

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран мостовий спеціальний Q=50/10т

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

Спеціальності 133 "Технічне машинобудування"
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Техніко-технологічний: дор. буд. мел. машини і обл.

Григорук О. А.

(прізвище та ініціали)

Керівник Док. Леонід Мартинюк

(прізвище та ініціали)

Рецензент Док. Роман Рибак

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортні механізми
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133. Технологічне машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, енергетичні будівельні механізовані машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартовський Л. М.

« 15 » 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Грищенко Олег Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Кран мостовий спеціальний Q=50/10T

керівник проекту (роботи) Мартовський 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 проекту (роботи)

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Висхідна конструкція крана

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис базової машини 1. Механізми підйому вантажу 2. Розрахунок механізму пересування візка 3. Розрахунок механізму пересування крана 4. Осороно праці 5. Перелік графічного матеріалу

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

Вид загальний - 1 лист А1; Візок - 2 лист А1; механізми головної підйому - 3 лист А1; механізми пересування крана - 4 лист А1; механізми пересування візка - 5 лист А1

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М. В.О. зав. кафедр.	30.03.2026	
2	Мартовицький Л.М. В.О. зав. кафедр.	30.04.2026	
3	Мартовицький Л.М. В.О. зав. кафедр.	15.05.2026	
4	Мартовицький Л.М. В.О. зав. кафедр.	20.05.2026	
5	Мартовицький Л.М. В.О. зав. кафедр.	30.05.2026	

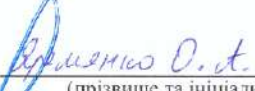
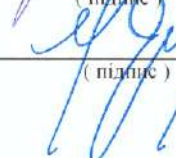
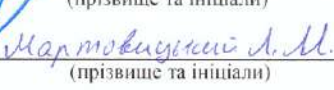
7. Дата видачі завдання « 15 » Квітня 20 26 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Механізми підіймання вантажу	30.04.2026	
2	Розрахунок механізму пересування візка	15.05.2026	
3	Розрахунок механізму пересування крана	20.05.2026	
4	Охорона праці	30.05.2026	
5	Перелік графічного матеріалу	01.06.2026	

Студент

Керівник проєкту (роботи)

 (підпис)
 (прізвище та ініціали)
 (підпис)
 (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

БЛОК, БУКСА, ВІЗОК, ГАЛЬМО, ДВИГУН, КАНАТ, КРАН, НАПРУЖЕННЯ, МУФТА, ОСЬ, ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ, ПІДВІСКА, ПІДШИПНИК, РЕДУКТОР, ШКІВ,

Пояснювальна записка містить 117 с., 27 рис., 24 табл., 18 джерел.

Об'єкт дослідження – електричний мостовий однобалковий кран.

Мета роботи – виконати реконструкцію електричного мостового крану вантажопідйомністю 55/10 т.

Методи дослідження – статичний, метод економічного порівняння.

Дипломна робота на основі виконаних інженерних розрахунків обґрунтовує доцільність проведення реконструкції мостового крана та підтверджує її технічну і економічну ефективність. У процесі дослідження проаналізовано існуючий стан обладнання, визначено основні недоліки та запропоновано шляхи їх усунення шляхом модернізації конструкції.

Економічна оцінка проєкту свідчить про його вигідність: розрахований термін окупності становить близько шести місяців, що є доволі коротким показником для подібних інженерних рішень. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження заходів модернізації складає приблизно 116 тис. грн, що підтверджує раціональність вкладених інвестицій.

Таким чином, запропонована реконструкція мостового крана є технічно здійсненною, економічно обґрунтованою та конкурентоспроможною альтернативою порівняно з використанням або придбанням нових аналогічних підйомно-транспортних машин.

