у результаті чого вантаж залишається на полицях стелажа, а вилковий захват виводиться зі стелажної конструкції зворотним рухом візка. Після завершення операції кран-штабелер готовий до виконання наступного робочого циклу. Більшість мостових кранів-штабелерів функціонують за аналогічним принципом і мають подібну конструктивну схему.

Застосування вилкових захватів дозволяє кранам-штабелерам виконувати широкий спектр вантажно-розвантажувальних операцій, зокрема завантаження та розвантаження стелажних систем.

За способом опирання ходового візка крани-штабелери поділяються на:

- підвісні, що спираються на нижню полицю двотаврової балки, підвішеної до несучих конструкцій перекриття складу;
- стелажні, які переміщуються по двох рейкових шляхах, розташованих безпосередньо на стелажах;

- підлогові, пересування яких здійснюється по рейковому шляху, встановленому на підлозі складського приміщення.

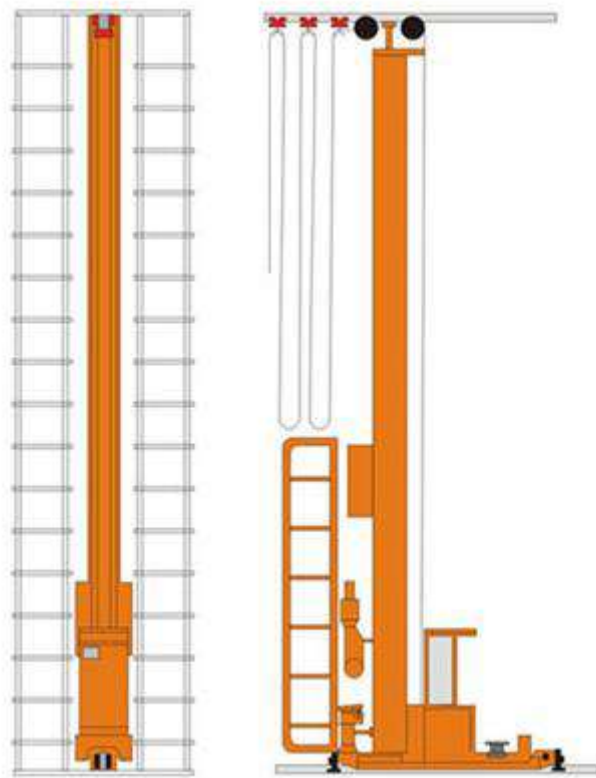


Рисунок В.3 – Схема стелажного крана-штабелера.

Найбільшого поширення у складському господарстві набули підлогові стелажні крани-штабелери, оскільки їх використання дозволяє максимально ефективно задіяти висоту складських приміщень.

Стелажний кран-штабелер конструктивно являє собою ходовий опорний візок, на якому закріплена одна або дві вертикальні колони. Уздовж колон переміщується вантажопідіймальний пристрій, який у комплектувальних моделях може бути обладнаний кабіною оператора. Вантажопідійомник оснащується приймальним столом, на який висувний телескопічний захват подає та встановлює вантаж.

Порівняно з мостовими кранами-штабелерами стелажні конструкції відзначаються меншою питомою масою, підвищеною жорсткістю

металоконструкцій, а також більш ефективним використанням площі та об'єму складських приміщень.

Особливо висока ефективність таких кранів досягається на складах із значним вантажообігом. Це пояснюється їх високою продуктивністю, що забезпечується підвищеними швидкостями роботи механізмів і спеціалізацією роботи лише в одному міжстелажному проході. На відміну від них, мостовий кран-штабелер обслуговує всю зону складу, розташовану під крановою конструкцією.

Керування стелажним краном-штабелером може здійснюватися з кабіни оператора, за допомогою дистанційного пульта або автоматизовано із застосуванням електронно-обчислювальних систем.

Вантажопідйомність стелажних кранів-штабелерів зазвичай становить до 3 т, а максимальна висота підйому вантажу може досягати 18 м.

1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МОСТОВОГО КРАНА-ШТАБЕЛЕРА $Q=0,8\text{т}$

1.1 Вибір редуктора механізму пересування крана

У механізмі пересування крана-штабелера використано стандартні комплектуючі елементи, перелік яких наведено в таблиці 1.1.

Режим експлуатації механізму прийнято середнім, із тривалістю вмикання ПВ = 25 %.

Таблиця 1.1 - Комплектуючі вироби у механізмі пересування крана-штабелера

Найменування	
Електродвигун	МТКФ - 316 - 6, $N = 9 \text{ кВт}$, $n = 960 \text{ об/хв}$
Редуктор	Ц2У-200-12,5-3-У2
Гальма	ТКГ-160

Кінематична схема механізму пересування крана-штабелера представлена на рисунку 1.1.

Кінематична схема механізму пересування моста

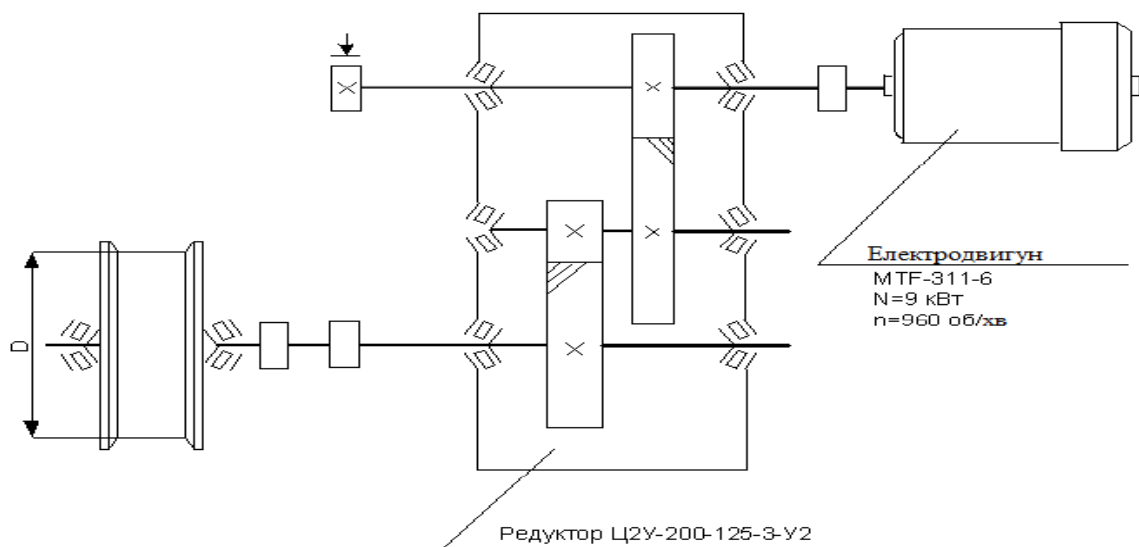


Рисунок 1.1 - Кінематична схема механізму пересування моста

Результати визначення навантажень, що діють на редуктор, наведені в таблиці 1.2. Вали редуктора працюють під дією крутних моментів, які виникають у процесі експлуатації механізму. Розрахунок редуктора на довговічність виконується за методикою визначення навантажень, що виникають у разі пробуксовування ходових коліс крана-штабелера.

Таблиця 1.2 - Навантаження , що діють на редуктор

Найменування показників		Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1		2	3	4
Маса вантажу		кг	Q	800
Маса крана		кг	G	18789
Діаметр колеса		м	D_k	0,4
Діаметр цапфи		м	$d_{ц}$	0,08
Швидкість пересування крана-штабелера		м/хв	v	100
Частота обертання двигуна		об/хв	$n_{об}$	960
Коефіцієнт зміни	для $0,15t_{\Sigma M}$		$\frac{Q + G}{Q + G}$	1
	для $0,35t_{\Sigma M}$		$\frac{0,35Q + G}{Q + G}$	0,98
	для $0,5t_{\Sigma M}$		$\frac{0,5Q + G}{Q + G}$	0,96
Календарний термін служби		років	t	5
Коефіцієнт завантаження крана протягом року			K_e	0,75
Коефіцієнт завантаження крана протягом доби			K_c	0,33
Включення протягом циклу		%	$ПВ$	25
ККД редуктора			η_1	0,97

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4
ККД механізму		η_2	0,92
Опір пересуванню від сил тертя	Н	$W_m = (Q + b) \frac{2\mu + d_u f}{D_k}$	1900
Коефіцієнт тертя кочення		μ	0,06
Коефіцієнт тертя кочення в підшипниках		f	0,015
Опір пересуванню крана від ухилу підкранових колій	Н	$W_{yk} = \alpha (G + Q)$	632
Ухил шляхів	град	α	0,002
Повне опір пересуванню крана з вантажем	Н	$W = W_m \cdot K_p + W_{yk}$	3482
Коефіцієнт, що враховує додатковий опір на голівку рельса		K_p	1,5
Найбільший крутний момент на тихохідному валу редуктора	Нм	$T_{\max} = \frac{W D_k}{2}$	348
Машинний час роботи редуктора	година	$t_{cy\mu} = t \cdot 365 \cdot k_2 \cdot 24 k_c \cdot ПВ$	2710
Частота обертання колеса	об/хв	$n_k = \frac{V}{\pi D_k}$	80
Потрібне передаточне число		$i = \frac{n_{\partial\partial}}{n_R}$	12
Сумарне число циклів		$N_c = t_{cy\mu} \cdot 60 \frac{n_{\partial\partial}}{i}$	40-10 ⁶

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4
Фактичне передаточне число редуктора		i	12,5
Крутний момент на тихохідному валу редуктора на всіх рівнях навантаження		$T_1 = T_{max}$	348
		$T_2 = T_{max} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	341
		$T_2 = T_{max} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	334
Мінімальний допустимий табличний коефіцієнт режиму роботи		K_p	0,8
Розрахункова кількість циклів навантаження, відповідне кожному рівню навантаження		$N_1 = 0,15N_{сум}$	$6 \cdot 10^6$
		$N_2 = 0,35N_{сум}$	$14 \cdot 10^6$
		$N_3 = 0,5N_{сум}$	$20 \cdot 10^6$
Коефіцієнт режиму роботи		$K_p = \sqrt{\left(\frac{T_1}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_1}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_2}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_2}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_3}{25 \cdot 10^6}}$	0,98
Прийнятий коефіцієнт режиму роботи з участю реверсивної роботи		K_{pnp}	1,25
Еквівалентний момент	Н-м	$T_{экв} = K_{pnp} \cdot T_{max}$	435
Момент на тихохідному валу обраного по каталогу редуктора	Н-м	M_m	2000

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4
Тип редуктора, обраного по каталогу		Ц2У-200-3-У2	
Зусилля, чинне на одне колесо при пробуксовуванні	Н	$P_{np} = \frac{G-Q}{4} f_0$	11800
Коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою		f_0	0,15
Момент при пробуксовуванні на одному колесі	Н·м	$M_{np} = \frac{P D_k}{2}$	2370
Допустимий коефіцієнт короткочасного перевантаження для редукторів загального		K_k	2,2
Момент на тихохідному валу при короткочасних перевантаженнях	Н·м	M_{mk}	4400

1.2 Вибір редуктора механізму пересування візка

Режим експлуатації механізму прийнято середнім, із тривалістю включення ПВ = 25 %. Кінематична схема механізму пересування візка крана-штабелера наведена на рисунку 1.2.

Вали редуктора працюють під дією крутного моменту. До тихоходного валу редуктора прикладаються консольні навантаження, що відповідають масі самого редуктора.

У механізмі пересування візка крана-штабелера застосовані стандартні комплектуючі елементи, перелік яких представлений у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Комплектуючі вироби, що використовуються в механізмі пересування візка крана-штабелера.

Найменування	
Електродвигун	МТКФ-211-6/12, $N=2,2 \text{ кВт}$, $n = \frac{930}{415} \text{ об/хв}$ 415
Редуктор	ЦЗ ₈ К-160-25-16
Гальма	ТКТ-200/100

Кінематична схема механізму пересування візка крана-штабелера

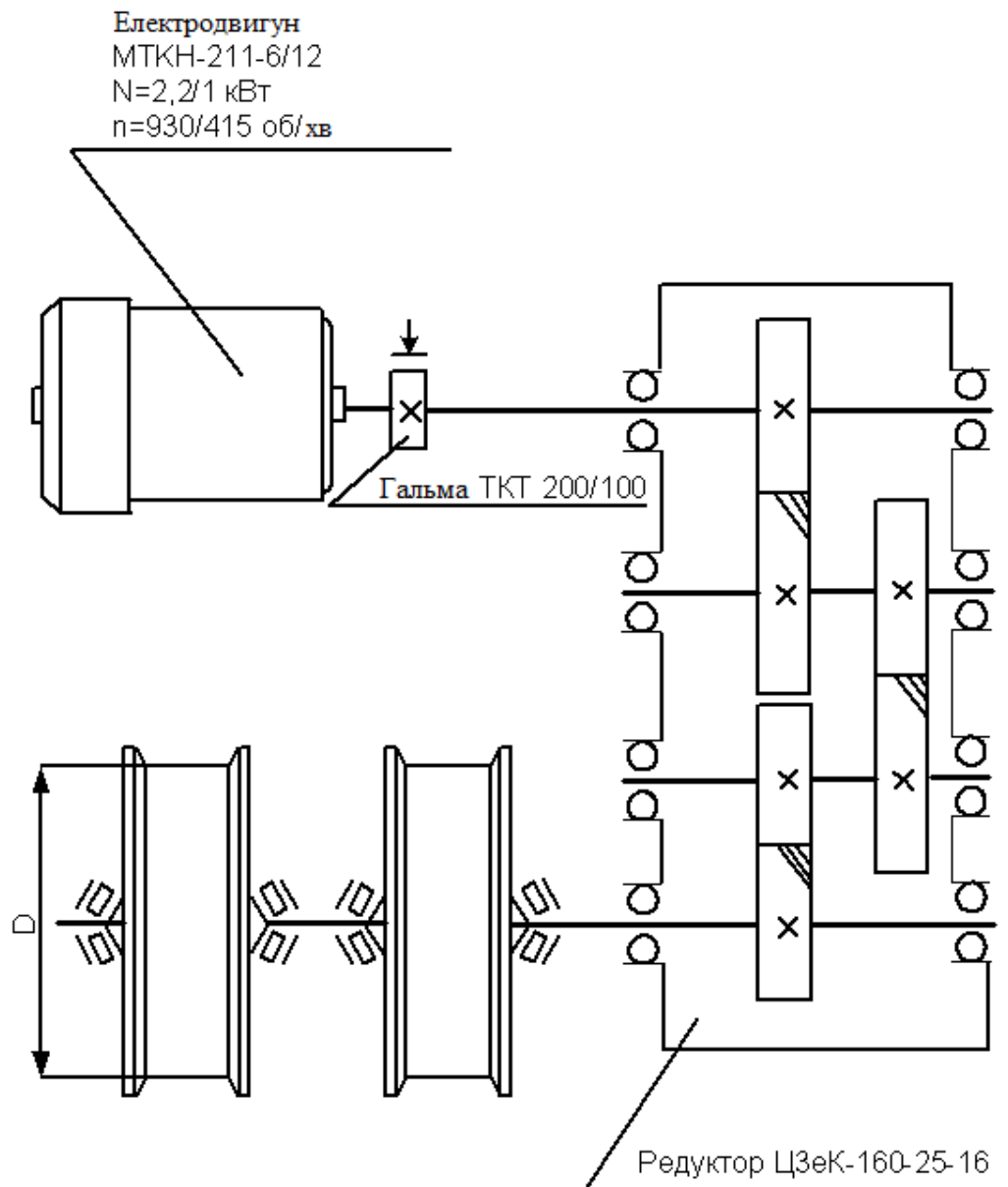


Рисунок 1.2 - Кінематична схема механізму пересування візка

Розрахунок редуктора на довговічність проводиться за методикою, наведеною в джерелі [1], з урахуванням навантажень, що виникають під час пробуксовування коліс візка крана-штабелера. Узагальнені результати визначення цих навантажень наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Визначення навантажень, діючих на редуктор

Найменування показників		Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1		2	3	4
Маса вантажу		кг	Q	2000
Маса крана		кг	G	8485
Діаметр колеса		м	D_k	0,32
Діаметр цапфи		м	$d_{ц}$	0,065
Швидкість пересування крана-штабелера		м/хв	v	32
Частота обертання двигуна		об/хв	$n_{дв}$	930
Коефіцієнт зміни	для $0,15t_{сум}$		$\frac{Q + G}{Q + G}$	1
	для $0,35t_{сум}$		$\frac{0,75Q + G}{Q + G}$	0,95
	для $0,5t_{сум}$		$\frac{0,5Q + G}{Q + G}$	0,9
Календарний термін служби		рік	t	10
Коефіцієнт завантаження крана протягом доби			K_c	0,33
Коефіцієнт завантаження крана протягом року			K_z	0,75
Включення протягом циклу		%	$ПВ$	25
ККД редуктора			η_1	0,96

Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4
ККД механізму		η_2	0,94
Опір пересуванню від сил тертя	Н	$W_m = (Q + b) \frac{2\mu + d_u f}{D_k}$	577
Коефіцієнт тертя кочення в підшипниках		f	0,015
Опір пересуванню крана від ухилу підкранових колій	Н	$W_{yk} = \alpha (G + Q)$	209,7
Ухил шляхів	град	α	0,002
Повний опір пересування крана з вантажем	Н	$W = W_m \cdot K_p + W_{yk}$	1364
Коефіцієнт, що враховує додатковий опір про голівку рейок		K_p	2
Найбільший крутний момент на тихохідному валу редуктора	Нм	$T_{\max} = \frac{W D_k}{2}$	218
Машинний час роботи редуктора	година	$t_{\text{сум}} = t \cdot 365 \cdot k_2 \cdot 24 k_c \cdot \text{ПВ}$	5420
Коефіцієнт тертя кочення		μ	0,04
Частота обертання колеса	об/хв	$n_k = \frac{V}{\pi D_k}$	32
Потрібну передаточне число		$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_R}$	29
Сумарне число циклів		$N_c = t_{\text{сум}} \cdot 60 \frac{n_{\text{дв}}}{i}$	$12 \cdot 10^6$

Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4
Фактичне передаточне число редуктора		i	25
Крутний момент на тихохідному валу редуктора всіх рівнях навантаження		$T_1 = T_{max}$	218
		$T_2 = T_{max} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	207
		$T_3 = T_{max} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	196
Коефіцієнт режиму роботи		$K_p = \sqrt{\left(\frac{T_1}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_1}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_2}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_2}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_3}{25 \cdot 10^6}}$	0,39
Розрахункова кількість циклів навантаження, відповідне кожному рівню навантаження		$N_1 = 0,15N_{сум}$	$1,8 \cdot 10^6$
		$N_2 = 0,35N_{сум}$	$4,2 \cdot 10^6$
		$N_3 = 0,5N_{сум}$	$6,0 \cdot 10^6$
Мінімальний допустимий табличний коефіцієнт режиму роботи		K_p	0,8
Прийнятий коефіцієнт режиму роботи з участю реверсивної роботи		$K_{прп}$	1
Еквівалентний момент	Н-м	$T_{эв} = K_{прп} \cdot T_{max}$	218

Продовження таблиці 1.4

Момент на тихохідному валу обраного по каталогу редуктора	Н·м	M_m	1000
Тип редуктора, обраного по каталогу		Ц2У-200-3-У2	
Зусилля, діюче на одне колесо при буксуванні	Н	$P_{np} = \frac{G - Q}{4} f_0$	3930
Коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою		f_0	0,15
Момент при пробуксовуванні на одному	Н·м	$M_{np} = \frac{P D_k}{2}$	628

1.3 Вибір редуктора механізму підйому вантажу

У механізмі пересування крана-штабелера застосовуються комплектуючі вироби відповідно до таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 - Комплектуючі вироби у механізмі пересування крана-штабелера

Основні елементи	
Електродвигун	МТКН-511-6/20, $N=16/34$ кВт, $n = \frac{925}{235}$ об/хв
Редуктор	415 Ц2-300-12,5-4К
Гальма	ТКГ-200

Робочі навантаження на редуктор визначаються масою вантажу, вантажопідійомника, телескопічної частини колони та кабіни. Перевірка довговічності редуктора виконується за методикою [1]. У процесі підйому

можливі короткочасні перевантаження, наприклад, при зачепленні вилами або вантажем за стелаж. В таких випадках навантаження обмежується величиною 1,25 від сили тяжіння підніманого вантажу, що відповідає налаштуванню торсійного обмежувача вантажопідйомності. Визначення навантажень, які діють на редуктор, представлено в таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 - Визначення навантажень, діючих на редуктор