ЗМІСТ

	С.
Вступ	8
1. Опис прототипу	16
2. Розрахунок механізмів крана	20
2.1. Механізм головного підйому	20
2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму	20
2.1.2 Вибір схеми й кратності поліспасти	21
2.1.3. Вибір вантажного канату	22
2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення канату до барабана	23
2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана	24
2.1.6. Розрахунок елементів гакової підвіски	25
2.1.7. Розрахунок потужності двигуна	36
2.1.8. Вибір редуктора, визначення розмірів барабана	38
2.1.8.1. Розрахунок стінки барабана на міцність	39
2.1.8.2. Розрахунки осі барабана	42
2.1.8.3. Вибір і розрахунок підшипників для барабана	44
2.1.8.4. Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця	45
2.1.9. Розрахунок й вибір гальма	47
2.1.10. Вибір муфти	48
2.1.11. Перевірка двигуна за часом пуску	49
2.2. Механізм пересування візка	51
2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму	51
2.2.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка	52
2.2.3. Вибір опорних коліс, котків і підтримувальних роликів візка	54
2.2.4. Визначення опору пересуванню візка	58
2.2.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір	

і перевірка на нагрівання	59
2.2.6. Вибір редуктора	61
2.2.7. Вибір гальма	62
2.2.8. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого візка	63
2.2.9. Вибір муфт	64
2.2.10. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою	66
2.3. Механізм пересування крана	68
2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму	68
2.3.2. Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана	68
2.3.3. Вибір коліс крана	70
2.3.4. Визначення опору пересуванню крана	71
2.3.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання	73
2.3.6. Вибір редуктора	74
2.3.7. Вибір гальма	75
2.3.8. Перевірка обраного гальма за часом гальмування ненавантаженого крана	77
2.3.9. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою	78
3. Перевірочний розрахунок металоконструкції	80
3.1. Перевірочний розрахунок головної балки	80
3.1.1. Визначення матеріалу та допустимих напружень	80
3.1.2. Визначення розрахункових навантажень	80
3.1.3. Складання розрахункової схеми	84
3.1.4. Визначення внутрішніх силових факторів	84
3.1.5. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик	85

3.1.6. Перевірочний розрахунок балки	87
3.2. Перевірочний розрахунок кінцевих балок	91
3.2.1. Складання розрахункової схеми	91
3.2.2. Визначення внутрішніх силових факторів	92
3.2.3. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик	94
4. Розрахунок економічного ефекту від реконструкції крана	98
5. Охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях	105
5.1. Аналіз потенційних небезпек	105
5.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки	106
5.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	110
5.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки	111
5.5. Заходи по забезпеченню умов праці при надзвичайних ситуаціях	113
Висновки	115
Перелік джерел, посилання	116

ВСТУП

Технологічний процес будь-якого виробництва тісно пов'язаний із переміщенням значних обсягів вантажів - від подачі вихідної сировини до відвантаження готової продукції. У забезпеченні вантажопотоків на підприємствах, а також у впровадженні комплексної механізації праці провідну роль відіграють системи підйомно-транспортних машин і обладнання. Для виготовлення 1 т продукції в різних галузях необхідно від 10 до 100 т сировини, яка транспортується та зберігається за допомогою різноманітних комплексів підйомно-транспортної техніки.

Вантажопідіймальні машини призначені для піднімання, переміщення та подачі вантажів у визначену точку обслуговування. Вони широко застосовуються у виробничих процесах цехів, на будівельних майданчиках, під час монтажу промислового обладнання, а також для виконання вантажно-розвантажувальних операцій на складах. Такі машини є важливою складовою комплексної механізації виробництва в різних галузях економіки. На сучасних підприємствах підйомно-транспортні системи часто інтегровані в технологічне обладнання та забезпечують безперервність і стабільність виробничих процесів. У різних сферах господарства експлуатується понад 100 тисяч стрілових кранів і десятки тисяч мостових та інших їх різновидів.

Існує велика кількість типів вантажопідіймальних машин, конструкція яких визначається видом вантажу, умовами експлуатації та рівнем складності виконуваних завдань. До складу таких машин можуть входити різні робочі механізми: підйому вантажу, пересування, повороту крана, зміни вильоту гака. Їх поєднання може відрізнятися, проте обов'язковим елементом є механізм підйому. Основною ознакою класифікації є спільність конструктивних рішень і методів розрахунку. Залежно від призначення та функцій виділяють такі основні групи: піднімальні механізми, крани, підйомники та промислові роботи.

Окрему категорію становлять спеціалізовані крани, які використовуються для виконання специфічних підйомно-транспортних або технологічних операцій. До таких належать, зокрема, роботи з перевантаження великотоннажних контейнерів, розміщення вантажів у комірках стелажних складів, транспортування розплавленого чи нагрітого металу, а також переміщення вибухо- та пожежонебезпечних матеріалів. Крім того, вони застосовуються для обробки металургійних злитків та інших спеціалізованих задач.

За конструктивним виконанням спеціальні крани умовно поділяють на два основні типи: мостові та стрілові.

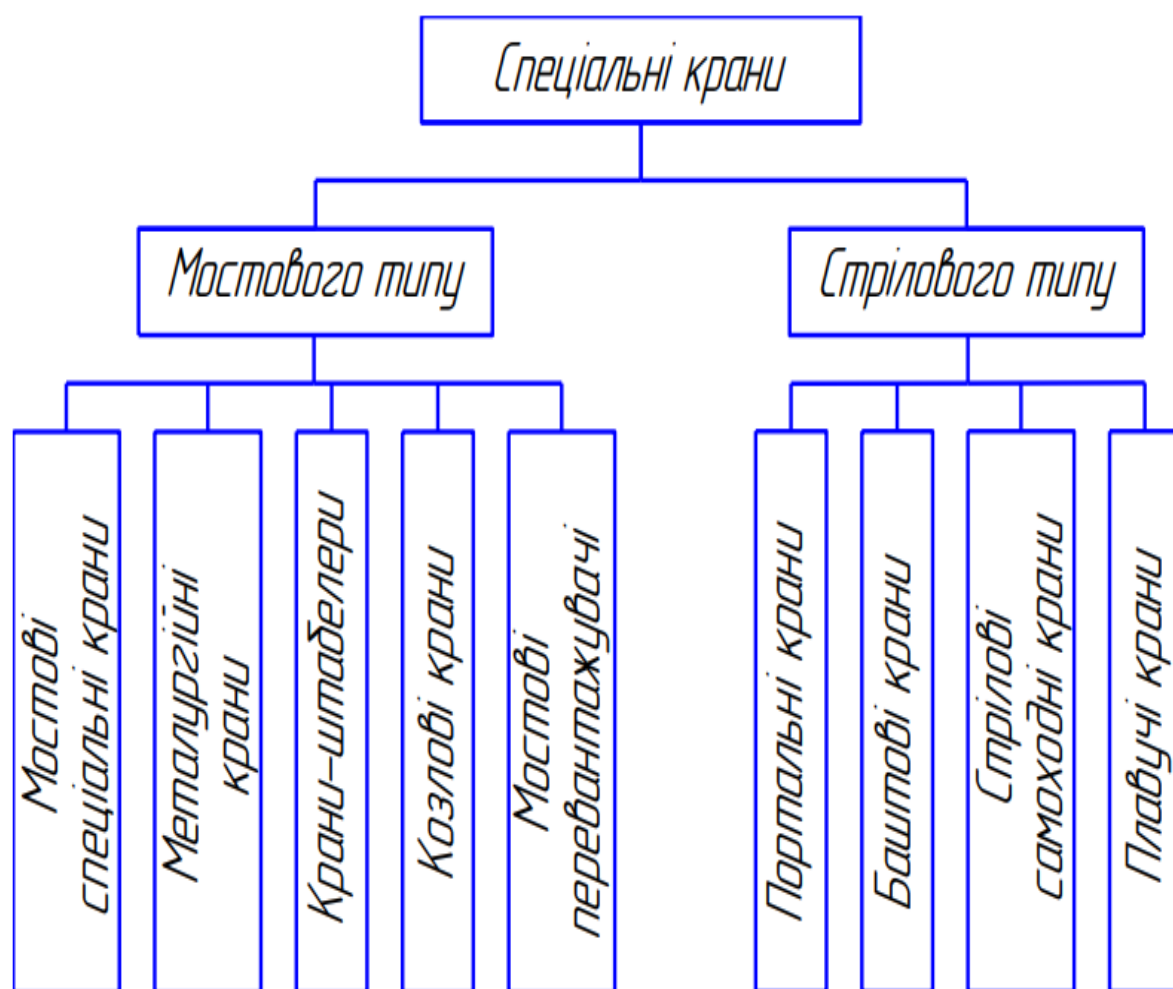


Рисунок 1 - Крани спеціальні. Класифікація

До групи спеціалізованих кранів мостового типу належать мостові,

козлові та напівкозлові конструкції, а також крани з несучими канатами, кабельні та мосто-кабельні системи, крани-штабелери і мостові перевантажувачі.