Найменування показників		Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1		2	3	4
Номінальна маса вантажу		кг	Q	2000
Маса вантажопідійомника з телескопічною колоною і кабіною		кг	G	2200
Діаметр барабана		м	D_k	0,35
Діаметр колеса		м	d_{ψ}	0,011
Швидкість підйому вантажу		м/хв	v	16
Частота обертання двигуна		об/хв	$n_{\text{дв}}$	925
Кратність поліспада			m	2
Число поліспастів			a	2
ККД механізму			$\eta = \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{б}} \eta_n \eta_{\text{зн}}$	0,9
ККД редуктора			$\eta_{\text{ред}}$	0,96
ККД барабана			$\eta_{\text{б}}$	0,98
ККД поліспада			η_n	0,99
ККД відкритої зубчастої пари			$\eta_{\text{зн}}$	0,97
Календарний термін служби		років	t	5
Коефіцієнт зміни рухомий маси у	для $0,15 t_{\text{зм}}$		$\frac{Q + G}{Q + G}$	1

Продовження таблиці 1.6

1		2	3	4
	для $0,35t_{\text{сум}}$		$\frac{0,75Q + G}{Q + G}$	0,88
	для $0,5t_{\text{сум}}$		$\frac{0,5Q + G}{Q + G}$	0,76
Коефіцієнт завантаження крана протягом доби			K_c	0,33
Коефіцієнт завантаження крана протягом року			K_z	0,75
Тривалість включень протягом доби		%	$ПВ$	25
1		2	3	4
Передаточне число відкритої зубчастої передачі			i_{zn}	2.5
Найбільший натяг в канаті		Н	$S_{\max} = \frac{Q + G}{m \cdot a \cdot \eta_n}$	11660
Найбільший крутний момент на барабані		Н-м	$T_{\max} = 2S_{\max} \frac{D + d}{2}$	4180
Машинний час роботи редуктора		година	$t_{\text{сум}} = t \cdot 365 \cdot k_2 \cdot 24k_c \cdot ПВ$	2710
Частота обертання барабана		об/хв	$n_B = \frac{2\nu}{\pi(D + d)}$	28,3
Потрібне передаточне число			$i_n = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}$	32,6
Розрахункове передаточне число редуктора			$i_p = \frac{i_n}{i_{zn}}$	13
Фактичне передаточне число редуктора			i_{ϕ}	12,5
Загальне передаточне число			$i_{\text{об}} = i_{\phi} i_{zn}$	31,25

Продовження таблиці 1.6

1	2	3	4
Сумарне число циклів		$N_{\text{сум}} = t_{\text{сум}} 60 \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ред}}}$	$39 \cdot 10^6$
Найбільший крутний момент на редукторі	Н·м	$T_{\text{max.p}} = \frac{T_{\text{max}}}{i_{\text{зн}} \eta_{\text{зн}} \eta_{\text{б}}}$	1760
Крутний момент на тихохідному валу редуктора на всіх рівнях навантаження	Н·м	$T_{1p} = T_{\text{max.p}}$	1760
		$T_{2p} = T_{\text{max.p}} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	1550
		$T_{3p} = T_{\text{max.p}} \frac{0,75Q + G}{Q + G}$	1340
Мінімальний допустимий коефіцієнт режиму роботи		K_p	0,8
Кількість циклів навантаження, відповідне кожному рівню навантаження		$N_1 = 0,15 N_{\text{сум}}$	$5,85 \cdot 10^6$
		$N_2 = 0,35 N_{\text{сум}}$	$13,85 \cdot 10^6$
		$N_3 = 0,5 N_{\text{сум}}$	$19,5 \cdot 10^6$
Розрахункова кількість циклів навантаження, відповідне кожному рівню навантаження		N_1	$5,85 \cdot 10^6$
		N_2	$13,85 \cdot 10^6$
		N_3	$19,5 \cdot 10^6$
Коефіцієнт режиму роботи		$K_p = \sqrt{\left(\frac{T_1}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{N_1}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_2}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{N_2}{25 \cdot 10^6}} +$ $+ \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_{\text{max}}}\right)^3 \frac{N_3}{25 \cdot 10^6}}$	0,89

Продовження таблиці 1.6

1	2	3	4
Мінімальний коефіцієнт режиму роботи		K_p	1,0
Еквівалентний момент	Н·м	$T_{\text{екв}} = K_p \cdot T_{\text{max}}$	1760
Момент на тихохідному валу редуктора	Н·м	M_m	1890
Тип редуктора, обраного по каталогу		Ц2- 300 -12,5	
1	2	3	4
Найбільший крутний момент на тихохідному валу редуктора з урахуванням перевантаження 1,25	Н·м	$T_{\text{max}} = T_{1\text{max}} \frac{1,25Q + G}{Q + G}$	1970
Допустимий коефіцієнт короткочасного перевантаження		K_k	2,2
Момент на тихохідному валу обраного редуктора з урахуванням короткочасного	Н·м	$M_m K_k$	4160

Для підбору параметрів каната, барабана та блоків, а також перевірки гальм механізму підйому, виконані розрахунки, узагальнені у таблиці 1.7.

Таблиця 1.6 - Розрахунки

Найменування показників		Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1		2	3	4
Натяг гілки каната		Н	$S = \frac{Q + \sum G}{2m\eta_{\text{бл}}}$	10980
Вага вантажу		Н	Q	20000
Вага рухомих частин		Н	$\sum G = G_{\text{зр}} + G_{\text{каб}} + G_m$	22150
Число поліспастів			m	2
ККД	блока		$\eta_{\text{бл}}$	0,96
	всього механізму		η	0,87
Приймається канат по ГОСТ 2688-80 з діаметром		м	ГЛ-1-СС-Н-180 d_k	$12 \cdot 10^{-3}$
Розривне зусилля		Н	P_k	16650
Коефіцієнт запасу міцності каната			$K = \frac{P_k}{S}$	6,4
Допустимий запас міцності			$K_{\text{дон}}$	6
Розрахунковий діаметр барабана		м	$D_B = d_k(l + 1)$	0,319
Коефіцієнт режиму роботи			e	30
Конструктивно діаметр барабана		м	D_B	0,350
Діаметр блоку		м	$d_{\text{бл}}$	0,3
Корисна довжина каната		м	$l = Ha$	18
Висота підйому		м		9

Продовження таблиці 1.6

1	2	3	4
Кратність поліспасти		a	2
Число робочих витків на барабані	шт.	$Z_p = \frac{l}{\pi(D_\delta + d_k)}$	16,5
Число запасних витків	шт.	Z_q	4
Повне число витків	шт.	$Z = Z_p + Z_q$	20,5
Довжина нарізаної частини барабана	м	$L = 2Zt$	0,515
Крок нарізки	мм	t	125ТО ^в
Статичний момент на гальмівному валу	Нм	$M_{cm} = \frac{(Q + \sum G)D_\delta \eta}{2ai_0}$	102,7
1	2	3	4
Загальне передаточне число		$i_0 = i_{ped}i_{op}$	31,25
Приймається гальма		ТКГ-200	
Номінальний момент	Н·М	M_m	250
Досяжний коефіцієнт запасу гальмування		$K_m = \frac{M_m}{M_{cm}}$	2,4
Допустимий коефіцієнт запасу гальмування		K_m^{don}	2

Розрахунок включає визначення натягу каната, ваги вантажу та рухомих частин механізму, коефіцієнтів механічних втрат (ККД блоків і всього механізму), вибір каната згідно з ГОСТ 2688-80 з діаметром 12 мм та розривним зусиллям 16 650 Н, а також визначення запасу міцності каната ($K_{don} = 6$).

Встановлено розрахунковий діаметр барабана (0,319 м) та конструктивний діаметр (0,350 м), діаметр блоку (0,3 м), корисну довжину каната (18 м) і висоту підйому вантажу (9 м). Кратність поліспасти прийнята

рівною 2. Розраховано кількість робочих та запасних витків на барабані, а також довжину нарізаної частини і крок нарізки. Статичний момент на гальмівному валу становить 102,7 Н·м, а прийняті гальма ТКГ-200 забезпечують номінальний момент 250 Н·м з коефіцієнтом запасу гальмування 2,4 при допустимому значенні 2.

Загальне передаточне число механізму становить 31,25. Всі параметри були підібрані з урахуванням вимог безпеки та забезпечення надійної роботи крана-штабелера в умовах експлуатації.

1.4 Вибір редуктора механізму повороту колони

У механізмі повороту колони крана-штабелера застосовані стандартні комплектуючі елементи, перелік яких наведено в таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 - Комплектуючі вироби механізму повороту колони

Електродвигун	МТКН-211-6/12, $N=2,2/1$ кВт, $n = \frac{930}{415}$ об/хв 415
Редуктор	Ц-100-63
Гальма	ТКТ-100

Кінематична схема механізму представлена на рисунку 1.3. Режим експлуатації механізму визначено як легкий, ПВ = 15 %.

Розрахунок редуктора здійснюється за методикою [1], з урахуванням моментів, що виникають від сил інерції мас вантажу при пуску механізму. При цьому передбачається, що довгомірний вантаж не здійснює обертання завдяки наявності підпружиненої шестерні, що забезпечує відсутність ударів під час старту механізму.

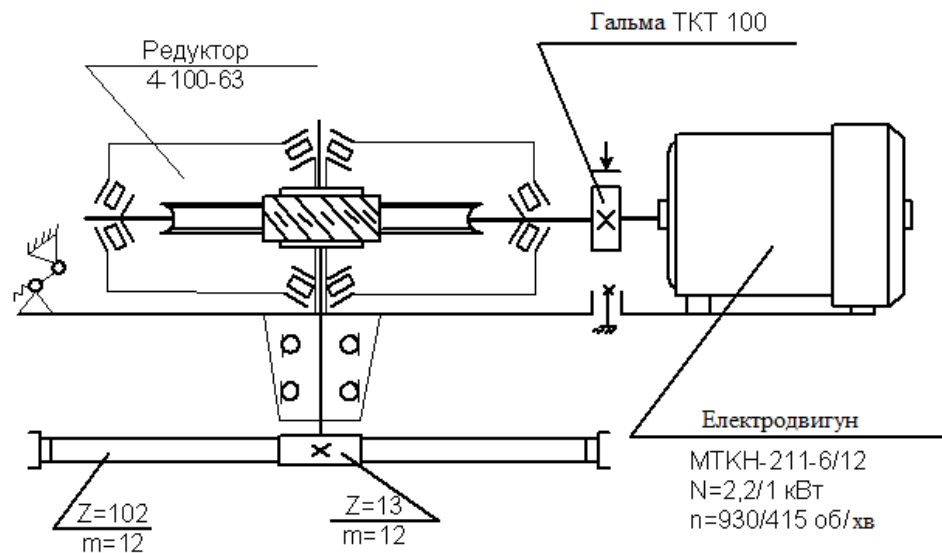


Рисунок 1.3 - Кінематична схема механізму повороту

Результати розрахунків по вибору редуктора, узагальнені у таблиці 1.9

Таблиця 1.9 - Розрахунки

Найменування показників	Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1	2	3	4
Маса вантажу	кг	Q_{cp}	800
Маса колони	кг	G_K	1107
Маса телескопа	кг	G_m	900
Маса вантажопідійомника	кг	G_e	100
Маса кабіни	кг	$G_{каб}$	370
Маса платформи	кг	$G_{пл}$	2100
Вертикальне навантаження на поворотне коло	Н	$Q = Q + G_K + G_m + G_e + G_{каб} + G_{пл}$	75700
Момент тертя для роликового поворотного кола	Н·м	$M_{тр} = \frac{\mu}{2} (4M + G D_p)$	420
Коефіцієнт тертя		μ	0,005

Продовження таблиці 1.8

1	2	3	4
Діаметр кола кочення роликів	м	D_p	1,449
Перекидаючий момент колони	Н·м	$M = Q_{zp}d_{цт} + G_{zp}l_{zp} +$ $+ G_{кол}l_{кол} + G_{тел}l_{тел} +$ $+ G_{каб}l_{каб}$	14620
Розмір від розрахункового центру тяжіння до осі повороту	м	$d_{цт}$	1,017
Розмір від центра ваги вантажопідійомника до осі повороту	м	l_{zp}	0,265
Розмір від центра ваги колони до осі повороту	м	$l_{кол}$	0,37
Розмір від центра ваги телескопа до осі повороту	м	$l_{тел}$	0,285
1	2	3	4
Розмір від центра ваги кабіни до осі повороту	м	$l_{каб}$	0,37
Момент від крену платформи	Н·м	$M_{кр} = M \cdot K_y$	146
Нахил платформи		K_y	0,01
Момент опору обертанню від сил інерції	Н·м	$M_u = \frac{\pi n_{нл}}{30tg} \cdot [Q_{zp}d_{wn}^2 +$ $+ G_{zp}l_{zp}^2 + G_{кол}l_{кол}^2 +$ $+ G_{тел}l_{тел}^2 + G_{каб}l_{каб}^2]$	1194
Час пуску	с	t	0,37
Частота обертання платформи	об/хв		1,7
Загальне передаточне число		i_0	535,5
Прискорення сили тяжіння	м/с ²	g	9,81

Сумарний момент опору обертанню, наведений до валу редуктора	Н·м	$M_{np.ped} = \frac{M_{mp} + M_{np} + M_u}{\eta_{on} i_{on}}$	213
ККД відкритої передачі		η_{on}	0,97
Передаточне число відкритої передачі		$i_{on} = \frac{Z_2}{Z_1}$	8,5
Еквівалентний крутний момент на тихохідному валу редуктора	Н·м	$T_{экв} = K \cdot M_{np.ped}$	151
Коефіцієнт умов роботи		K	0,71
Момент на тихохідному валу редуктора вибраного	Н·м	M_m	313
Тип редуктора, обраного по каталогу		Ц- 100-63	

1.5 Вибір редуктора механізму пересування вил крана

У механізмі пересування вил крана-штабелера використані стандартні комплектуючі елементи, перелік яких наведено в таблиці 1.10.

Таблиця 1.10 – Комплектуючі вироби, застосовані в механізмі пересування вил крана-штабелера.

Електродвигун	4AA63BЧУЗ M101
Редуктор	РЧУ-40-95

Режим роботи механізму - легкий ПВ = 15%.

Таблиця 1.11 – Розрахунки узагальнені у таблиці 1.10

Найменування показників	Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1	2	3	4
Маса вил	кг	G	181
Частота обертання двигуна	об/хв	$\eta_{дв}$	1500
Передаточне число редуктора		i_n	9,5
Тривалість роботи на добу з перервами	година	t	до 2
Момент опору обертання гвинта пересування вил	Н·м	$M_{np} = Gtg(\varphi + \rho)\frac{d_{cp}}{2}$	3,3
Середній діаметр валу	м	d_{cp}	37-10-"
Кут тертя в різьбі		$tg\rho = \frac{f_m}{\cos\alpha/2}$	0,103
Коефіцієнт тертя ковзання		f_m	0,1
Кут профілю різьби	град	α	30
1	2	3	4
Найбільший момент на тихохідному валу редуктора	Н·м	$M=M_{np}$	3,3
Еквівалентний крутний момент на тихохідному валу редуктора	Н·м	$T_{зм}=K\cdot M_{npред}$	3
Коефіцієнт умов роботи		K	0,89
Момент на тихохідному валу редуктора вибраного	Н·м	M_m	23,5
Тип редуктора, обраного по каталогу		РЧУ-40-9,5	

1.6 Вибір редуктора механізму повороту вил крана

У механізмі повороту вил крана-штабелера використовуються стандартні вузли та комплектуючі елементи промислового виконання. Перелік застосованого обладнання наведено у таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 - Комплектуючі вироби механізму повороту вил крана-штабелера

Найменування	Позначення
Електродвигун	4AA63ВЧУЗМ101
Редуктор	РЧУ-40-24

Режим експлуатації механізму повороту прийнято легким. Відносна тривалість увімкнення становить $PB = 15 \%$, що відповідає періодичній роботі з незначними навантаженнями.

Основні результати розрахунків параметрів механізму повороту систематизовано та наведено в таблиці 1.13.

Таблиця 1.13 – Розрахунки узагальнені у таблиці.

Найменування показників	Розмірність	Розрахункова формула або позначення	Величина
1	2	3	4
Вертикальне навантаження на упорний підшипник	кг	Q	1360
Момент тертя для упорного кулькового підшипника	Н·м	$M_{тр} = \frac{\mu}{2}(4,5M + QD_{ш})$	23,3
Коефіцієнт тертя		μ	0,004
Діаметр кола кочення кульок	м	$D_{ш}$	$72,5 \cdot 10^3$
Перекидаючий моментвил	Н·м	$M = QL + G_{вил}l_{вил} + G_m l_m$	2560

Продовження таблиці 1.13

Маса вил	кг	$G_{вил}$	54
Маса вала	кг	$G_{вал}$	48
Маса траверси	кг	$G_{тр}$	32
Розмір від центра тяжкості траверси до осі повороту	м	$l_{тр}$	0,25
Розмір від центра тяжкості вил до осі повороту	м	$l_{вил}$	0,558
Розмір від розрахункового центру тяжіння до осі	м	$d_{цт}$	0,16
Момент від крену вил	Н·м	$M_{кр}=M \cdot K_y$	24,8
Коефіцієнт ухилу		K_y	0,01
Відносний час пуску	с	t	0,5
Частота обертання вил	об/хв	$n_{вил} = \frac{n_{дв}}{i_0}$	2,5
Прискорення сили тяжіння	м/с ²	g	9,81
Момент опору обертанню від сил інерції	Н·м	$M_u = \frac{\pi n_{нл}}{30tg} \cdot [QL_{цт}^2 + G_{вил}l_{вил} + G_{тр}l_{тр}]$	11,4
Загальне передаточне число		$i_0 = i_p i_{ny}$	600
Сумарний момент опору обертанню, наведений до валу редуктора	Н·м	$M_{пр.ред} = 2 \frac{M_{тр} + M_{кр} + M_u}{\eta_{ny} i_{ny}}$	6

Продовження таблиці 1.13

1	2	3	4
Передаточне число поворотного пристрою		i_{ny}	25
ККД поворотного пристрою		η_{ny}	0,8
Еквівалентний крутний момент на тихохідному валу редуктора	Н·м	$T_{экв} = K \cdot M_{np.ред}$	5,3
Коефіцієнт умов роботи		K	0,89
Момент на тихохідному валу редуктора вибраного	Н·м	M_m	23
Тип редуктора, обраного по каталогу		РЧУ-40-24	

1.7 Розрахунок колони

Геометричні характеристики колони

Основні геометричні параметри поперечного перерізу колони крана-штабелера наведені в таблиці 1.14.

Таблиця 1.14 Геометричні характеристики перерізу колони

δ , мм	A, мм	B, мм	F, мм ²	W_x , мм ³	W_y , мм ³
8	3600	240	$98 \cdot 10^4$	$1080 \cdot 1$	$931 \cdot 1$

Прийняті геометричні характеристики використовуються для подальшого визначення напруженого стану металоконструкції колони.

Напруги в колоні

Перевірку міцності колони виконують для найбільш небезпечного експлуатаційного випадку - наїзду крана, що рухається з малою швидкістю, нижньою частиною колони на перешкоду.

При розташуванні вил поперек мосту згинальні напруження у кореновому перерізі визначаються за максимальним згинальним моментом:

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y};$$

де $M_y = \sum G_i x_i + P_r Z$ - найбільший згинальний момент в кореновому перерізі колони;

G_i - вертикальні навантаження;

X_i - їх відстань від осі до осі блоків вантажних канатів;

P_r - зусилля при наїзді;

Z - плече зусилля наїзду щодо коренового перерізу колони. При вилах, розташованих поперек мосту, напруга вигину в кореновому перерізі колони складе

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x};$$

де $M_y = \sum G_{каб} y + P_r Z$ - найбільший згинальний момент в кореновому перерізі колони;

$G_{каб}$ - навантаження від маси кабіни;

y - плече цієї навантаження відносно осі колони.

Розрахунок напруг вигину наведено в табл.1.14 і табл.1.15, звідки випливає, що напруги ніде не перевищують розрахункового опору $R = 310$ МПа.

Таблиця 1.15 - Розрахунок напруг вигину колони при розташуванні вил поперек мосту

Найменування	G_i H	x_i m	$G_i x_i$ $H \cdot m$	P_r H	Z m	$P_r Z$ $H \cdot m$	M_y $H \cdot m$	σ_y $МПа$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Телескопічна колона	9000	0,644	5800	23680	11,5	272320	275280	295,6
Кабіна з кранівником	5000	0,724	3620					
Вантажопідійомник	10000	0,094	940					
Вантаж	20000	0,666	13320					
Σ			2960					

Таблиця 1.16 - Розрахунок напруг вигину колони при розташуванні вил вздовж моста

Q	$G_{каб}$	y	$G_{каб} y$	P_r	M_x	σ_y
$кг$		m	$H \cdot m$	$H \cdot m$	$H \cdot m$	$МПа$
200	500	0,84	420	2723	2765	256,

Металоконструкція колони крана-штабелера виконана у вигляді балки коробчастого типу. Поперечний переріз утворений двома гнутими

швелерами, звареними між собою відповідно до ГОСТ 8278-83 (ст СЭВ 105-84). Довжина колони - 11,5 метрів. Матеріал конструкції - сталь 09Г2С - має наступні характеристики:

- межа міцності -504 МПа;
- межа плинності - 330 МПа,

Таблиця 1.17 - Реакції в опорі

N	Вузол	Сила[Н]			Момент [Н*м]		
		X	y	Z	X	Y	z
1	0	-0.0000	0.0000	10198.332	-276520.00	0.0000	-0.0000

Максимальні еквівалентні напруження, отримані від дії згинаючого моменту у першому розрахунковому положенні $\sigma_{\max} = 256,7$ МПа нижче межі текучості сталі 09Г2С в 1,28 рази, що допустимо.

Розрахунок болтів, що забезпечують кріплення колони до поворотного кола, виконується для аварійного режиму роботи - наїзду крана, який рухається з малою швидкістю, нижньою частиною колони на перешкоду. Конструктивна схема болтового з'єднання наведена на рисунку 1.4.. Загальна кількість кріпильних болтів типу МЗС класу міцності 8.8 відповідно до ГОСТ 1759-70 становить $n = 12$ шт.

Розрахункова площа поперечного перерізу болта: $F = 5,6 \cdot 10 \text{ мм}^2$.

Розрахунковий опір розтягуванню: $R = 400$ МПа

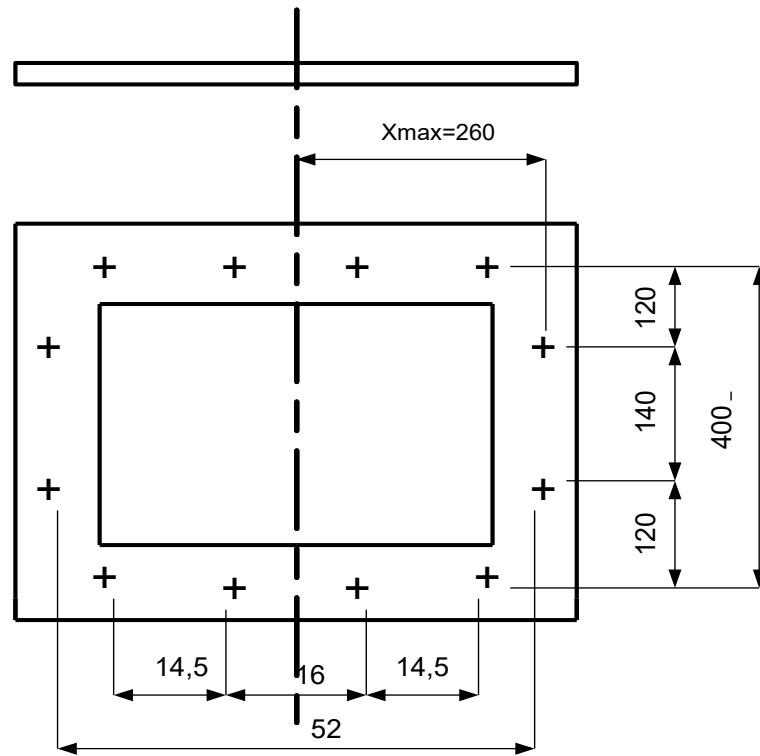


Рисунок 1.4 - Схема болтового вузла кріплення колони

Навантаження, що діють на болтове з'єднання:

$G_K = 11070$ Н - сила тяжіння колони;

$P_r = 23680$ Н - зусилля наїзду;

$M_y = 275280$ Нм - згинальний момент при розташуванні вил поперек мосту (табл.2.2);

$M_x = 276520$ Нм - згинальний момент при розташуванні вил вздовж моста (табл.2.3);

Визначаємо напруги розтягування в болтах для двох розташування вил щодо моста

$$\sigma_y = \frac{G_{kol}}{nF_{\sigma}} + \frac{M_y \cdot x_{\max}}{\sum F_i x_i^2} = \frac{11070}{12 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}} +$$

$$+ \frac{275228 \cdot 26 \cdot 10^{-2}}{5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \left[2(8 \cdot 10^{-2})^2 + 2(22,5 \cdot 10^{-2})^2 + 2(26 \cdot 10^{-2})^2 \right]} = 347 \text{ МПа, що } < R_{\sigma}$$

$$\sigma_y = \frac{G_{кол}}{nF_{\delta}} + \frac{M_x \cdot x_{\max}}{\sum y_i^2} = \frac{11070}{12 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4}} + \frac{27528 \cdot 26 \cdot 10^{-2}}{5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2[2 \cdot 8^2 + 4 \cdot 20^2]} = 364,4 \text{ МПа, що } < R_{\delta} < K_{\delta}$$

Горизонтально зусилля розподіляється між усіма болтами з'єднання, дає незначне навантаження на один болт:

-сприйману силами тертя в стику.

$$P_r = \frac{P_r}{n} = \frac{23680}{12} = 1975 \text{ Н};$$

Перевірка горизонтальної жорсткості системи колона-міст

Повне горизонтальне переміщення нижньої точки колони f_n під дією горизонтальної сили, рівної $0,15Q_H\delta$ прикладеної в напрямку руху крана до нижньої точки колони, повинне знаходитися в певному інтервалі величин [3]:

$$f_{n,max} < f_n < f_{n,min}$$

Обчислення горизонтального переміщення провадиться за формулою

$$f_n = 0,15Q_H \cdot \delta$$

де δ - повне горизонтальне переміщення нижньої точки колони під дією одиничної горизонтальної сили, рівне

$$\delta = \delta^x + \delta^M + \delta^M$$

де $\delta^x, \delta^M, \delta^M$ - горизонтальні переміщення нижньої точки колони від деформації колони, від повороту її кореневого перерізу внаслідок деформації моста і від

горизонтальної деформації моста відповідно.

При визначенні переміщень вила розташовуються поперек мосту.

$$\delta_k = \frac{1}{EJ^{zn}} \left(\frac{36^3}{3} + \frac{80 \cdot 36^2}{3} \right) + \frac{1}{3EJ^{тел}} \left[80 \cdot 116^2 + 142(116^2 + 258^2 + 116 \cdot 258) + 80 \cdot 258^2 \right] + \frac{1}{3EJ^{кол}} \left[80 \cdot 338^2 + 812(338^2 + 1150^2 + 338 \cdot 1150) \right] = \frac{10^3}{E} \left(\frac{50,1}{J^{zn}} + \frac{7332}{J^{тел}} + \frac{497132}{J^{кол}} \right),$$

де J^{zn} , $J^{тел}$, $J^{кол}$ - моменти перерізів вантажопідйомника, телескопічної частини і колони.

Визначаються моменти інерції перерізів телескопічної частини колони і вантажопідйомника.

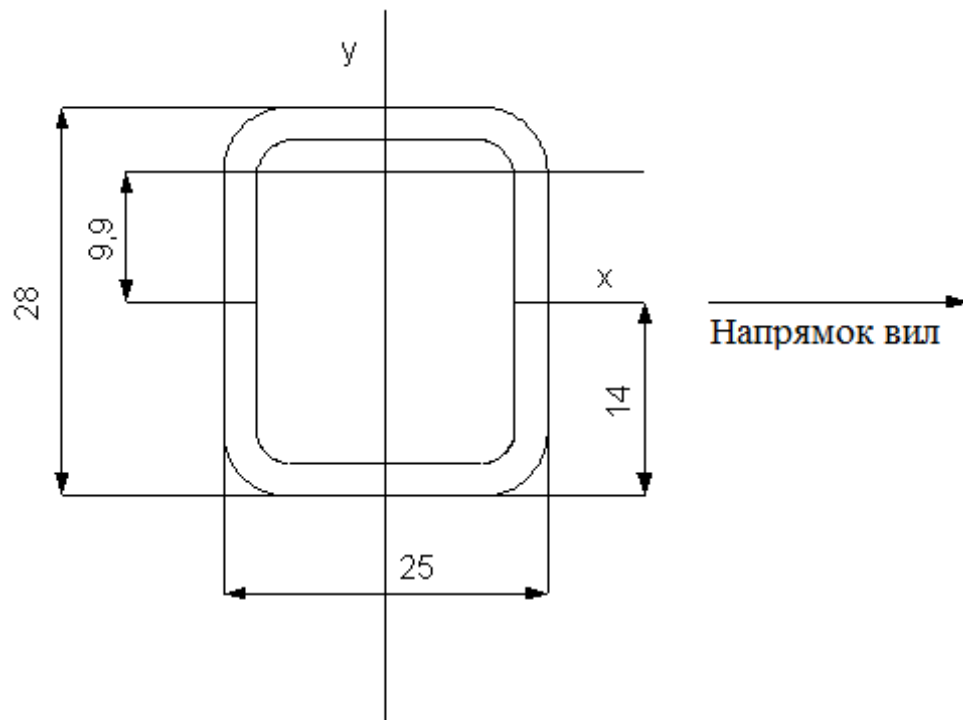


Рисунок 1.5 - Перетин вантажопідйомника.

Перетин вантажопідйомника - 2 швелера 250х140х7 по ГОСТ 8278 - 83
(рис.1.5)

Для одного швелера:

$$\begin{aligned} J_x &= 3520 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; & Z_0 &= 40,4 \text{ мм}; \\ J_y &= 705 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; & F &= 35,4 \cdot 10^2 \text{ мм}^2; \end{aligned}$$

Момент інерції повного перерізу

$$\begin{aligned} J_x^{пол} &= 2(J_{yc} + Fa) = 2(705 + 35,4 \cdot 9) = 8434 \cdot 10 \text{ мм}^4; \\ J_y^{пол} &= 2J_{xc} = 2 \cdot 3540 = 7080 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \end{aligned}$$

Горизонтальне переміщення нижньої точки колони від повороту її кореневого перерізу внаслідок деформації моста.

$$\delta^{мв} = \frac{\varphi_p \cdot H^2}{6};$$

де φ_p - кутова податливість;

H - повна висота колони (рис.2.4);

$$\varphi_p = 0,144 \cdot 10^{-5} \cdot P. \text{ При } P = 1,$$

$$\varphi_p = 0,144 \cdot 10^{-5}$$

$$H = 1150 \text{ см.}$$

Горизонтальне переміщення нижньої точки колони від деформації моста під дією горизонтальної сили

$$\delta^{мг} = \Delta 0,747 \cdot 10^{-3} \cdot P_r$$

Розрахунок повного горизонтального переміщення дано в табл.1.18, звідки видно що норма жорсткості задоволена.

Таблиця 1.18 - Перевірка горизонтальної жорсткості системи міст – колона

Найменування	Одиниця виміру	Величина
1	2	3
J_y^{zn}	$мм^4$	7080
J_y^T	$мм^4$	105282
$J_y^κ$	$мм^4$	27,614
$δ^κ$		0,0086
$φ_{p=1}$		$0,144 \cdot 10^{-5}$
H	$мм$	1150
$в$	$мм$	300
$H^2/в$	$мм$	4408
1	2	3
$δ^{M6}$		0,0063
$δ^{M2}$		0,00075
$δ = δ^{M6} + δ^{M2} + δ^κ$		0,0156
$0,15Q_H \cdot δ$		300
$f_H = 0,15Q_H \cdot δ$		4,7
$f_{Hmax} - f_{Hmin}$		6,3-4,4

Розрахунок телескопічної частини колони

Під час виконання розрахунку телескопічної частини колони (далі - телескоп) розглядаються такі розрахункові режими роботи:

- робота крана з вантажем у сталому режимі;
- робота крана з вантажем у період розгону;
- виникнення упору нижнього колеса колони або вантажопідйомного пристрою в перешкоду.

До основних розрахункових елементів телескопа належать: корпус телескопа, напрямні вантажопідйомника, тяга механізму блокування

телескопічної частини, каток тяги, ходові катки телескопа разом з їх осями, а також зварні з'єднання напрямних вантажопідійомника з панелями корпусу телескопа.

Перевірка міцності всіх елементів телескопічної частини виконується за методом допустимих напружень.

Результати проведених розрахунків наведені в таблицях 1.19–1.20.

Отримані значення свідчать про те, що запас міцності найбільш навантажених деталей телескопічної частини колони є достатнім для забезпечення надійної роботи конструкції.

Таблиця 1.19 - Визначення зусиль, що діють на катки телескопічної колони

Найменування показників	Розрахунковий випадок	Позначення або розрахункова формула	Величина	Розмірність
1	2	3	4	5
Момент, притискуючи катки вантажопідійомника до напрямних	1	$M_1 = P_1(x_8 + x_{10} + a_{16}) - Q_m(a_{18} - a_{16}) - Q(a_{14}/2 + a_{20} - a_{10}) + R_T a_{19}$	58669	Нм
Навантаження на вилах		$P_1 = 1,1 Q_{ном}$	22000	Н
Сила тяжіння телескопічної частини з кабіною і людиною		Q_T	13000	Н

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5
Сила тяжіння вантажопідйомника		Q_m	10000	Н
Горизонтальна реакція телескопічної		$R_T = Q_T \operatorname{tg} 22,5^\circ$	6200	Н
Зусилля ковзаник вантажопідйомника, прикладені до направляючим телескопічною частини		$P_{K1} = \frac{M_1}{2(a_{12} + a_{13}^2/a_{12})} + \frac{R_T}{8}$	29250	Н
Момент, притискуючи катки телескопічної частини до напрямної, щодо т. Про/ (рис.2.8 і	1	$P_{K2} = \frac{M_1}{2(a_{12} + a_{13}^2/a_{13})} + \frac{R_T}{8}$	16270	Н
		$P_{K4} = P_{K1} - \frac{R_T}{4}$	27700	Н
		$P_{K3} = P_{K2} - \frac{R_T}{4}$	14720	Н
		$M_2 = 2 \left(\frac{179P_{K1} + 197P_{K2} -}{-241P_{K3} - 259P_{K4}} \right) - 153P_6 + 31,5P_7 - 8,5Q_T + 35P_5$	47587	Нм
Горизонтальна реакція		$P_6 = R_T = Q_T \operatorname{tg} 22,5^\circ$	6200	Н
Вертикальна реакція вантажопідйомника		$P_7 = Q_T$	13000	Н

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5
Реакція колони, прикладена до катка тяги		$P_3 = O_m$	13000	Н
Реакція направляючих колони, прикладена до ковзанок телескопічної стріли		$P_{K2} = \frac{M_2}{2(a_{22} + a_{23}^2/a_{22})} + P_r$	20810	Н
		$P_T = \frac{0,5P_5 + P_{K1} + P_{K2}}{4} + \frac{-P_{K4} - P_{K3} - 0,5P_{K6}}{4}$	1625	Н
		$P_{K6} = \frac{M_2}{2(a_{23} + a_{22}^2/a_{23})} + P_r$	11180	Н
		$P_{K8} = P_{K3} 2P_r$	24060	Н
		$P_{K7} = P_{K4} 2P_r$	14430	Н
Момент, притискуючи катки вантажопідйомника до напрямної при дії тільки зусилля наїзду	3	$M_3 = P_3(a_{15} + 0,5a_{12})$	23478	Н м
Зусилля наїзду упору		P_3	23680	Н
Зусилля катків вантажопідйомника, прикладені до направляючим телескопічною		$P_{K1} = \frac{M_3}{2(a_{12} + a_{13}^2/a_{12})} - \frac{R_3}{8}$	7500	Н
		$P_{K1} = \frac{M_3}{2(a_{13} + a_{12}^2/a_{13})} - \frac{R_3}{8}$	2430	Н
		$P_{K4} = P_{K1} + \frac{P_3}{4}$	15030	Н

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5
		$P_{K3} = P_{K1} + \frac{P_3}{4}$	9960	Н
Момент, притискуючи катки телескопічної частини до напрямної при дії тільки зусилля наїзду		$M_2 = 2 \left(\frac{179P_{K1} + 197P_{K2} -}{-241P_{K3} - 259P_{K4}} \right) -$ $-153P_6 + 31,5P_7 - 8,5Q_T + 35P_5$	44719, 2	Нм
Реакції направляючих колони		$P_{K5} = \frac{M_4}{2(a_{22} + a_{23}^2/a_{22})} + P_r$	17230	Н
прикладені до ковзанок телескопічної частини при дії тільки зусилля наїзду		$P_{K6} = \frac{M_4}{2(a_{23} + a_{22}^2/a_{23})} + P_r$	8310	Н
		$P_{K7} = P_{K6} + 2P_r$	15840	Н
		$P_{K8} = P_{K5} + 2P_r$	24760	Н
		$P_T = \frac{P_{K1} + P_{K2} - P_{K3} - P_{K4}}{4}$	3765	Н
Момент, притискуючи катки телескопічної частини колони до напрямної при дії тільки сил інерції гальмування або розгону	2	$M_5 = 1,1Q_{ном} \frac{a}{q} 297 +$ $Q_{zn} \frac{a}{q} 238,5 + Q_z \frac{a}{q} 103$	16430	Нм

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5
Перевантаження при гальмуванні	2		0,08	
Реакції до ковзанонок телескопічної частини при дії тільки сил інерції		$P_z = \frac{a(1,1Q_n + Q_{zn} + Q_m)}{8q}$	800	Н
		$P_{K5} = \frac{M_5}{2(a_{22} + a_{23}^2/a_{22})} - P_r$	6910	Н
		$P_{K6} = \frac{M_5}{2(a_{23} + a_{22}^2/a_{23})} - P_r$	3640	Н
		$P_{K7} = P_{K6} + 2P_r$	5240	Н
		$P_{K8} = P_{K5} + 2P_r$	3510	Н

Таблиця 1.20 - Розрахунок корпусу телескопічної частини колони при його вигині

Найменування показників	Розрахунковий випадок	Позначення або розрахункова формула	Величина	Розмірність
1	2	3	4	5
Момент від сил тяжіння в площині бічних панелей корпусу	1	$M_{10} = 1,1Q_n(x_8 + x_{10} + a_{16}) - Q_{zn}(a_{18} - a_{16}) - Q_m(10,6 - a_{16} + c_1 - x_{ц.м.}^{тел.})$	52614	Нм
Момент від сил інерції при розгоні і гальмуванні в площині бічних панелей	2	$M_5 = \frac{a}{q} 1,1Q_{ном} a_{27} + Q_{zn}(a_{27} - 58,5) + Q_m a_{26}$	13869	Нм

Продовження таблиці 1.20

1	2	3	4	5
Момент від наїзду в площині бічних панелей		$M_{12} = P_3 a_{27}$	77357	Нм
Зусилля наїзду		P_3	23680	Н
Плече		$a_{27} = a_{15} + 0,5a_{12} + a_{19} + a_{25} + a_{26}$	2,57	м
Напруга вигину в площині бічних панелей	3	$\sigma_4 = \frac{M_{10} + M_{12}}{W_y}$	58,6	МПа
Момент опору вигину в площині бічних панелей (табл.2.16)		$W_y = \frac{J_y}{J_{\max}}$	$2219 \cdot 10^{-6}$	м ³
Момент інерції перерізу 1 панелі		$J_{x1} = J_{x1}^{cob} + F_1 2,2^2 + J_{x2}^{cob} + F_3 2,75^2 + F_4 2,75^2$	$725 \cdot 10^{-6}$	м ⁴
Момент інерції пари нижніх стяжок за умови нерухомості відносно один одного	3	$J_{cm} = \frac{c_{10}^2 c_{11}^2}{2} \gg J_x$	$68450 \cdot 10^8$	м ⁴
Момент в панелі від зусилля наїзду в площині стяжок		$M_{13} = \frac{P_3 l_1}{4}$	13700	Нм
Нормальне зусилля в панелі при наїзді		$T = P_3 \frac{l_2}{l_3}$	172450	Н

Продовження таблиці 1.20

1	2	3	4	5
Радіус інерції перерізу однієї панелі		$\eta_x \approx \frac{c_7}{2}$	$3 \cdot 10^{-2}$	М
Гнучкість однієї панелі		$\lambda = \frac{l_1}{\eta_x}$	60	
Коефіцієнт тривалості згину стиснутої панелі		$\varphi = \varphi(\lambda)$	0,82	
Площа перерізу однієї панелі (табл.2.6)		$F_n = \sum F_i$	$87 \cdot 10^{-2}$	м
Момент опору вигину однієї панелі		$W_x = \frac{J_x}{c_2 + c_3 - 0,5c_7}$	$104 \cdot 10^{-6}$	м ³
Нормальне напруга		$\sigma_5 = \frac{M_{13}}{W_x} + \frac{T}{F_n \varphi}$	156	МПа
Максимальне зусилля ковзанки на направляючу (табл. 2.7)		$P = P_{K4} + P'_{K4}$	42730	Н
Коефіцієнт		$\xi = \frac{c}{e_1}$	0,625	
Коефіцієнти, що залежать від ξ [8]	3	K_1	2,1	
		K_2	0,6	
		K_3	0,6	
Напруга біля стінки від вигину в площині гертена		$\sigma_x = \pm \frac{\kappa_1 P}{t^2}$	185	МПа

Продовження таблиці 1.20

1	2	3	4	5
Напруга біля стінки від вигину в площині панелі		$\sigma_y^c = \pm \frac{\kappa_2 P}{t^2}$	53	МПа
Напруга біля вільного краю від вигину в площині панелі		$\sigma_y = \pm \frac{\kappa_3 P}{t^2}$	53	МПа
Наведене напруга біля стінки		$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$	192,5	МПа
Запас міцності для направляючої з ст3		$n = \frac{\sigma_1}{\sigma_{np}}$	1,25	
Максимальне зусилля відриваюче напрямну від панелі		$P' = P'_{K1} + P_{K1}$	36750	Н
Сила зсуву в зварному з'єднанні		$P_c = P \frac{e_2}{e_2 - c - 0,5h_1}$	53710	Н
Катет зварного шва		κ	$1 \cdot 10^2$	м
Еквівалентна довжина двох зварних швів		l_9	$4 \cdot 10^2$	м
Напруга зрізу		$\tau = \frac{P_c}{0,7k2l_9} < [\tau]_{cp}$	96	МПа

1.8 Електропривод і електроавтоматика

Опис схеми електроприводу пересування візка

Управління електродвигуном механізму пересування візка здійснюється з допомогою кулачкового контролера SA.22. Зміна напрямку обертання двигуна здійснюється за допомогою відповідних контактних груп: контактів 5,9 (напрями вперед) і контактів 2,6 (руху у зворотному напрямку).

Контакти 7, 8, 10, 11 та 12 призначені для поетапного виведення з кола ротора ступенів пускового резистора, що забезпечує плавний розгін електроприводу.

При встановленні контролера у перше положення «Вперед» замикаються контакти 5 та 9, унаслідок чого напруга подається на статор електродвигуна і відбувається його запуск. У цей момент пусковий резистор повністю увімкнений у коло ротора.

Одночасно зазначені контакти забезпечують живлення реле KV2, яке вмикає контактор КМ4. Головні контакти контактора підключають електромагніт Y5.

У другому положенні «Вперед» додатково замикається контакт 11, що призводить до відключення першого ступеня пускового резистора.

У третьому положенні контакт 12 забезпечує виведення другої ступені резистора з кола ротора.

При переході в четверте положення контакт 8 відключає наступний ступінь пускового опору.

У п'ятому положенні замикаються контакти 7 і 10, після чого електродвигун працює за основною механічною характеристикою без додаткового пускового опору.

Робота схеми при русі у зворотному напрямку відбувається аналогічно, але при замиканні контактів 2, 4 та 6.

Під час переведення контролера у нейтральне положення реле KV2 і контактор КМ4 вимикаються, що призводить до розмикання кола живлення електромагнітного гальма та зупинки механізму.

Вибір електроприводу пересування візка

Вибір електродвигуна механізму пересування візка, що працює в режимній групі 4М, виконується з урахуванням забезпечення необхідних умов пуску та досягнення заданого прискорення під час розгону механізму.

Електрична схема приводу пересування візка наведена на рисунку 1.6.

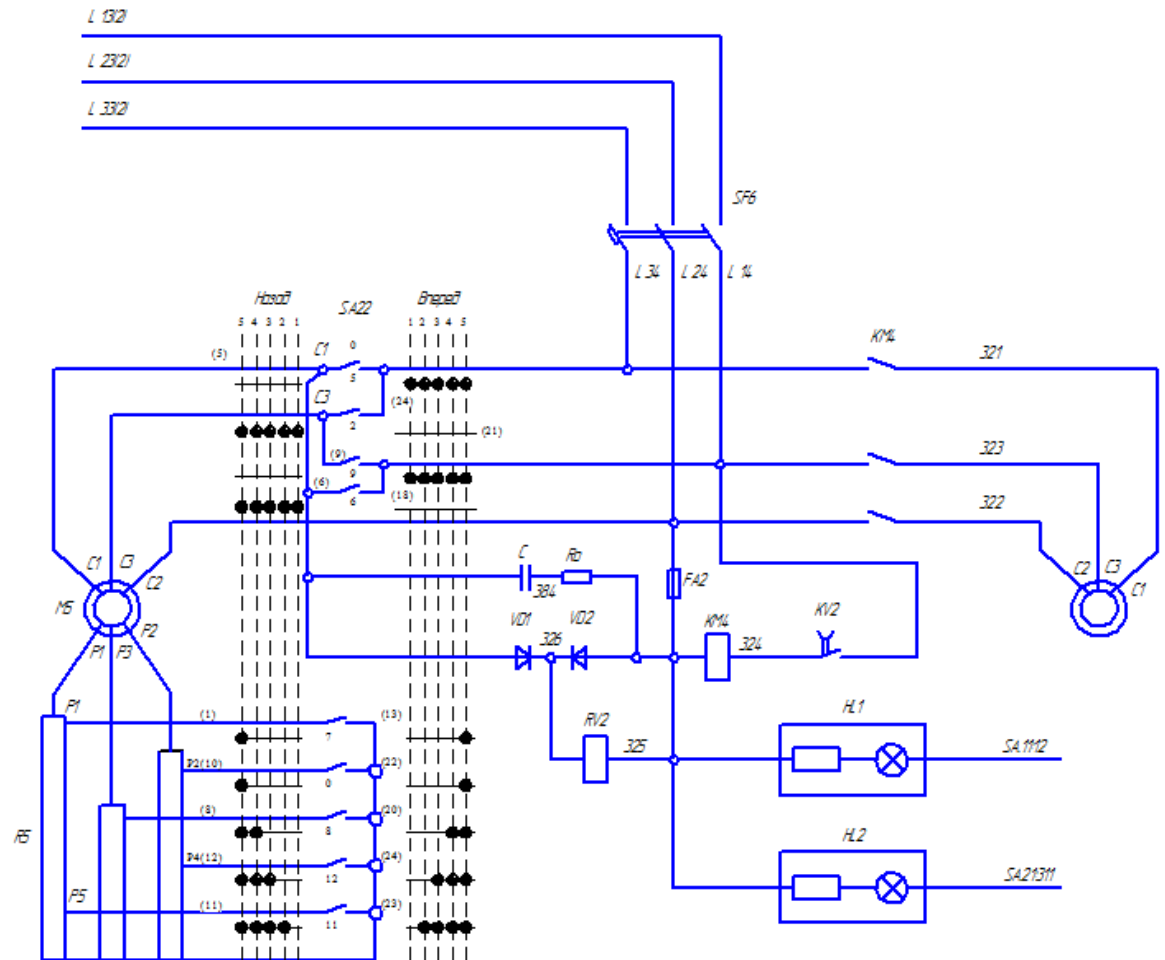


Рисунок 1.6 - Електросхема механізму пересування візка

Вихідні дані:

m -5458 кг;	m_k -1;
m_{TP} - 2000 кг;	P_{cmz} - 2,2 кВт
m_{zy} -181кг;	η -0.85
V_r - 0,5 м/с;	
a_p - 0,3 м/с ² ;	

$$P_p = \frac{0,66 \cdot (m + m_{zp} + m_{zy}) V_r}{10^3 m_k \eta} + \frac{P_{cmm}}{1,75};$$

де: m - маса переміщуваного конструкції, кг

m_{zp} - маса вантажу, кг

m_{zy} - маса вантажозахватного пристрою, кг

V_r - лінійна швидкість горизонтального переміщення, м/с

a_p - розрахункове прискорення, м/с²

m_k - число приводів механізму

η - ККД механізму

$P_{ст.з}$ - потужність статистичної навантаження одного приводу, кВт

P_p - величина розрахункової потужності ЕД

$$P_p = \frac{0,66(5458 + 2000 + 181)0,5 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 1 \cdot 0,85} + \frac{2,2}{1,75} = 2,13 \text{ кВт}.$$

На підставі отриманих даних визначається необхідна потужність електродвигуна, яка забезпечує стабільну роботу механізму при заданих експлуатаційних параметрах.

Перевірка електродвигуна механізму пересування по зчепленню

Електродвигун з регульованим пусковим моментом механізмів, працюючих у приміщенні.

$$\alpha \frac{(m + m_{zy})}{(m + m_{zy} + m_{zp})} - 0,38 > \frac{M_{nm} P_n}{M_n P_p} (0,35 a_p + 0,027);$$

Де: M_{nm} - пусковий момент - 0,9

M_n - номінальний момент = 2,3

P_n - номінальна потужність двигуна = 2,2

$$1 \frac{(5458 + 181)}{(5458 + 2000 + 181)} - 0,38 > \frac{0,9 \cdot 2,2}{2,3 \cdot 2,13} (0,35 \cdot 0,3 + 0,027);$$

$$7638,6 > 0,24$$

Теплова перевірка електродвигуна виконується з метою оцінки його роботи при змінному навантаженні протягом робочого циклу. Розрахункова потужність визначається з урахуванням режиму роботи, кількості включень, тривалості навантаження та умов охолодження.

$$P_p = \frac{K_u K_p K_3 \eta_{\text{екв.б}} K_n \sqrt{\varepsilon_p / \varepsilon_n P_{\text{ст}}}}{K_0 (1,25 \eta_{\text{екв}} - 0,25 \eta_{\text{екв.б}})}$$

Вихідні дані:

K_u - 0,7 ε -0,4

K_p -1,2 ε_p -0,4

K_3 -1 N -120

$\eta_{\text{екв}}$ -0,72 N_p -1200,6

$\eta_{\text{екв.б}}$ - K_n -1

де

K_u - 0,7 для пересування візка

K_p - коефіцієнт використання при системі регулювання

K_3 - коефіцієнт запасу

K_o - коефіцієнт умови охолодження

K_n - коефіцієнт додаткових втрат холостого ходу

$\eta_{\text{екв}}$ - еквівалентний ККД електропривода

$\eta_{\text{екв.б}}$ -0,81 для систем з динамічним гальмуванням змінного струму

$$P_p = \frac{0,7 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 0,81 \cdot 1 \sqrt{0,4 / 0,4} \cdot 2,2}{1(1,25 \cdot 0,72 - 0,25 \cdot 0,81)} = 2,16 \text{ кВт.}$$

Результати розрахунку підтверджують відповідність обраного електродвигуна допустимому тепловому режиму роботи та можливість його тривалої експлуатації без перегріву.

2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ СТЕЛАЖНОГО КРАНА - ШТАБЕЛЕРА $Q=2\text{т.}$

2.1 Розрахунок механізму підйому.

Вихідними даними для розрахунку є: вантажопідйомність $m=2$ тонни; швидкість підйому вантажу $V=9,7$ м/хв; висота підйому вантажу $H=9,7$ м; режим роботи – середній (ПВ=25%).

Обрана схема механізму підйому показана на рисунку 2.1. На рисунку 2.2 показана схема запасовки каната.

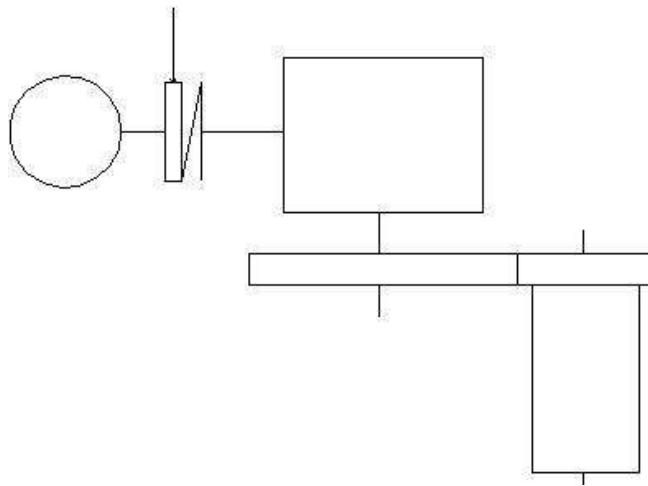


Рисунок 2.1 - Схема механізму

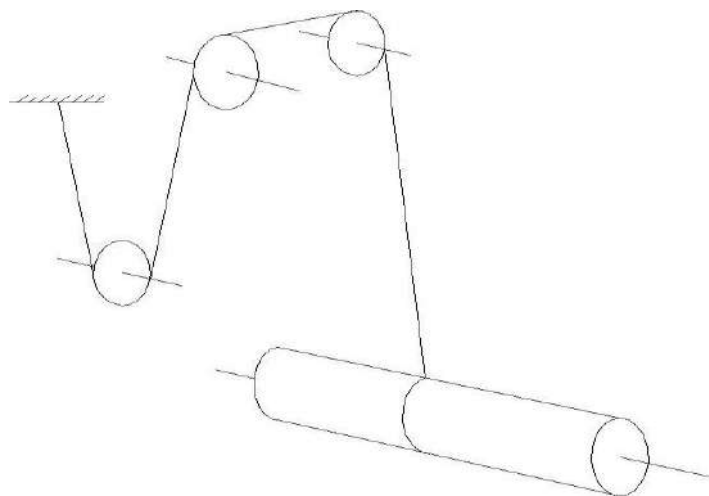


Рисунок 2.2 - Схема запасовки каната.

Канат вибирається за величиною розривного зусилля.

$$F_O = S \cdot z_P, \quad (2.1)$$

де S – максимальний натяг каната, Н;

$z_P = 5.5$ - коефіцієнт запасу міцності каната (для середнього режиму роботи) [6].

Максимальний натяг каната

$$S = \frac{mg(1 - \eta_{\text{бл}})}{a(1 - \eta_{\text{бл}}^n) \eta_{\text{бл}}^n}; \quad (2.2)$$

Де: $a = 1$ – число канатів, набігаючих на барабан,

$\eta_{\text{бл}} = 0,98$ – ККД блоку на підшипниках кочення,

$n = 2$ – число напрямних блоків в полиспасте.

$$S = \frac{4000 \cdot 9,81(1 - 0,98)}{1(1 - 0,98^2) \eta^2} = 20635 \text{ Н}$$

$$F_O = 20635 \cdot 5.5 = 113.5 \text{ кН}$$

Так як навивка каната на барабан здійснюється в один шар, то [5] вибираємо канат сталевий дрововий подвійної звивки з органічним осердям ЛК-О 6х19+1о.з ГОСТ 3077-80. Діаметр каната $d = 15$ мм, розривне зусилля 115500 Н при маркувальній групі 1568 МПа. Далі визначаємо геометричні розміри барабана. Діаметр барабана по середній лінії витка каната

$$D_1 \geq h \cdot d_{K1}; \quad (2.3)$$

де $h_1 = 25$ – емпіричний коефіцієнт для середнього режиму роботи [1].

$$D_1 \geq 25 \cdot 15 = 375 \text{ мм.}$$

Приймаємо зовнішній діаметр барабана $D_H = 400 \text{ мм}$ з нормального ряду значень.

Довжину барабана L_6 знаходимо складанням довжин окремих ділянок:

$$L_6 = L_1 + L_2 + L_3; \quad (2.4)$$

$$\text{Де: } L_1 = \left[\frac{H \cdot U_n}{\pi \cdot D_6} + (4.5 \div 5.5) \right] \cdot t,$$

$t = (1,1 \div 1,23)d = 16.5 \text{ мм}$ – крок нарізки на барабані,

L_2 и L_3 – відстань від торців барабана до початку ділянки нарізки ($L_2 = L_3 = (2 \div 3)t$),

$$L_1 = \left[\frac{9.7 \cdot 2}{3.14 \cdot 0.4} + 4 \right] \cdot 16.5 = 330 \text{ мм}$$

Приймаємо $L_1 = 330 \text{ мм}$.

$$L_2 = L_3 = 3 \text{ мм.}$$

Повна довжина барабана:

$$L_6 = 2 \cdot 3 + 330 = 336 \text{ мм.}$$

Знаходимо потрібну потужність двигуна:

$$N = \frac{mv}{102 \cdot 60 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (2.5)$$

де η – загальний ККД механізму підйому ($\eta = \eta_6 \cdot \eta_p \cdot \eta_n$, тут

$\eta_6 = 0,94 \div 0,96$ – ККД барабана, η_p – ККД передавального механізму, для двоступінчастого редуктора $\eta_p = 0,96$; η_n – ККД поліспасти η_n).

Загальний ККД механізму $\eta = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 0,83$

$$N = \frac{4000 \cdot 9.7}{102 \cdot 60 \cdot 0.83} = 7.64 \text{ кВт}$$

З урахуванням перевантажувальної здатності потужність двигуна дорівнює

$$N_{\text{дв}} = (0.7 \div 0.8)N = 0.8 \cdot 7.64 = 6.112 \text{ кВт}$$

З [5,табл.ІІ.1.13] прийнятий крановий електродвигун МТКФ 410-4/24 потужністю $N_{\text{дв}} = 7/0,8 \text{ кВт}$, частотою обертання вала двигуна $n_{\text{дв}} = 1370/200 \text{ об/хв}$, максимальним моментом $T_{\text{max}} = 180/85 \text{ Н.м}$, моментом інерції ротора двигуна $I_p = 0.247 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, діаметр кінця вала $d_{\text{дв}} = 65 \text{ мм}$.

Передаточне число механізму підйому

$$U_o = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6}; \quad (2.6)$$

де $n_6 = \frac{v \cdot U_n}{\pi \cdot D_1}$ - частота обертання барабана, об/хв.

$$n_6 = \frac{9.7 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4} = 15.5 \text{ об/хв.}$$

$$U_o = \frac{1370}{15.5} = 88.38$$

Так як в механізмі підйому присутній зубчаста передача, тоді загальне передаточне число:

$$U_o = U_p \cdot U_3; \quad (2.7)$$

$$U_3 = \frac{z_2}{z_1}; \quad (2.8)$$

де z_1 - кількість зубів шестерні ($z_1=30$)

z_2 - кількість зубів зубчастого колеса ($z_2=91$)

$$U_3 = \frac{91}{30} = 3.03$$

$$U_3 = \frac{U_o}{U_p} = \frac{88.38}{3.03} = 29.16$$

З [5,табл.5.1.43] вибрано черв'ячний редуктор РЧС-160-23,5-||-ТУ з передаточним числом $u_p=29.5$, потужність на тихохідному валу $N_{\text{тих}}= 1.85$ кВт, діаметр кінця швидкохідного валу $d_{\text{быстр}} = 38$ мм, діаметр тихохідного валу $d_{\text{тих}}=90$ мм.

Перевіряємо вибраний редуктор:

а) вибране передаточне число редуктора не повинен відрізнятись від розрахункового більше ніж на $\pm 15\%$;

$$\Delta U = \frac{|U - U_p|}{U} \cdot 100\%; \quad (2.9)$$

$$\Delta U = \frac{|29.5 - 29.16|}{29.5} \cdot 100\% = 1.15\%$$

$$\Delta U = 1.15\% \leq 15\%$$

Умови перевірки задовольняються.

б) частота обертання швидкохідного вала редуктора повинна бути менше частоти обертання валу двигуна;

$$n_p \leq n_D; \quad (2.10)$$

$$950 \text{ об/хв} \leq 1370 \text{ об/хв}$$

Умови задовольняються.

в) щоб уникнути перевантажень редуктора необхідно, щоб значення потужності, по каталогу, що передається редуктором було більше розрахункового, кВт, яка визначається за формулою:

$$N_p = \frac{T_{тих} \cdot n_b \cdot 2\pi}{1000 \cdot U_p \cdot \eta}; \quad (2.11)$$

де $T_{тих}$ - обертаючий момент на тихохідному валу,

$$N_p = \frac{1000 \cdot 15.5 \cdot 2 \cdot 3.14}{1000 \cdot 29.5 \cdot 0.8} = 4.12 \text{ (Вт)}$$

$$N_p \leq N \quad (2.12)$$

$$4.12 \text{ Вт} \leq 1850 \text{ Вт}$$

Умови задовольняються.

З [5,табл.П.6.1] обрана втулично-пальцева муфта з гальмівним шківом по ОСТ 24,848,03-79. Діаметр гальмівного шківа $D_T = 200 \text{ мм}$, номінальний крутний момент $T_{табл} = 250 \text{ Нм}$, забезпечується з'єднання діаметрів до 45мм (розточки у полумуфтах виконуються за замовленням), момент інерції муфти $I_m = 0.24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Перевіряємо муфту по крутному моменту;

Крутний момент на валу двигуна, Нм;

$$T_C = \frac{m \cdot g \cdot D_1}{2 \cdot U_P \cdot U_n \cdot \eta}; \quad (2.13)$$

$$T_C = \frac{4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4}{2 \cdot 29.5 \cdot 2 \cdot 0.8} = 166.27 \text{ Нм}$$

Визначається розрахункове значення моменту, Нм:

$$T_P = K_1 \cdot T_C; \quad (2.14)$$

де K_1 - коефіцієнт, що враховує режим роботи (легкий режим – 1,1, середній – 1,2, важкий – 1,3)

$$T_P = 1.2 \cdot 166.27 = 199.524 \text{ Нм}$$

Обрана муфта повинна задовольняти умові;

$$T_P \leq T_{TAB}. \quad (2.15)$$

$$199.524 \text{ Нм} \leq 250 \text{ Нм}$$

Умови задовольняються.

З [5] підібраний гальма ТКГ-200 з гальмівним моментом $T_T = 240$ Нм.

Визначаємо гальмівний момент, Нм:

$$T_T = \frac{m \cdot g \cdot D_1 \cdot \eta}{2 \cdot U_P \cdot U_n}; \quad (2.16)$$

$$T_T = \frac{4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4 \cdot 0.8}{2 \cdot 29.5 \cdot 2} = 106.4 \text{ Нм}$$

Гальма перевіряються по гальмівному моменту:

$$T_{TPACЧ} = \beta \cdot T_T; \quad (2.17)$$

де β - коефіцієнт запасу гальмування (легкий режим – 1,5, середній - 1,75, важкий – 2)

$$T_{TPACЧ} = 1.75 \cdot 106.4 = 186.2 \text{ Нм}$$

Вибраний двигун повинен задовольняти наступним вимогам:

- 1) потужність має бути достатньою для забезпечення розгону механізму, з заданим прискоренням;
- 2) при роботі в повторно-короткочасному режимі він не повинен перегріватися.

Перевірка двигуна за умовами пуску:

Визначимо середній пусковий момент, Нм;

$$T_{ПСП} = \frac{T_{НОМ}(\varphi_M + 1,1)}{2}; \quad (2.18)$$

де $T_{НОМ}$ - номінальний момент двигуна, Нм, визначається за формулою;

$$T_{НОМ} = 9550 \frac{N}{n_{\partial\phi}}; \quad (2.19)$$

φ_M - коефіцієнт перевантаження, визначається за формулою;

$$\varphi_M = \frac{T_{MAX}}{T_{HOM}}; \quad (2.20)$$

де T_{MAX} - максимальний момент двигуна, Нм, що приймається за характеристики.

$$T_{HOM} = 9550 \frac{7}{1370} = 48.8 \text{ Нм}$$

$$\varphi_M = \frac{108}{48.8} = 2.2$$

$$T_{ПСП} = \frac{48.8(2.2 + 1.1)}{2} = 80.52 \text{ Нм}$$

Для визначення часу пуску знаходимо статичний момент на валу двигуна, Нм;

$$T_C = \frac{m \cdot D_1}{2 \cdot U_P \cdot U_n \cdot \eta_P}; \quad (2.21)$$

$$T_C = \frac{4000 \cdot 0.4}{2 \cdot 29.5 \cdot 2 \cdot 0.8} = 17 \text{ Нм}$$

Час пуску визначається за формулою;

$$t_n = \frac{1}{T_{п.сп} - T_c} \cdot \left[\frac{m \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{38.2 \cdot U^2 \cdot U_n^2 \cdot \eta} + \frac{k \cdot \sum (J)_1 \cdot n_{дв}}{9.55} \right]; \quad (2.22)$$

де $k = 1.1 \div 1.2$ – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас передавального механізму (крім ротора і приводний муфти), приймаємо $k = 1.2$;

$(\Sigma J)_1 = J_p + J_M$ - сумарний момент інерції обертових деталей, насаджених на перший вал.

$$t_n = \frac{1}{80.52 - 17} \cdot \left[\frac{4000 \cdot 0.4 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 1.7c$$

Дійсне прискорення пуску, m/c^2 , при наявності равноускоренного руху в процесі розгону механізму, визначається за формулою;

$$j = \frac{V}{60t_n}; \quad (2.23)$$

$$j = \frac{9.7}{60 \cdot 1.7} = 0.9 m/c^2$$

$$j \leq [j]; \quad (2.24)$$

де $[j] = 0.2 \div 0.9 m/c^2$ – допустиме прискорення розгону вантажу для кранів загального призначення в період пуску.

Перевірка двигуна на нагрівання:

Середньоквадратичний (еквівалентний) момент двигуна, що враховує змінний режим навантаження механізму, Нм;

$$T_{CP} = \sqrt{\frac{T_{пср}^2 \cdot \Sigma t_n + t_y \Sigma T_C^2}{\Sigma t}}; \quad (2.25)$$

де $t_y = \frac{H}{V}$ - час усталеного руху,

$$t_y = \frac{9.7}{9.7} = 1c$$

Σt_n - сумарний час пуску,

ΣT_C^2 - сума квадратів статичних моментів,

Σt - сумарний час.

Видно що вантаж масою t , піднімається в 5 разів рідше, ніж $0,5m$ і в 4 рази менше, ніж $0,1m$. Крутні моменти на валу двигуна відповідно теж будуть залежати від частоти підйому 1:5:4, і їх величини відносяться $0,1 T_C^n : 0,5 T_C^n : 0,4 T_C^n$ (індекс п – підйом, оп - опускання). Тоді:

$$T_{C1}^n = \frac{mgD_1}{2U\eta i}; T_{C2}^n = \frac{0.5mgD_1}{2U\eta i}; T_{C3}^n = \frac{0.4mgD_1}{2U\eta i}; \quad (2.26-2.28)$$

$$T_{C1}^{on} = \frac{mgD_1\eta}{2Ui}; T_{C2}^n = \frac{0.5mgD_1\eta}{2Ui}; T_{C3}^{on} = \frac{0.4mgD_1\eta}{2Ui}; \quad (2.29-2.31)$$

$$T_{C1}^n = \frac{4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4}{2 \cdot 29.5 \cdot 0.8 \cdot 2} = 166.3 H_m$$

$$T_{C2}^n = \frac{0.5 \cdot 4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4}{2 \cdot 29.5 \cdot 0.8 \cdot 2} = 83.1 H_m$$

$$T_{C3}^n = \frac{0.4 \cdot 4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4}{2 \cdot 29.5 \cdot 0.8 \cdot 2} = 66.5 H_m$$

$$T_{C1}^{on} = \frac{4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4 \cdot 0.8}{2 \cdot 29.5 \cdot 2} = 106.4 H_m$$

$$T_{C2}^{on} = \frac{0.5 \cdot 4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4 \cdot 0.8}{2 \cdot 29.5 \cdot 2} = 53.2 H_m$$

$$T_{C3}^{on} = \frac{0.4 \cdot 4000 \cdot 9.81 \cdot 0.4 \cdot 0.8}{2 \cdot 29.5 \cdot 2} = 42.6 H_m$$

Сума квадратів статичних моментів, що діють на вал двигуна, протягом усього циклу:

$$\sum T_C^2 = 0.1(T_{C1}^n)^2 + 0.5(T_{C2}^n)^2 + 0.4(T_{C3}^n)^2 + 0.1(T_{C1}^{on})^2 + 0.5(T_{C2}^{on})^2 + 0.4(T_{C3}^{on})^2; \quad (2.32)$$

$$\sum T_C^2 = 0.1(166.3)^2 + 0.5(83.1)^2 + 0.4(66.5)^2 + 0.1(106.4)^2 + 0.5(53.2)^2 + 0.4(42.6)^2 = 11260.394 \text{ Нм}$$

Сумарний час $\sum t$ складається з наступних параметрів:

$$\sum t = \sum t_n^n + \sum t_n^{on} + 2t_y; \quad (2.33)$$

Час пуску при підйомі вантажу, у перший період;

$$t_{\Pi}^n = \frac{1}{T_{\Pi, \text{сп}} - T_{\Pi, \text{кл}}} \cdot \left[\frac{m \cdot D_1^2 \cdot n_{\text{дв}}}{38.2 \cdot U^2 \cdot U_{\Pi}^2 \cdot \eta} + \frac{k \cdot \sum (J)_1 \cdot n_{\text{дв}}}{9.55} \right]; \quad (2.34)$$

$$t_{\Pi}^n = \frac{1}{80.52 - 166.3} \cdot \left[\frac{4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 1.073 \text{ с}$$

$$t_{\Pi}^n = \frac{1}{80.52 - 83.1} \cdot \left[\frac{0.5 \cdot 4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 34.087 \text{ с}$$

$$t_{\Pi}^n = \frac{1}{80.52 - 66.5} \cdot \left[\frac{0.4 \cdot 4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 6.214 \text{ с}$$

Час пуску при опусканні вантажу, у перший період:

$$t_{\text{н}}^{\text{он}} = \frac{1}{T_{\text{н.ср}} + T_{\text{н.кл}}^{\text{он}}} \cdot \left[\frac{m \cdot D_1^2 \cdot n_{\text{дв}}}{38.2 \cdot U^2 \cdot U_{\text{н}}^2 \cdot \eta} + \frac{k \cdot \sum (J)_1 \cdot n_{\text{дв}}}{9.55} \right]; \quad (2.35)$$

$$t_{\text{н}}^{\text{н}} = \frac{1}{80.52 + 106.4} \cdot \left[\frac{4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 0.5c$$

$$t_{\text{н}}^{\text{н}} = \frac{1}{80.52 + 53.2} \cdot \left[\frac{0.5 \cdot 4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 0.66c$$

$$t_{\text{н}}^{\text{н}} = \frac{1}{80.52 + 42.6} \cdot \left[\frac{0.4 \cdot 4000 \cdot 0.4^2 \cdot 1370}{38.2 \cdot 29.5^2 \cdot 2^2 \cdot 0.8} + \frac{1.2(0.24 + 0.247)1370}{9.55} \right] = 0.7c$$

$$\sum t = 41.374 + 1.86 + 2 \cdot 1 = 45.234c$$

Час пуску для інших періодів знаходяться аналогічно, підставляючи відповідні маси і моменти.

$$\sum t_n = 0.1t_{n1}^{\text{н}} + 0.5t_{n2}^{\text{н}} + 0.4t_{n3}^{\text{н}} + 0.1t_{n1}^{\text{он}} + 0.5t_{n2}^{\text{он}} + 0.4t_{n3}^{\text{он}}; \quad (2.36)$$

$$\sum t_n = 0.1 \cdot 1.073 + 0.5 \cdot 34.087 + 0.46.214 + 0.10.5 + 0.50.66 + 0.40.7 = 20.3c$$

$$T_{CP} = \sqrt{\frac{80.52^2 \cdot 20.3 + 11260.394}{45,234}} = 19,8H_M$$

$$T_{CP} \leq T_{НОМ}; \quad (2.37)$$

$$19,8H_M \leq 48,8H_M$$

Умови задовольняються.

2.2 Розрахунок механізму пересування крана

Вихідні дані: m - вантажопідйомність, т - 4; швидкість пересування крана транспортна $V_T = 63$ м/хв, установча $V_Y = 6.3$ м/хв; режим роботи - середній. Кінематична схема механізму показана на рисунку 2.3.

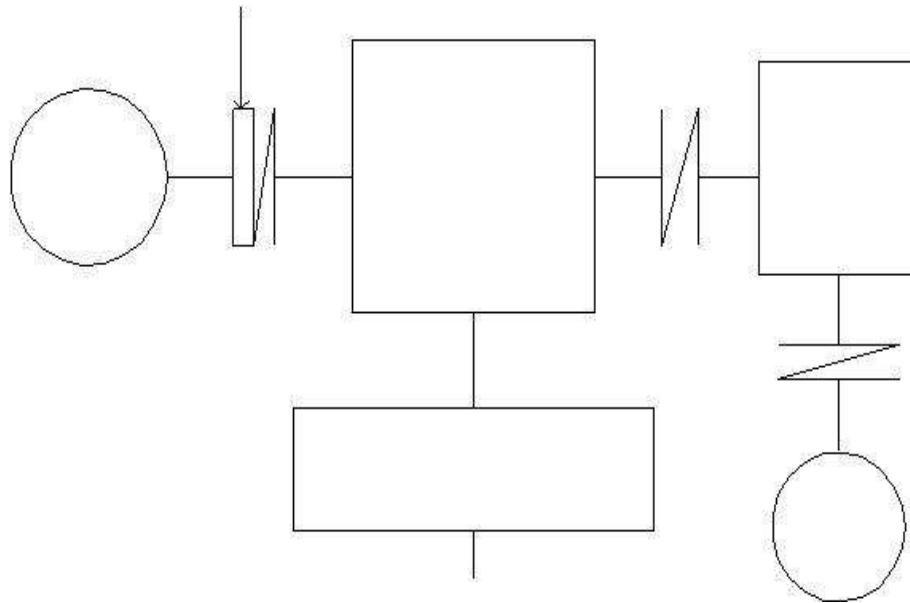


Рисунок 2.3 - Кінематична схема механізму пересування

При застосуванні фрикційних тягачів для підвісних кранів сумарний опір пересувного консольного крана визначається за формулою:

$$W_{\text{сум}} = W + W_{\text{укл}} \quad (2.38)$$

де W - опір від тертя ходової частини, Н;

$W_{\text{укл}}$ - опір від ухилу підкранової колії, Н;

Опір від тертя, перебувати за формулою;

$$W = \frac{k_p mg}{D_k} \cdot (2\mu + fd), \quad (2.39)$$

де k_p - коефіцієнт, що враховує тертя реборд коліс об головку рейки [2],

m – маса вантажу і крана;

μ - коефіцієнт тертя колеса об рейку [7];

f – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс [7].

D_k - діаметр колеса крана по ободу катання, м.

В існуючій конструкції крана $D_k = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$, $d = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$, встановлені підшипники кочення.

З [5, табл. VI. 3.2] маємо $\mu = 0,6 \text{ мм} = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, з [5, табл. V. 1.69] маємо $f = 0,015$.

Призначаємо масу крана $m_k = 5000 \text{ кг}$.

$$W = \frac{1(2000 + 5000)9.81}{0.4} \cdot (2 \cdot 0.0006 + 0.015 \cdot 0.08) = 412.02 \text{ Н}$$

Опір від ухилу

$$W_{\text{укл}} = (Q + G_k) \cdot \alpha, \quad (2.40)$$

де α - ухил шляху; для моста $\alpha = 0,002$.

$$W_{\text{укл}} = (5000 + 2000) \cdot 9.81 \cdot 0,001 = 137.34 \text{ Н}$$

Загальний опір пересуванню

$$W_{\text{сум}} = 137.34 + 412.02 = 549.36 \text{ Н}$$

Потужність, потрібна для пересування крана

$$N_{\text{пер}} = \frac{W_{\text{сум}} \cdot V_K}{1000 \cdot 60 \cdot \eta}, \quad (2.41)$$

де V_K - швидкість крана, м/хв;

η - ККД механізму пересування, $\eta = 0,9 - 0,94$.

$$N_T = \frac{549.36 \cdot 63}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9} = 0,7 \text{ кВт}$$

Оскільки привід пересування крана має два двигуна, знаходимо необхідну потужність двигуна для заданої швидкості:

$$N_Y = \frac{549.36 \cdot 6.3}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9} = 0,07 \text{ кВт}$$

З [5, табл. III. 3.1] вибираємо електродвигун для транспортної швидкості МТКФ 410-4/24, потужністю $N_{\text{ДВ}} = 0,8 \text{ кВт}$, частота обертання вала $n_{\text{ДВ}} = 200 \text{ об/хв}$, максимальний момент $M_{\text{МАХ}} = 85 \text{ Нм}$, момент інерції ротора $J_p = 0.247 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, діаметр кінця вала 65 мм.

З [5, табл. III. 3.1] вибираємо електродвигун для заданої швидкості 4АА50В4У3, потужністю $N_{\text{ДВ}} = 0,09 \text{ кВт}$, частота обертання вала $n_{\text{ДВ}} = 1500 \text{ об/хв}$, кратність по пусковому моменту $\varphi_{\text{П}} = 2$, по максимальному моменту $\varphi_{\text{М}} = 2,2$, момент інерції ротора $J_p = 0.33 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, діаметр кінця вала 9 мм.

Проводиться кінематичний розрахунок привода;

$$U = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_K}; \quad (2.42)$$

де $n_K = \frac{V}{\pi D_K}$ - частота обертання ходового колеса, об/хв;

Частота обертання ходового колеса при транспортній швидкості;

$$n_{KT} = \frac{63}{3.14 \cdot 0.4} = 50 \text{ об/хв}$$

Частота обертання ходового колеса при встановленій швидкості;

$$n_{KY} = \frac{6.3}{3.14 \cdot 0.4} = 5 \text{ об/хв}$$

Передаточне число для транспортної швидкості;

$$U = \frac{200}{50} = 4$$

Приймаємо редуктор РЧН-80, з передаточним числом $U = 10$, діаметр тихохідного валу $d_T = 33 \text{ мм}$, діаметр швидкохідного валу $d_B = 25 \text{ мм}$.

Передаточне число для заданої швидкості;

$$U = \frac{1500}{5} = 300$$

Так як передача механічної енергії від двигуна для заданої швидкості до ходовому колеса проходить через редуктор РЧН-80 ($U = 10$), тоді необхідне передаточне число;

$$U = \frac{300}{10} = 30$$

Приймаємо редуктор РЧН-120, з передаточним числом $U = 31$, діаметр тихохідного вала $d_T = 49\text{мм}$, діаметр швидкохідного вала $d_B = 33\text{мм}$.

Підбір муфт проводиться по діаметрам з'єднуються валів, а потім проводиться їх перевірка по крутному моменту.

Для з'єднання валів двигуна транспортної швидкості і редуктора РЧН-80 приймаємо муфту втулично-пальцеву МУВП, з номінальним обертовим моментом $M_K = 1000\text{Нм}$, момент інерції вала $J_M = 1.5\text{кг} \cdot \text{м}^2$

Крутний момент на валу електродвигуна;

$$T_K = \frac{k_p m_o g(\mu + f \frac{d}{2})}{U \eta}; \quad (2.43)$$

$$T_K = \frac{7000 \cdot 9.81(0.0006 + 0.015 \frac{0.08}{2})}{10 \cdot 0.9} = 309.8\text{Нм}$$

Розрахунковий крутний момент муфти;

$$T_{PAC} = T_K k; \quad (2.44)$$

де k – коефіцієнт режиму роботи:

$$T_{PAC} = 309.8 \cdot 2.25 = 697.05\text{Нм}$$

$$T_{PAC} \leq M_K; \quad (2.45)$$

Перевірка виконується.

Для з'єднання валів редуктора РЧН-120 і редуктора РЧН-80 приймаємо муфту ЕТМ-0,92-1.

Для з'єднання валів двигуна заданої швидкості і редуктора РЧН-120 приймаємо муфту зубчасту, з номінальним обертовим моментом $M_K = 1000 \text{ Нм}$, момент інерції вала $J_M = 0.05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Крутний момент на валу електродвигуна;

$$T_K = \frac{7000 \cdot 9.81 (0.0006 + 0.015 \frac{0.08}{2})}{31 \cdot 0.9} = 100 \text{ Нм}$$

Розрахунковий крутний момент муфти;

$$T_{PAC} = 100 \cdot 2.25 = 225 \text{ Нм}$$

Для визначення гальмівного моменту знаходимо максимально допустиме уповільнення за умови гальмування крана без вантажу за формулою:

$$j_{\max} = g \cdot \left[\frac{a}{b} \cdot \left(\frac{f_{cy}}{1.2} - \frac{f_m \cdot d_m}{D_m} \right) + \frac{2\mu_m + f_m d_m}{D_m} \right], \quad (2.46)$$

де a - число приводних коліс, $a = 1$;

b - загальне число ходових коліс крана, $b = 2$;

f_{cy} - коефіцієнт зчеплення, для монолітного гумового обода при сухій поверхні тертя $f_{cy} = 0.2$.

$$j_{\max} = 9.81 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0.2}{1.2} - \frac{0.015 \cdot 0.08}{0.4} \right) + \frac{2 \cdot 0.0006 + 0.015 \cdot 0.08}{0.4} \right] = 0.86 \text{ м/с}^2$$

Час гальмування знаходимо за формулою:

$$t_m = \frac{V_{\kappa}}{60 \cdot j_{\max}}.; \quad (2.47)$$

$$t_m = \frac{63}{60 \cdot 0,86} = 1,2c.$$

Необхідний гальмівний момент

$$T_m = \frac{m_{об} \cdot D_m^2 \cdot n_{об} \cdot \eta}{38,3 \cdot U_p^2 \cdot t_m} + \frac{\kappa \cdot \sum J \cdot n_{об}}{9,55 \cdot t_m} - \frac{m_{об} \cdot g \left(\mu_m + f_m \frac{d_m}{2} \right) \cdot \eta}{U_p}, \quad (2.48)$$

де $\sum J$ - сумарний момент інерції деталей на приводному валу, кг м²;

k - коефіцієнт впливу всіх обертових деталей передавального механізму, крім ротора двигуна, $k = 1,1 - 1,2$, прийmemo $k = 1,2$;

$m_{об}$ - загальна маса крана з вантажем, кг.

$$T_m = \frac{7000 \cdot 0,4^2 \cdot 200 \cdot 0,9}{38,3 \cdot 10^2 \cdot 1,2} + \frac{1,2 \cdot (0,247 + 1,5) \cdot 200}{9,55 \cdot 1,2} - \frac{7000 \cdot 9,81 \cdot \left(0,0006 + 0,015 \frac{0,08}{2} \right) \cdot 0,9}{10} = 73,04 Hm$$

З [5] вибираємо гальмо ТКТ-300, гальмівний момент гальма $T_T = 80 Hm$.

Перевірка на зчеплення ходових коліс з рейкою.

Визначаємо статичний момент опору руху крана без вантажу;

$$T_C^1 = \frac{m_{\kappa} g}{U \eta} k_p \left(\mu + f \frac{d}{2} \right); \quad (2.49)$$

$$T_C^1 = \frac{5000 \cdot 9,81}{10 \cdot 0,9} \left(0,0006 + 0,015 \frac{0,08}{2} \right) = 6,54 Hm$$

Час пуску визначається аналогічно МПГ, формула (22);

$$t_n = \frac{1}{T_{п.сп} - T_c} \cdot \left[\frac{m \cdot D_l^2 \cdot n_{дв}}{38.2 \cdot U^2 \cdot U_n^2 \cdot \eta} + \frac{k \cdot \sum (J)_l \cdot n_{дв}}{9.55} \right]$$

Визначимо середньо пусковий момент, формула(18);

$$T_{псп} = \frac{38,2(2,2 + 1,1)}{2} = 21 H_m$$

де $T_{НОМ}$ - номінальний момент двигуна, Нм, визначається за формулою(19);

$$T_{НОМ} = 9550 \frac{0.8}{200} = 38.2 H_m ;$$

$\varphi_{MAX} = \frac{T_{MAX}}{T_{НОМ}}$ - кратність по максимальному моменту.

$$\varphi_{MAX} = \frac{85}{38.2} = 2.2$$

$$t_n = \frac{1}{21 - 6.54} \cdot \left[\frac{4000 \cdot 0.4^2 \cdot 200}{38.2 \cdot 10^2 \cdot 2^2 \cdot 0.9} + \frac{1.2 \cdot 1.747 \cdot 200}{9.55} \right] = 6c$$

Визначаємо прискорення пуску, за формулою (23);

$$j = \frac{63}{60 \cdot 6} = 0.175 м / c^2$$

Перевірку на зчеплення ходових коліс з рейкою здійснюється за умовою;

$$K_{цц} = \frac{\frac{a}{b} f_{цц}}{\frac{j_n}{g} + \frac{K_p}{D} (2\mu + f d) - \frac{a}{b} f \frac{d}{D}} \geq 1.2 ; \quad (2.50)$$

де 1,2 – коефіцієнт запасу;

$K_{сц}$ - розрахунковий коефіцієнт запасу.

$$K_{сц} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,12}{\frac{0,175}{9,81} + \frac{1}{0,4} (2 \cdot 0,006 + 0,015 \cdot 0,08) - \frac{1}{2} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,08}{0,4}} = 2,7 \geq 1,2$$

Перевірка виконується.

Перевірка двигуна за умовами пуску;

$$T_n = \frac{K_p m_o g (\mu + f \frac{d}{2})}{U \eta} + \frac{m_o D^2 n}{38.3 U^2 \eta t_n} + \frac{K(\sum J) n}{9.55 t_n}; \quad (2.51)$$

$$T_n = \frac{5000 \cdot 9.81 (0.0006 + 0.015 \frac{0.08}{2})}{10 \cdot 0.9} + \frac{5000 \cdot 0.4^2 \cdot 200}{38.3 \cdot 10^{-2} \cdot 0.9 \cdot 6} + \frac{1.2 \cdot 1.747 \cdot 200}{9.55 \cdot 6} = 21.6 \text{ Нм}$$

Умова пуску записується аналогічно МПГ;

$$\varphi = \frac{T_n}{T_{ном}} \leq [\varphi]; \quad (2.52)$$

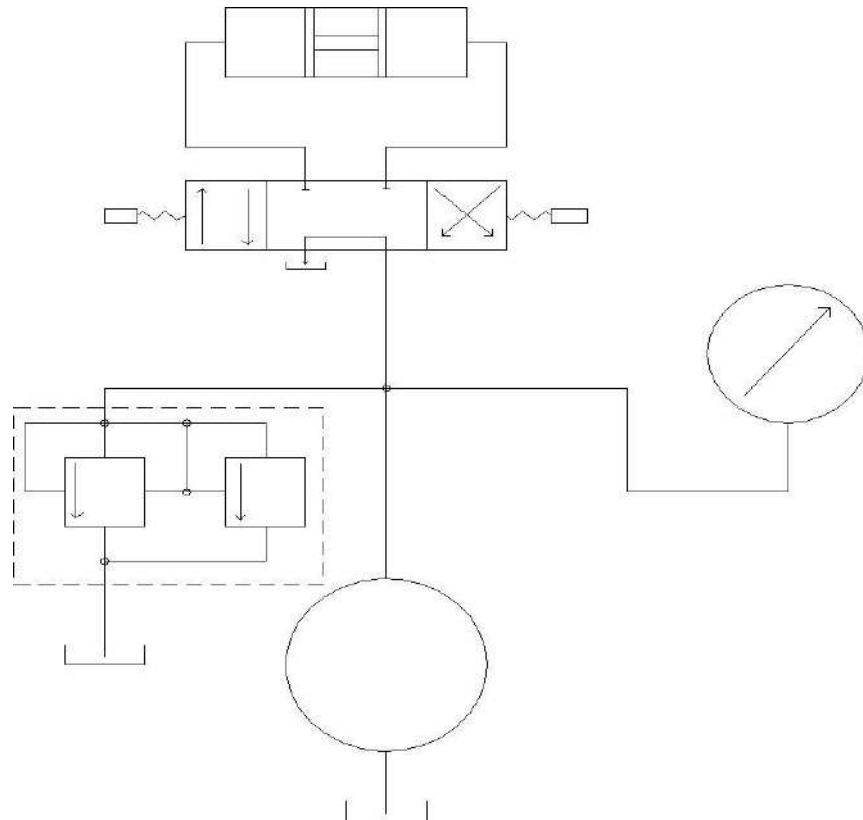
де $[\varphi] = 3.94$

$$\varphi = \frac{21.6}{38.3} = 0.6 \leq 3.94$$

Перевірка виконується.

2.3 Розрахунок гідроприводу гідравлічного столу

Розробка схеми гідроприводу



1-Насос 2-клапана 3-распределитель 4-гидроцилиндр 5-датчик

Рисунок 2.4 - Схема гідравлічна принципова.

Опис гідроприводу:

Гідравлічний привід включає насос і гідроциліндр двосторонньої дії, які з'єднані між собою напірною гідролінією через гідророзподільник. Насос підключений до гідробака за допомогою всмоктувальної гідролінії. У напірну магістраль встановлено двоступінчастий запобіжний клапан КЗ, обладнаний системою електромагнітного розвантаження насоса.

Робота гідроприводу

Гідропривід призначений для забезпечення переміщення телескопічного столу в обох напрямках - ліворуч і праворуч. Пластинчастий насос Н подає робочу рідину до гідророзподільника Р через напірну гідролінію.

За відсутності живлення електромагнітів розподільника Р насос працює в режимі розвантаження, подаючи робочу рідину безпосередньо в бак.

Необхідний робочий тиск у гідросистемі ($p = 2,5$ МПа) встановлюється запобіжним клапаном КЗ та контролюється за допомогою манометра М.

Під час увімкнення електромагніта ЕМ1 розподільника Р робоча рідина від насоса подається у праву порожнину гідроциліндра Ц, при цьому з лівої порожнини рідина витісняється у зливну магістраль, що забезпечує переміщення столу вліво.

При ввімкненні електромагніта ЕМ2 робоча рідина надходить у ліву порожнину гідроциліндра, а з правої порожнини відводиться у злив, у результаті чого здійснюється рух столу вправо.

Вибір робочої рідини.

У гідроприводах машин в якості робочої рідини застосовують мінеральні масла.

По заданому значенню кінематичної в'язкості $V_{50} = 25$ сСт вибираємо масло турбінне ВНДІ НП-403, має наступні характеристики [12]:

- кінематична в'язкість ν_{50} , сСт	25
- кінематична в'язкість ν_{10} , сСт	900
- щільність, кг/м ³	900

Розрахунок і вибір гідроциліндра

Визначаємо конструктивні параметри гідроциліндра. Діаметр поршня гідроциліндра;

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \cdot K; \quad (2.53)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 16.2 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 2.5 \cdot 10^6}} \cdot 1.1 = 0.1 \text{ м},$$

де К - розрахунковий коефіцієнт. $K = 1.05 \dots 1.1$.

Приймаємо по ГОСТ 12.447-80 $d = 100$ мм.

Площа поршня:

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4}; \quad (2.54)$$

$$A_1 = \frac{3.14 \cdot 0,1^2}{4} = 7.85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа поршня в штокової порожнини:

$$A_2 = \frac{A_1}{\varphi}; \quad (2.55)$$

де φ - конструктивний коефіцієнт, $\varphi = 1,25$.

$$A_2 = \frac{7.85 \cdot 10^{-3}}{1,25} = 6.28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

Діаметр штока

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4 \cdot (A_1 - A_2)}{\pi}}; \quad (2.56)$$

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4 \cdot (7.85 \cdot 10^{-3} - 6.28 \cdot 10^{-3})}{3.14}} = 0.045 \text{ м}$$

Вибираємо гідроциліндр П1 - 100 х 45 х 152 з двостороннім штоком по ОСТ 2.Г24-2-73, має наступні технічні характеристики [12]:

- робочий тиск, МПа	2,5
- геометричні розміри, мм а х d х h	100 х 45 х 152
- номінальна витрата, дм ³ /хв.	160
- витоки, см ³ /хв не більше	63
- маса, кг	60

Витрата рідини на харчування гідроциліндра:

$$Q = v \cdot A_1; \quad (2.57)$$

$$Q = 0.017 \cdot 7.85 \cdot 10^{-3} = 0.131 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} = 7,84 \text{ дм}^3 / \text{хв}$$

Витрата рідини в зливній гідролінії:

$$Q = v \cdot A_2; \quad (2.58)$$

$$Q = 0.017 \cdot 6.28 \cdot 10^{-3} = 0.107 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} = 6.4 \text{ дм}^3 / \text{хв}$$

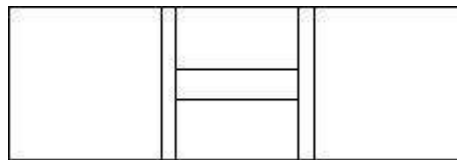


Рисунок 2.5 - Умовне позначення гідроциліндра по ГОСТ 2.782 – 68

Розрахунок діаметрів трубопроводів

У відповідності з рекомендаціями РЕВ РС 3644-72 [12], регламентуються швидкості потоків у трубопроводах:

- у напірній гідролінії при $P=6,3$ $[V_1] = 2 \text{ м /с};$
- у зливній гідро лінії $[V_2] = 2 \text{ м /с};$
- у всмоктувальному трубопроводі $[V_3] = 1,6 \text{ м/с}.$

Внутрішні діаметри трубопроводів:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{[V]}}; \quad (2.59)$$

Розбиваємо гідропривід на ділянки, показані на схемі. Розглянемо по одному прикладу на ділянках в напірній, зливній і всмоктуючої гідролініях.

Усмоктувальна гідролінія:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{8}{1.6}} = 10.3 \text{ мм}$$

Зливна гідролінія:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{8}{2}} = 9.3 \text{ мм}$$

Напірна гідролінія:

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{8}{2}} = 9.3 \text{ мм}.$$

Товщина стінки трубопроводу:

$$\delta = \frac{d_{0.1}}{2\left(\frac{[\sigma]}{P} - 1\right)}; \quad (2.60)$$

де $[\sigma]$ – допускаемое напруга матеріалу трубопроводу.

Для Сталі 20 $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

$$\delta = \frac{9.3}{2\left(\frac{140}{2.5} - 1\right)} = 0.085 \text{ мм},$$

Враховуючи можливість гідравлічних ударів при включенні гідроапаратури і необхідність нарізування різьби на трубах, приймаємо $\delta = 2 \text{ мм}$.

В цілях уніфікації, вибираємо труби сталеві по ГОСТ 8734-75, мають наступні параметри [12]:

- для напірної гідролінії $d_n \times \delta = 10 \times 2$
- для зливної гідролінії $d_n \times \delta = 10 \times 2$

- для всмоктувального трубопроводу

$$d_n \times \delta = 11 \times 2$$

Визначення довжини трубопроводів.

Довжини трубопроводу визначаються на підставі складальних креслень машини, т. к. в завданні немає цих даних, то довжинами трубопроводів задаємося самостійно.

Приймаємо довжини трубопроводів у відповідності з ділянками:

- напірна, м. 3
- зливна, м. 2,8

Вибір розподільника.

Гідророзподільник повинен забезпечувати розподіл потоків з витратою $Q = 40 \text{ дм}^3/\text{хв}$ при тиску $p = 2,5 \text{ МПа}$.

Вибираємо гідророзподільник P102, наступні технічні характеристики [12]:

- умовний прохід, мм 10
- витрата масла, $\text{дм}^3/\text{хв}$
- номінальний 40
- максимальний 75
- номінальний тиск, МПа 20
- втрати тиску при номінальній витраті, МПа 1.0
- максимальне зусилля управління на рукоятці, Н 20
- маса, кг 5,7

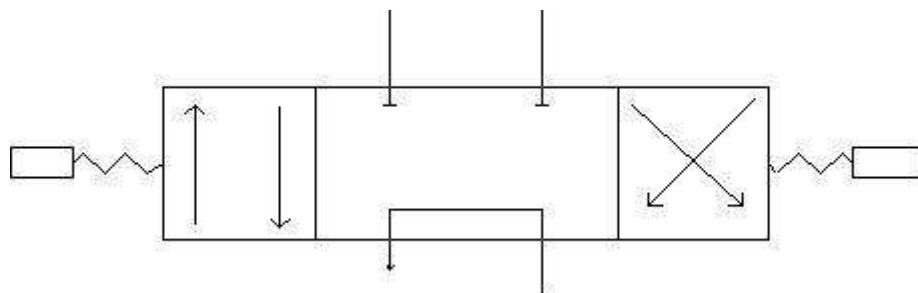


Рисунок 2.6 - Умовне графічне зображення гідророзподільника по ГОСТ 2.781-68

Вибір запобіжного клапана

Клапан повинен забезпечувати захист гідросистеми від перевантажень з тиском $P=2,5$ МПа и витратою $Q = 72$ дм³/хв.

Вибираємо клапан ПГ 52-22, має наступні технічні характеристики [12]:

- умовний прохід, мм	10
- витрата масла, дм ³ /хв	
- номінальний	20
- максимальний	-
- мінімальний	1
- тиск настрювання, МПа	0,3-6,3
- маса, кг	2,5

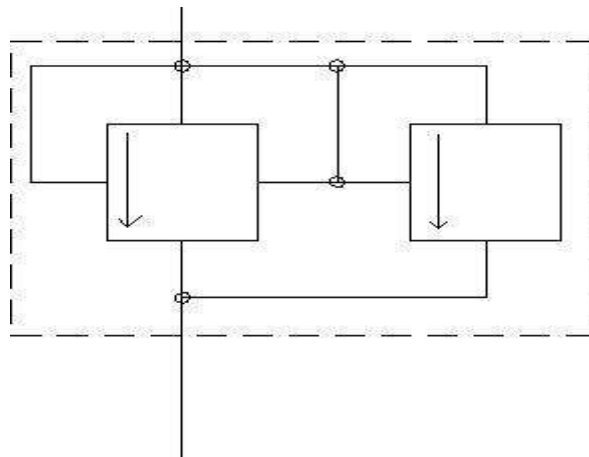


Рисунок 2,7 - Умовне графічне позначення запобіжного клапана по ГОСТ 2.871-68

Вибір манометра.

Манометр повинен забезпечувати контроль тиску в діапазоні робочих тисків гідросистеми.

Вибираємо манометр по ГОСТ 8625-77, має наступні технічні характеристики [12]:

- верхня межа виміру, МПа	40
- клас точності	2,5
- діаметр корпусу, мм	60

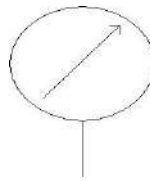


Рисунок 2,8 - Умовне графічне позначення манометра по ГОСТ 2.781-68

Розрахунок втрат тиску у гідролініях

Місцевий опір в гідролініях

Розрахунок місцевих опорів в гідролініях зведено у таблицю 1.

Коефіцієнти місцевих опорів гідроапаратів розраховані за формулою:

$$\zeta = \frac{\pi^2 \cdot d_y^4 \cdot \Delta p}{8 \cdot Q_n^2 \cdot \rho}; \quad (2.61)$$

де d_y – діаметр умовного проходу, мм;

Δp – втрати тиску в гідроапараті при номінальній витраті, МПа;

Q_n – номінальна витрата, м³/с.

Коефіцієнт місцевого опору гідророзподільника;

$$\zeta = \frac{3.14^2 \cdot 0.01^4 \cdot 1 \cdot 10^6}{8 \cdot \left(\frac{40}{60} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot 900} = 28$$

Таблиця 2.1 – Місцевий опір

Місцевий опір		Напірна лінія		Зливна лінія	
Вид	ζ	кіль.	ζ_1	кіль.	ζ_2
1. Трійник	1,0	1	1	-	-
2. Коліно	1,0	6	6	-	-
3. Вхід	1,0	1	1	-	-
4. Вихід	0,5	-	-	2	1
5. Розподільник	28	1	28	-	-
Σ			36		1

Швидкості потоків в гідролініях

Швидкість у напірній гідролінії;

$$v = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d^2}; \quad (2.62)$$

$$v = \frac{4 \cdot 0,131 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 0,0093^2} = 2 \text{ м/с}$$

Швидкість у зливній гідролінії;

$$v = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot d^2}; \quad (2.63)$$

$$v = \frac{4 \cdot 0,107 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 0,0093^2} = 1.6 \text{ м/с}$$

Втрати тиску при мінімальній температурі;

$$t_{\min} = 10^{\circ}\text{C}; \quad v_{10} = 300 \text{ сСт.}$$

Втрати в напірній гідролінії

Втрати тиску так само розраховуємо за визначеним контуром;

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu_{10}} < 2320; \quad (2.64)$$

$$Re = \frac{2 \cdot 0,0093}{300 \cdot 10^{-6}} = 62 < 2320$$

Режим руху рідини – ламінарний.

Коефіцієнт гідравлічного тертя;

$$\lambda = \frac{75}{Re_1}; \quad (2.65)$$

$$\lambda = \frac{75}{62} = 1.2$$

Втрати тиску;

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2} \rho; \quad (2.66)$$

$$\Delta p = \left(1.2 \frac{3}{0,0093} + 36 \right) \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 900 = 0,076 \text{ МПа}$$

Втрати на зливній гідролінії;

$$Re = \frac{1.6 \cdot 0,0093}{300 \cdot 10^{-6}} = 49.6 < 2320$$

Режим руху рідини – ламінарний.

Коефіцієнт гідравлічного тертя;

$$\lambda = \frac{75}{49.6} = 1.5$$

Втрати тиску;

$$\Delta p = \left(1.5 \frac{2.8}{0,0093} + 1 \right) \cdot \frac{1.6^2}{2} \cdot 900 = 0,52 \text{ МПа}$$

Втрати тиску при робочій температурі;

$$t_{\text{раб}} = 50^\circ \text{C}; \quad \nu_{50} = 30 \text{ сСт.}$$

Втрати в напірній гідролінії;

$$Re = \frac{2 \cdot 0,0093}{30 \cdot 10^{-6}} = 620 < 2320$$

Режим руху рідини – ламінарний.

Коефіцієнт гідравлічного тертя;

$$\lambda = \frac{75}{620} = 0,12$$

Втрати тиску;

$$\Delta p = \left(0,12 \frac{3}{0,0093} + 36 \right) \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 900 = 0,135 \text{ МПа}$$

Втрати на зливній гідролінії;

$$Re = \frac{1,6 \cdot 0,0093}{30 \cdot 10^{-6}} = 496 < 2320$$

Режим руху рідини – ламінарний.

Коефіцієнт гідравлічного тертя;

$$\lambda = \frac{75}{496} = 0,15$$

Втрати тиску;

$$\Delta p = \left(0,15 \frac{2,8}{0,0093} + 1 \right) \cdot \frac{1,6^2}{2} \cdot 900 = 0,053 \text{ МПа}$$

Розрахунок і вибір насоса

Технічні вимоги до насосів

Тиск в поршневій порожнині гідроциліндра;

$$p_1 = \frac{F + \Delta p_2 \cdot A_2}{A_1}; \quad (2.67)$$

$$p_1 = \frac{16200 + 0,053 \cdot 10^6 \cdot 6.28 \cdot 10^{-3}}{7.85 \cdot 10^{-3}} = 2.1 \text{ МПа}$$

Необхідний тиск насоса;

$$p = p_1 + \Delta p; \quad (2.68)$$

$$p = 2,1 + 0,135 = 2,235 \text{ МПа}$$

Необхідна подача насоса;

$$Q = \frac{Q_1}{\eta_0}; \quad (2.69)$$

де η_0 - об'ємний ККД гідроприводу, враховує витоку рідини в регулюючій гідроапаратурі і трубопроводах, $\eta_0 = 0,98$.

$$Q = \frac{7.84}{0,98} = 8 \text{ дм}^3/\text{хв},$$

Вибір насоса.

Вибираємо насос пластинчастий нерегульований Г 12-31М, мають наступні технічні характеристики [12]:

- робочий об'єм, см ³	12,5
- подача, дм ³ / хв	8
- тиск на виході насоса, МПа	
- номінальна	6,3
- граничне	7
- частота обертання, хв ⁻¹	
- номінальна	960
- максимальна	1450

- мінімальна	600
- номінальна потужність, кВт	1,6
- ККД	
- об'ємний	0,78
- повний	0,6
- ресурс, год. не менше	7000
- маса, кг	9,5

Правила експлуатації гідроприводу

Для забезпечення надійної та довготривалої роботи гідроприводу необхідно дотримуватися встановлених правил його експлуатації.

Перед введенням гідроприводу в роботу слід виконати перевірку:

- наявності та справності системи заземлення;- відповідності напруги живильної мережі параметрам електрообладнання гідроприводу;
- рівня робочої рідини в баку (рівень повинен відповідати верхній позначці маслопоказчика);
- затягування різьбових з'єднань трубопроводів і надійності кріплення гідроапаратури;
- справності манометрів;
- положення регулювальних гвинтів запобіжних клапанів, які перед запуском необхідно повністю послабити для розвантаження пружин.

Під час пуску гідроприводу виконують такі операції:

- встановлюють робочі органи машини у безпечне положення та вживають заходів для запобігання аварійним ситуаціям (встановлення упорів, контроль руху механізмів під час запуску, відведення робочих органів у безпечну зону тощо);
- вручну провертають вал насосів на кілька обертів;
- короткочасним увімкненням електродвигуна (0,5–1 с) перевіряють правильність напрямку його обертання;- запускають електродвигун насосів і

перевіряють роботу гідроприводу при зниженому тиску. Необхідно переконатися, що при перемиканні гідророзподільників виконавчі органи здійснюють потрібні переміщення, а зливна гідролінія забезпечує вільний відвід робочої рідини (тиск у напірній лінії не повинен зростати). Проводять зовнішній огляд на відсутність витоків та видаляють повітря з верхніх трубопроводів і виконавчих механізмів;

- після зупинки електродвигуна усувають виявлені під час перевірки несправності: підтягують з'єднання трубопроводів, за потреби замінюють ущільнення, виконують коригування електромонтажу. Додатково контролюють рівень масла в баку та при необхідності доливають його.

Після усунення недоліків електродвигуни насосів знову вмикають і виконують регулювання тиску спрацювання запобіжного клапана. Роботу гідроприводу перевіряють у робочих режимах із повторним контролем герметичності системи та відсутності піноутворення в баку. Причинами появи піни можуть бути пошкодження ущільнень валів насосів, негерметичність всмоктувальних або зливних трубопроводів, а також недостатня глибина занурення зливної труби в робочу рідину (менше 4–5 її діаметрів).

Усі роботи з усунення несправностей виконуються лише при відключеному електродвигуні. Регулювальний гвинт запобіжного клапана після налаштування підлягає пломбуванню.

Гідропривід допускається до експлуатації після підтвердження його справної роботи у всіх робочих режимах. Результати випробувань фіксуються у спеціальному журналі з підписами відповідальних осіб.

Перед початком кожної зміни необхідно:

- перевіряти рівень робочої рідини;
- контролювати наявність пломбування запобіжного клапана;
- виконувати пробний пуск гідроприводу;

- шляхом зовнішнього огляду перевіряти герметичність трубопроводів і відсутність витоків робочої рідини у місцях з'єднань та стиках гідроапаратури.

Технічне обслуговування гідроприводу передбачає контроль технічного стану, своєчасне виявлення та усунення несправностей гідроапаратури. Заміна робочої рідини і фільтрувальних елементів повинна виконуватися не рідше одного разу на шість місяців.

2.4. Міцнісні розрахунки

Перевірка барабана на міцність

Товщина стінки барабана визначається за емпіричною формулою;

$$\delta = 0.95 \frac{S_{MAX}}{t \cdot [G]_c}; \quad (2.70)$$

де S_{MAX} - максимальний натяг каната, Н;

$[G]_c$ - допустиме напруження на стиск, для Сталі 35 Л $[G]_c = 137$ МПа;

t – крок нарізки барабана.

$$\delta = 0.95 \frac{20635}{0.0165 \cdot 137 \cdot 10^6} = 0.009 \text{ м} = 9 \text{ мм}$$

Перевірка на стиск;

$$G_c = \frac{S_{MAX}}{\delta t} \leq [G]_c; \quad (2.71)$$

$$G_c = \frac{20635}{0.0165 \cdot 0.009} = 135 \text{ МПа} \leq 137 \text{ МПа}$$

Перевірка виконується.

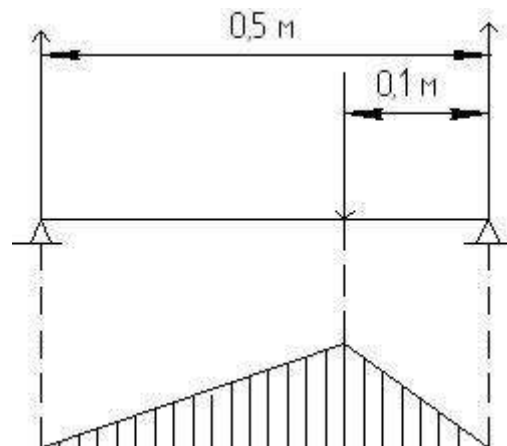


Рисунок 2.9 - Схема навантажень на вісь барабана.

Сума моментів відносно точки А;

$$\sum M_A = S \cdot 0.49 - B \cdot 0.59 = 0; \quad (2.72)$$

Реакція в опорі В, Н;

$$B = \frac{0.49S}{0.59}; \quad (2.73)$$

$$B = \frac{0.49 \cdot 20635}{0.59} = 17137.6 \text{ Н}$$

Реакція в опорі А, Н;

$$A = S - B; \quad (2.74)$$

$$A = 20635 - 17137.6 = 3497.4 \text{ Н}$$

Напруга вигину в небезпечному перерізі вала;

$$G = \frac{M_H}{W} = \frac{M_H}{0.1 \cdot d^3} \leq [G]; \quad (2.75)$$

де M_H - згинальний момент у небезпечному перерізі осі, Н.

d - діаметр осі в небезпечному перерізі приймаємо $d=6$ см.

$[G]$ - допускаемое напруга вигину осі з Сталі 45 $[G]=610$ МПа.

$$G = \frac{1713.76}{0.1 \cdot 0.06^3} = 79.4 \text{ МПа} \leq 610 \text{ МПа}$$

Зважаючи на малій швидкості обертання барабана, опорні підшипники підбираються за допустимої статичної навантаженні.

Приймаємо шарикопідшипники 1611 у яких $[Q_{CT} = 28500H] \geq [B = 16770H]$

Розрахунок кронштейна кріплення барабана

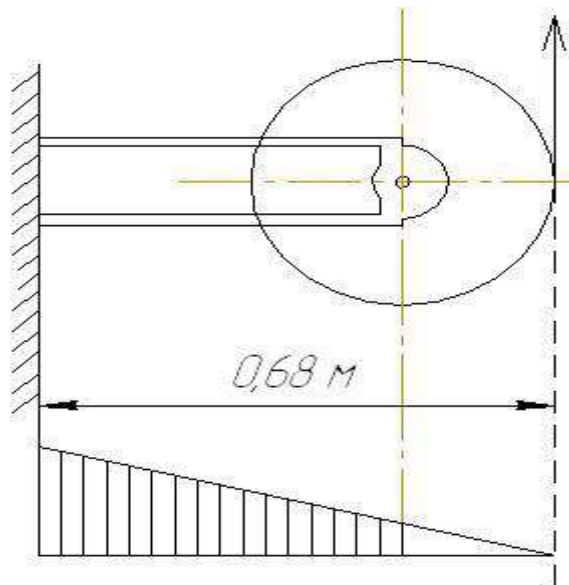


Рисунок 2.10 - Схема навантажень на кронштейн.

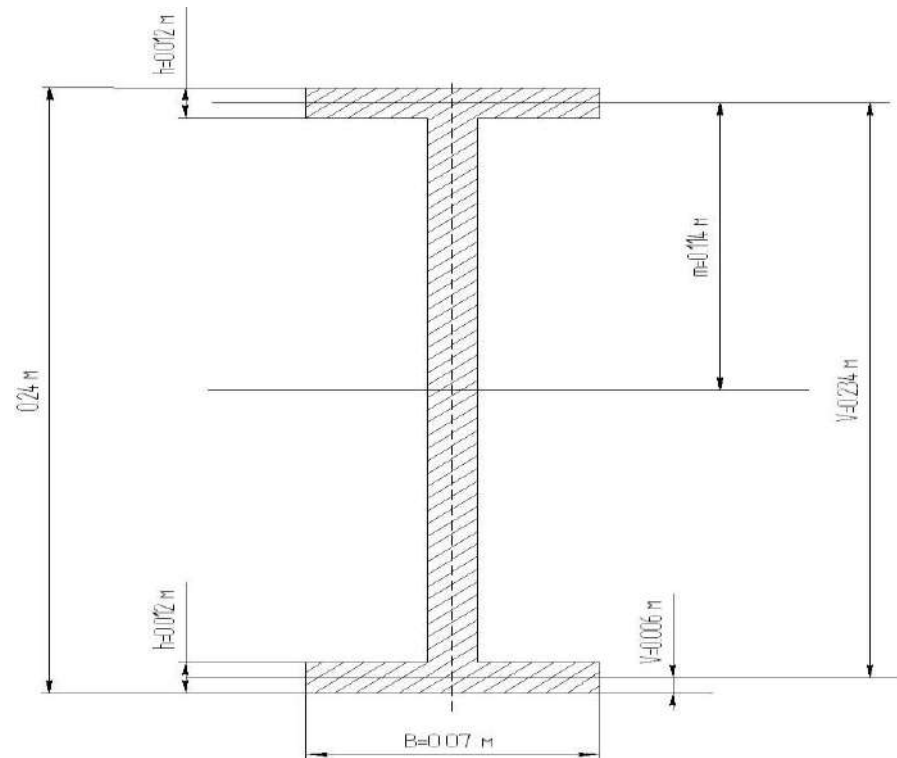


Рисунок 2.11 - Вид розрізу кронштейна.

Момент інерції щодо осі x1;

$$J_{x1} = \frac{bh^3}{12}; \quad (2.76)$$

$$J_{x1} = \frac{7 \cdot 1,2^3}{12} = 1 \text{ см}^4$$

Момент інерції щодо осі x2;

$$J_{x2} = \frac{bh^3}{12}; \quad (2.77)$$

$$J_{x2} = \frac{1,2 \cdot 21,6^3}{12} = 930 \text{ см}^4$$

Момент інерції щодо осі x3;

$$J_{x3} = \frac{bh^3}{12}; \quad (2.78)$$

$$J_{x1} = \frac{7 \cdot 1,2^3}{12} = 1 \text{ см}^4$$

Момент інерції щодо осі x_0 ;

$$J_{x0} = J_{x1} + F_1 m_1^2 + J_{x2} + F_2 m_2^2 + J_{x3} + F_3 m_3^2; \quad (2.79)$$

$$J_{x0} = 1 + 8.4 \cdot 11.4^2 + 930 + 25.9 \cdot 0^2 + 1 + 8.4 \cdot 11.4^2 = 3116 \text{ см}^4$$

Згинаючий момент, см^3 ;

$$W = \frac{J_{x0}}{V_c}; \quad (2.80)$$

$$W = \frac{3116}{12} = 259 \text{ см}^3$$

Для Сталі 35Л;

$$[G_U] = 0,8 G_T; \quad (2.81)$$

$$[G_U] = 0,8 \cdot 2400 = 1920 \text{ кг} / \text{см}^2;$$

Для нашого перерізу;

$$G_U = \frac{M_U}{W}; \quad (2.82)$$

$$G_U = \frac{137760}{259} = 530 \text{ кг} / \text{см}^2$$

Залишаємо переріз кронштейна $240 \times 70 \times 12$, з-за технологічних особливостей виливки.

2.5 Експлуатаційна частина

Технічне обслуговування кранів являє собою комплекс регламентованих операцій, передбачених експлуатаційною документацією, спрямованих на підтримання їх працездатного та справного стану протягом усього строку служби. Обслуговування виконується у міжремонтні періоди експлуатації.

Залежно від обсягу робіт, трудомісткості та періодичності виконання передбачаються такі види технічного обслуговування:

- щозмінне технічне обслуговування (ЩЗ);
- технічне обслуговування №1 (ТО-1);
- технічне обслуговування №2 (ТО-2).

Періодичність проведення ТО-1 становить не більше 1250 годин роботи обладнання, а ТО-2 - не більше 5000 годин машинного часу.

Структура системи технічного обслуговування кранів має такий вигляд:

М-ТО-1 -ТО-1 -ТО-1-ТО-2-ТО-1 -ТО-1 -ТО-1-ТО-2-ТО-1 -ТО-1 -ТО-1 - М,

де М - малий ремонт.

Щозмінне технічне обслуговування крана (тривалістю до 45 хв) передбачає:

- перевірку працездатності приладів безпеки;
- очищення ходових візків і механізмів вантажного візка від пилу та забруднень;
- огляд вантажних канатів і стропів;
- усунення виявлених несправностей.

Під час виконання ТО-1 (тривалістю до 4 годин), крім робіт щозмінного обслуговування, необхідно здійснити перевірку:

- стану механічного обладнання та металоконструкцій (відсутність тріщин, корозійних пошкоджень і зменшення товщини елементів);
- зварних з'єднань несучих конструкцій;
- вузлів кріплення букс ходових коліс;
- тупикових упорів і надійності їх закріплення;
- ступеня зносу гака у небезпечних перерізах;
- правильності встановлення та кріплення буферів і обмежувачів пересування;
- кріплення кришок і корпусів редукторів, а також оглядових люків підшипників;
- стану пробок заливних і зливних отворів редукторів;
- муфт і валів із перевіркою затягування болтових з'єднань;
- барабана, кріплення каната та корпусів підшипників;
- зносу гребенів нарізки барабана і справності канатозатискних пристроїв;
- канатних блоків, стану їх осей, підшипників, реборд і струмків;
- стану каната з очищенням, промиванням та змащуванням;
- кріплення обойми і траверси гака;
- ходових коліс із контролем зносу поверхонь кочення та реборд;
- електрообладнання, контуру заземлення, пускової апаратури, відсутності стороннього шуму, вібрацій і перегріву електродвигунів;
- справності шляхових вимикачів, роботи механізму самоповернення та контактних елементів.

Під час технічного обслуговування №2 виконуються всі операції ТО-1, а також додатково:

- перевіряється співвісність валів електродвигунів і редукторів;
- контролюється стан підшипників ходових коліс, барабанів, блоків і підвісок із додаванням або заміною мастила за потреби;

- проводиться очищення доступних частин електродвигунів, гальмівних механізмів і вентиляційних каналів;
- перевіряється кріплення гальмівних пристроїв і електродвигунів;
- контролюється стан підшипникових щитів, контактів пускової апаратури та опір ізоляції (за необхідності виконується сушіння);
- перевіряються рівень шуму і вібрації електродвигунів;
- контролюється зазор між гальмівними колодками та шківом, а також величина гальмівного моменту;
- перевіряється справність системи заземлення.

У процесі експлуатації особливу увагу приділяють своєчасному змащуванню механізмів крана, оскільки недостатнє змащення призводить до інтенсивного зношування вузлів і підвищення енергоспоживання.

Рівень мастила в редукторах повинен знаходитись у межах контрольних позначок масловимірального щупа. Перша заміна мастила виконується після 250 годин роботи, подальші заміни - залежно від ступеня забруднення або відпрацювання масла.

Для запобігання передчасному зношуванню вантажного каната його необхідно змащувати не рідше одного разу на 10–15 діб, забезпечуючи проникнення мастила між пасмами та дротами. Перед змащуванням канат очищують від старого мастила й забруднень та промивають гасом.

Перед нанесенням герметизуючого матеріалу на штифти електромагніта та напрямні хвостовика якоря поверхні попередньо очищують і промивають бензином.

Закладене мастило підшипників електродвигунів механізму пересування крана розраховане на весь строк їх експлуатації.

Періодичність і способи змащування окремих вузлів наведені у таблиці 2. Вибір мастильних матеріалів визначається конкретними умовами експлуатації крана, а змащування вузлів виконується відповідно до спеціальної інструкції з експлуатації.

Таблиця 2.1 – Періодичність і способи змащування вузлів крана

Масильний вузол	Найменування мастила	Спосіб нанесення мастильних матеріалів	Періодичність перевірки та заміни масла
1	2	3	4
Редуктори кранових механізмів	Масло індустріальне И-50А (ГОСТ 20799-75)	Залити через заливний отвір пробки, використовуючи воронку і маслянку. Рівень масла регулювати жезловим маслопоказчиком.	Додавання 1 раз в місяць, зміна з промиванням гасом 1 раз в 3 місяці.
Зубчасті муфти	Жирова змазка 1-13 (ГОСТ 1957-79)	Нагнітанням через колпачкову маслянку шприцом.	1 раз в місяць.
Шарніри колодкових гальм	Солідол жировий Ж (ГОСТ 1033-79)	Нагнітанням шприцом через прес-маслянку	1 раз в 3 місяці.
Підшипники електродвигунів механізмів, підшипник гака	Жирова змазка 1-13 (ГОСТ 1957-79)	Закладання з розбиранням щита.	1 раз в півроку.
Підшипники барабана і канатних блоків, ковзанок рами вантажопідйомника.	Прес-солідол С (ГОСТ 4366-76) або прес-солідол Ж (ГОСТ 1033-79)	Нагнітання шприцом через маслянку до появи опору.	1 раз в місяць.

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
Канат механізму підйому	Канатна мастило Торсіол -55 (ГОСТ 20458-75)	Розігріти мастило, з маслянки подавати на канат, надлишок олії зібрати за допомогою воронки віджимною	1 раз в 2-3 місяці.
Підшипники букс ходових коліс крана і візка	Змазка Ціатім-203 (ГОСТ 8773-73)	Нагнітанням шприцом через маслянку	Перевірка 1 раз в місяць, заміна для візка 1 раз в 3 місяці, для крана 1 раз в 6 місяців.
Втулки осей кінцевих вимикачів	Змазка Ціатім - 203 (ГОСТ 8773-73)	Нанесення вручну тонкого шару лопаткою	Під час ТО-2

Перевірка технічного стану

У процесі експлуатації крана необхідно регулярно виконувати щозмінні та профілактичні технічні огляди, що забезпечують підтримання обладнання у працездатному та безпечному стані.

Щозмінний огляд передбачає зовнішню перевірку крана та контроль надійності кріплення всіх його вузлів і механізмів. Під час огляду необхідно перевірити:

- наявність пломб на електроапаратах;
- справність кінцевих вимикачів;

- роботу механізмів у режимі холостого ходу (без навантаження).

Профілактичні огляди включають виконання всіх операцій щозмінного контролю, а також додаткову перевірку:

- опору заземлення електрообладнання (значення опору не повинно перевищувати 4 Ом);
- надійності приєднання електропроводів до електродвигунів і електроапаратури;
- технічного стану роликів струмопідводу (знос понад 10 % від початкового діаметра не допускається);
- стану лакофарбового покриття металоконструкцій крана.

Під час технічного огляду контролю підлягають такі вузли та елементи конструкції:

- Гальма механізму пересування крана. Регулювання гальм здійснюється шляхом встановлення необхідного зазору між електромагнітом і якорем за допомогою регулювальної гайки та стопорних гвинтів. Нормальний зазор повинен становити 0,3–1,0 мм. Гальмівний момент має забезпечувати утримання вантажу масою, що дорівнює 1,25 номінальної вантажопідйомності. Коефіцієнт запасу гальмування приймається рівним 1,75.

- барабани та канатні блоки. Перевіряється стан струмків і реборд, справність системи змащування опор, легкість обертання блоків на осях, надійність кріплення підшипників і осей, а також наявність мастильного матеріалу.

- Підшипникові вузли. Контролюється кріплення корпусів підшипників до металоконструкцій, щільність встановлення кришок, стан ущільнень і достатність мастила. Робоча температура підшипників під час нормальної експлуатації не повинна перевищувати 60–70 °С.

- Зубчасті передачі. Оцінюється стан робочих поверхонь зубів, ступінь їх зносу, правильність зачеплення, посадка зубчастих коліс на валах і надійність болтових з'єднань редукторів.

- Муфти. Перевіряється надійність їх встановлення на валах, а також затягування болтів, що з'єднують напівмуфти.

- Ходові колеса. Оглядаються доріжки кочення та реборди на відсутність тріщин, вибоїн і надмірного зносу.

- Канати. Придатність канатів до подальшої експлуатації визначається за кількістю обривів дротів на довжині кроку звивання. Додатково перевіряється і, за необхідності, підтягується кріплення каната на барабані та в інших місцях фіксації.

- Металоконструкції. Перевіряються з'єднання пролітної балки з кінцевими балками, вузли кріплення букс ходових коліс, стан пролітних і кінцевих балок. Особлива увага приділяється відсутності деформацій, тріщин у зварних швах і прилеглому металі. Виявлені тріщини усуваються зварюванням (при ослабленні перерізу до 5 %) або встановленням підсилювальних накладок при більш значному пошкодженні.

- Гак. Контролюється стан мастила підшипника, плавність обертання та ступінь зносу. Допустиме збільшення розміру зіва гака не повинно перевищувати 10 % від початкової висоти перерізу.

- Кінцеві вимикачі. Перевіряється легкість обертання валу, робота механізму самоповернення важеля у вихідне положення, стан контактних елементів і правильність взаємного розташування рухомих та нерухомих контактів. Оцінюється знос поверхонь тертя, наявність вільного ходу важеля та положення керуючої лінійки, яка повинна знаходитися в межах цього ходу. Оскільки спрацювання вимикача відбувається при ударі лінійки по важелю, необхідно періодично контролювати надійність з'єднання важеля з валом і підтягувати клиновий кріпильний болт.

Таблиця 2.2 – Можливі несправності та методи їх усунення.

Несправність	Причина	Метод усунення
1	2	3
Швидкий знос каната	Нерівномірне спрацювання ривчака блока	Слідкуйте за мастилом каната
Обрив каната	Обрив дротів, обрив пасма	Замініть канат
Ривки при роботі редуктора	Поломка зубів колеса	Замініть зубчасте колесо
Биття зубчастого колеса на валу	Знос шпонки	Замініть шпонку. Забезпечте надійну посадку на валу колеса
Нагрів корпусу редуктора, особливо в місцях установки підшипників	Вихід з ладу підшипників редуктора, заїдання шийки валу колеса	Перевірити стан змащення, при необхідності замініть, перевірте правильність зачеплення і стан підшипників
Швидкий знос зачеплення	Ослаблення затягування болтів кріплення корпусу і кришки редуктора	Підтягніть болти
Руйнування муфти	Тріщини в тілі напівмуфти	Замініть
Швидкий знос ходових коліс крана, заклинювання ходових коліс на шляхах	Значний перекис крана при пересуванні. Пошкодження осей, передач, підшипників	Перевірте стан шляхів їх кріплення, діаметр ходових коліс і правильність їх установки
Вигин або злам реборд ходових коліс	Знос реборд понад допустимих меж	Замініть колесо
Прискорений вихід з ладу підшипників ходових коліс	Перекис осі, тертя обойми про корпус, порушення мастила	Усуньте перекис осі, тертя обойми, забезпечте мастилом

Продовження таблиці 2.2

1	2	3
Тріщини і надриви в будові прогоні		Припиніть роботу, зробіть ремонт
Двигун гуде, не розганяється	Обрив однієї із фаз. Несправність приводного механізму	Усуньте несправність

3. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Таблиця 3.1 - Вхідні дані

Показник	Значення	Одиниці виміру	Величина показника	
			Базової машини	Нової машини
1	2	3	4	5
Вантажопідйомність	Q	т	0.8	2
Конструктивна маса	G	т	18	18
Робочі швидкості				
Головного підйому	V _{гл.под.}	м/хв	16	9,7
Пересування візка	V _{пер.тел.}	м/хв	32	32
Пересування крана	V _{кр}	м/хв	100	100
Потужність двигунів	W	кВт	9	8
Режим роботи	ПВ	%	25	25
Тривалість. роб. циклів	t	хв	3,4	3,0
Кіл. працівників	Ч	чол.	1	1
Ціна ПТМ	Ц	грн	851928	919072

Розрахунок річного економічного ефекту від використання нових засобів праці довготривалого використання з покращеними якісними характеристиками:

$$E = \left[C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (3.1)$$

де $A_2 = 1$ – річний об'єм введення нових машин, один.

$C_1 = 851\,928$ грн. – вартість одиниці базового крану,

$C_2 = 919\,072$ грн. – вартість одиниці нового крану,

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{32}{32} = 1,17 \quad - \text{ коефіцієнт врахування збільшення продуктивності}$$

одиниці нового крану по відношенню до базового,

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0.04 + 0.15}{0.04 + 0.15} = 1 \quad - \text{ коефіцієнт врахування зміни терміну} \quad (3.2)$$

використання нової машини порівняно із базовою,

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базової та нової машини відповідно,

$$P_1 = P_2 = 1/T = 1/25 = 0,04, \quad (4.3)$$

де $T_1 = T_2 = 25 \text{ років}$ – термін експлуатації відповідно базової та нової машини,

$E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

,

$$\frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} \quad - \text{ економія споживача на поточних витратах}$$

експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень за весь термін експлуатації нової машини порівняно із базовою,

де I'_1, I'_2 – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової та нової машини в розрахунку на об'єм продукції (роботи), що виконується за допомогою нової машини, грн.

$$I'_1 = Z_{3П} + Z_A + Z_E + Z_P, \quad (3.4)$$

де $Z_{3П}$ – річні витрати на заробітну платню,

$$Z_{3П} = \kappa \cdot n \cdot \Phi \cdot C_q \cdot K_n, \quad (3.5)$$

де $n = 1$ – кількість робочих в одній зміні,
 $\kappa = 2$ – кількість змін,
 $\Phi = 2012 \text{ год.}$ – річний фонд робочого часу,
 $C_q = 15 \text{ грн.}$ – часова тарифна ставка,
 $K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування,

Для базової машини:

$$Z_{3П} = 1 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 15 \cdot 1,5 = 90540 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$Z_{3П} = 1 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 15 \cdot 1,5 = 90540 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_{\kappa} \cdot C \quad (3.6)$$

де $a_{\kappa} = 40 \%$ – норма на капітальний ремонт ,

C – вартість машини,

Для базової машини:

$$Z_A = 0.4 \cdot 851\,928 = 340\,371 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$Z_A = 0.4 \cdot 919\,072 = 367\,628 \text{ грн.}$$

де Z_E - річні витрати на електроенергію,

$$З_e = Ц \cdot \Phi \cdot K_{\phi} \cdot K_m \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_m, \quad (3.7)$$

де $Ц = 1,56$ грн. – вартість 1 кВт/год. електроенергії,
 $K_{\phi} = 0,2 \dots 0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини [14],
 $K_m = 0,4 \dots 0,7$ – коефіцієнт використання потужності,
 $ПВ = 25 \%$ – тривалість включення для середнього режиму,
 $P_m = 9$ кВт – потужність всіх електродвигунів, ПВ 25%
 Для базової машини:

$$З_{E1} = 1,56 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 9 = 1412 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{E2} = 1,56 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 8 = 2510 \text{ грн}$$

де $З_p$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування крану,

$$З_p = З_{mo} + З_m, \quad (3.8)$$

де $З_{mo}$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування,

$$З_{mo} = C_p \cdot Ч_{cp} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (3.9)$$

де $C_p = 1,6$ – середня годинна ставка ремонтного робочого,
 $Ч_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,
 $K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування,
 $t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість,

Для базової машини:

$$З_{mo1} = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн.}$$

Для базової машини:

$$З_{mo2} = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн.}$$

$З_m$ – витрати на матеріали,

$$З_m = З_{mo} \cdot K_m, \quad (3.10)$$

де $K_m = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали ,

Для базової машини:

$$З_m = 12103 \cdot 0,3 = 3631 \text{ грн.}$$

$$З_p = 12103 + 3631 = 15734 \text{ грн.}$$

Для базової машини:

$$З_m = 12103 \cdot 0,3 = 3631 \text{ грн.}$$

$$З_p = 12103 + 3631 = 15734 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати для базової машини:

$$И_1' = 90540 + 340371 + 1412 + 15734 = 450348 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати для нової машини:

$$I_2' = 90540 + 367628 + 2510 + 15734 = 478147 \text{ грн.}$$

$$E = \left[851928 \cdot 1 \cdot 1,13 + \frac{(450348 - 478147) - 0,15 \cdot (851928 - 919072)}{0,04 + 0,15} - 919072 \right] \cdot 1 = 52231 \frac{\text{грн.}}{\text{рік}}$$

Висновок: оцінка економічної ефективності проведеної модернізації виконана шляхом порівняльного аналізу показників експлуатації базової машини та модернізованого варіанта. При цьому враховано приріст прибутку, отриманий за рахунок підвищення продуктивності крана та скорочення витрат трудових ресурсів, а також сумарні витрати, пов'язані з реалізацією модернізації.

Результати розрахунків підтверджують економічну доцільність впроваджених технічних рішень. Очікуваний економічний ефект від модернізації становить 52 231 грн.

Таблиця 3.2 Техніко – економічні показники

Показник	Умовне позначення	Одиниця	Величина показників
Ціна старого крана	Ц	грн	851928
Ціна нового крана	Ц	грн	919072
Економічний ефект	Е	грн	52231
Термін експлуатації ПТМ	T_e	років	25
Термін окупності	Т	років	3,2

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У даному розділі розглянуто комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці під час проєктування та експлуатації крана-штабелера.

4.1 Аналіз потенційних небезпек.

Під час виконання проєктних робіт і подальшої експлуатації обладнання можливе виникнення таких небезпечних і шкідливих факторів:

А. Порушення ергономічних вимог на робочому місці інженера-проєктувальника, що може бути викликане використанням морально застарілої комп'ютерної техніки або невідповідністю параметрів робочої зони нормативним значенням, що призводить до зниження працездатності персоналу.

Б. Недостатньо обґрунтовані конструктивні рішення при впровадженні додаткового крана-штабелера, які здатні спричинити аварійні ситуації.

В. Недостатній технічний контроль під час введення обладнання в експлуатацію.

Г. Відмови блокувальних та сигнальних пристроїв, що можуть призвести до небезпечних режимів роботи механізмів.

Д. Невідповідність умов праці нормативам виробничої санітарії: несприятливий мікроклімат, недостатній рівень освітлення робочого місця.

Е. Імовірність виникнення пожеж унаслідок порушення правил пожежної безпеки або несправності електрообладнання.

Ж. Небезпечні фактори, пов'язані з дією персоналу в умовах надзвичайних ситуацій.

4.2 Заходи по забезпеченню безпеки.

1. Ергономічна організація робочого місця.

Для створення безпечних умов праці передбачено виконання ергономічних вимог до організації робочого місця:

- площа на одного працівника - не менше 6 м²;
- об'єм приміщення - не менше 20 м³;
- висота робочої поверхні столу - 600–800 мм;
- зона досяжності органів керування - 600–1400 мм;
- глибина робочої поверхні - 800–1000 мм;
- висота сидіння - 400–500 мм;
- кут нахилу сидіння: вперед - 15°, назад - 5°;
- наявність підставки для ніг шириною не менше 300 мм.

Вимоги відповідають ГОСТ 12.2.032-78 щодо організації робочого місця при роботі сидячи.

Колірне оформлення обладнання та знаки безпеки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.4.026-76.

2. Безпечність конструктивних рішень

Під час проєктування крана-штабелера особливу увагу приділено правильному вибору:

- зварних з'єднань;
- вантажних канатів;
- гальмівних пристроїв;
- матеріалів металоконструкцій;
- компонуванню кабіни керування.

Для підйомного механізму прийнято сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-О 6×19+1 о.з (ГОСТ 3077-80) діаметром 15 мм із розривним зусиллям 115500 Н. Використання каната з меншими характеристиками міцності може призвести до його руйнування.

3. Введення крана в експлуатацію.

Вантажопідіймальні крани підлягають реєстрації та технічному нагляду відповідно до вимог НПАОП 0.00-1.01-07. Рішення щодо можливості експлуатації обладнання приймається уповноваженими органами після проведення повного технічного огляду.

5. Технічні засоби забезпечення безпеки

Безпечність виробничого устаткування забезпечується відповідно до ГОСТ 12.2.003-91 шляхом:

- раціонального вибору конструктивних схем;
- застосування автоматизації та дистанційного керування;
- використання захисних пристроїв;
- дотримання ергономічних вимог;
- застосування безпечних матеріалів.

Конструкція обладнання повинна виключати наявність гострих кромek, перегрітих або переохолоджених поверхонь, а рівні шуму, вібрації та випромінювань не повинні перевищувати допустимі значення.

Для запобігання травмуванню персоналу передбачені:

- механічні блокування;
- електромеханічні блокувальні системи;
- електричні блокування, що унеможливають запуск обладнання при відкритих захисних огороженнях.

Сигнальні пристрої забезпечують інформування про режими роботи обладнання відповідно до ДСТУ EN 457-2001.

4.3 Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці.

Для підтримання нормативних параметрів повітряного середовища передбачено застосування вентиляційних та опалювальних систем відповідно до СНиП 23-01-99.

Таблиця 4.1 Оптимальні фізичні параметри повітряного середовища цеху.

Період року	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Холодний	18 - 22	40 - 60	0,1 – 0,3
Теплий	20 - 23	40 - 60	0,1 – 0,4

У теплий період використовується природна або припливно-витяжна вентиляція, у холодний - система опалення з підігрівом припливного повітря (СНиП 2.04.05-91).

Освітлення робочої зони:

Рівень освітленості приймається не менше 200 лк відповідно до ДБН В.2.5-28-2006. Рекомендується застосування загального рівномірного штучного освітлення з люмінесцентними лампами типу ЛБ або ЛД.

4.4 Заходи з пожежної безпеки.

Основними причинами пожеж є короткі замикання електромереж та порушення вимог пожежної безпеки.

Для їх попередження передбачено:

- оснащення робочих зон первинними засобами пожежогасіння (вогнегасники ВПП-10 та ВВК-5);
- використання вуглекислотних вогнегасників для електроустановок під напругою;
- організацію оперативного пожежного зв'язку;
- застосування системи пожежної сигналізації типу «ЕПС», що включає датчики, джерело живлення та світло-звукове оповіщення.
- Протипожежний захист виконується згідно вимог СНиП 2.01.02-85.

4.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Навчання працівників діям у надзвичайних ситуаціях проводиться у робочий час за рахунок роботодавця відповідно до вимог цивільного захисту України.

Передбачено:

- проведення спеціальних об'єктових навчань і тренувань;
- створення інформаційного куточка цивільного захисту;
- первинний та щорічний інструктаж персоналу;
- навчання працівників пожежно-технічному мінімуму;
- періодичну перевірку знань нормативних актів з пожежної безпеки.

Працівники, зайняті на роботах з підвищеною пожежною небезпекою, один раз на рік проходять перевірку знань нормативних актів з пожежної безпеки, а посадові особи, з метою допуску до виконання своїх обов'язків, а також періодично (один раз на три роки), проходять навчання і перевірку знань з питань пожежної безпеки.

ВИСНОВОК

У результаті виконання дипломної роботи було вирішено завдання підвищення продуктивності складських робіт та розширення зони обслуговування вантажів.

Розроблено конструкцію підлогового крана-штабелера, призначеного для роботи в ділянках складу, що не охоплюються робочою зоною мостового крана-штабелера. Запропоноване технічне рішення забезпечує повніше використання складського простору та підвищує ефективність виконання вантажно-розвантажувальних операцій.

У процесі модернізації було збільшено вантажопідйомність мостового крана-штабелера. Це стало можливим завдяки використанню металоконструкції мостового крана, розрахованої на більші навантаження, що створює конструктивний резерв і дозволяє підвищити вантажопідйомність до $Q = 800$ кг.

Спроектований підлоговий кран-штабелер вантажопідйомністю $Q = 2$ т забезпечує роботу зі стелажми більшої висоти, а також переміщення вантажів підвищеної маси та габаритів. Упровадження даного обладнання сприяє зростанню продуктивності складського комплексу та оптимізації технологічного процесу.

Виконаний економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації. Сукупний економічний ефект, отриманий у результаті модернізації крана, розширення робочої зони складу та впровадження додаткового крана-штабелера, становить 52 231 грн.

У роботі також розроблено комплекс заходів з охорони праці, спрямованих на забезпечення безпечних умов експлуатації обладнання та зниження виробничих ризиків.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ, ПОСИЛАННЯ

1. Колісник М. П., Клименко Є. В. Вантажопідіймальні крани та їх розрахунок. — Київ : Вища школа, 2002. — 340 с.
2. Зінько Р. В., Музика Я. М., Пукач В. В. Підйомно-транспортні машини : підручник. — Львів : Новий Світ-2000, 2021. — 412 с.
3. Вантажопідіймальні машини : підручник / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук. — Київ : ЦУЛ, 2013. — 312 с.
4. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник. — Київ : Condor, 2004. — 584 с.
5. Колісник М. П. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин. — Київ : ІСДО, 1995. — 188 с.
6. Барабаш М. С., Пермяков В. О. Металеві конструкції : підручник. — Київ : Сталь, 2009. — 450 с.
7. Стеблюк М. І. Цивільний захист : підручник. — Київ : Знання, 2007. — 487 с.
8. НПАОП 0.00-1.03-02. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — Київ : Держнаглядохоронпраці, 2002. — 216 с.
9. Малащенко В. О., Павлице В. Т. Редуктори : довідник. — Львів : Новий Світ-2000, 2014. — 240 с.
10. Шаповалов О. В., Клименко Г. П. Розрахунок та конструювання кранових механізмів : навч. посібник. — Краматорськ : ДДМА, 2008. — 156 с.
11. Іванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П. та ін. Розрахунки вантажопідійомних і транспортуючих машин. — Київ : Вища школа, 1978. — 574 с.

12. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Курсове проектування з підйомно-транспортних машин : навч. посібник. — Київ : ЦУЛ, 2013. — 312 с.
13. Васильченко В. Т., Рутман О. М., Лукьяненко Є. П. Довідник конструктора металевих конструкцій. — Київ : Будівельник, 1980. — 288 с.
14. Гайдамака В. Ф. Вантажопідйомні машини. — Київ : Вища школа, 1989. — 328 с.
15. Проектування металевих будівельних конструкцій : довідник / за ред. В. О. Пермякова. — Київ : Вища школа, 2001. — 364 с.
16. Шимановський О. В., Володимиров В. О. Будівельна механіка та металеві конструкції кранів. — Київ : Сталь, 2006. — 295 с.