Електричні крани оснащуються електродвигунами, пусковими й регулювальними резисторами, гальмівними електромагнітами, контролерами, а також комплексом захисної, пускорегулювальної, сигнальної, блокувальної та освітлювальної апаратури. До їх складу входять кінцеві вимикачі та струмознімні пристрої. Живлення підводиться або через тролейні провідники, закріплені на будівельних конструкціях, зі струмознімачами на самому крані, або за допомогою гнучкого кабелю. Усі електричні елементи монтуються з урахуванням умов навколишнього середовища, в яких експлуатується обладнання.

Залежно від типу вантажу, що переміщується, мостові крани комплектуються різними вантажозахватними органами: гаками, електромагнітами, грейферами, кліщами тощо. Відповідно розрізняють гакові, магнітні, грейферні та інші різновиди кранів. Найбільш поширеними є крани з гаковою підвіскою або з електромагнітами, які застосовуються для транспортування сталевих листів, стружки та інших феромагнітних матеріалів.

Основними робочими механізмами будь-якого крана, що забезпечують переміщення вантажів, є підйомні лебідки та механізми пересування. За вантажопідйомністю мостові крани умовно поділяються на малі (5–10 т), середні (10–25 т) і великі (понад 50 т).

Переміщення вантажів у різних галузях промисловості, будівництва та транспорту здійснюється із застосуванням широкого спектра вантажопідіймальних машин. Вони використовуються для виконання вантажно-розвантажувальних операцій, переміщення матеріалів у технологічних процесах, а також під час монтажу і ремонту великогабаритного обладнання. Машини з електричним приводом характеризуються значним діапазоном потужностей - від сотень ватів до

приблизно 1000 кВт, із перспективою подальшого зростання до 1500–2500 кВт.

Мостові крани, залежно від призначення, оснащуються різноманітними вантажозахватними пристроями: гаками, грейферами, спеціальними захватами та іншими елементами. Вони є зручними в експлуатації, оскільки рухаються по рейкових шляхах, розташованих у верхній частині приміщення, що дозволяє не займати корисну площу виробничих або складських приміщень.

Сьогодні вантажопідіймальні машини виготовляються численними підприємствами та широко застосовуються в металургії, будівництві, гірничодобувній галузі, машинобудуванні, транспорті й інших сферах. Мостові крани використовуються як у закритих приміщеннях (цехах, складах), так і на відкритих майданчиках. Вони розраховані на роботу в температурному діапазоні від -40 до $+40$ °С, можуть експлуатуватися в сейсмонебезпечних районах (до 8 балів), а також поблизу вибухонебезпечних зон за відповідного конструктивного виконання.

Метою дипломної роботи є виконання розрахунків основних механізмів мостового крана вантажопідйомністю 16 т для основного підйому та 3,2 т для допоміжного, а також підбір редукторів, електродвигунів і гальм для всіх елементів конструкції.

Мостовий кран - це вантажопідіймальна машина, що переміщується по рейкових шляхах, розташованих на певній висоті, і забезпечує переміщення вантажу у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Завдяки цьому він є одним із найефективніших засобів механізації виробничих, складських і вантажно-розвантажувальних процесів, забезпечуючи доступ практично до будь-якої точки робочої зони без зайняття площі підлоги.

До кранів загального призначення відносяться переважно гакові крани, які використовуються для роботи з різноманітними вантажами. За статистикою, вони становлять близько двох третин від загальної кількості експлуатованих мостових кранів. Вантажі підвішуються на гак за допомогою

канатних або ланцюгових стропів, а також спеціальних захватів.

Мостові крани часто застосовуються і для переміщення сипучих матеріалів або розплавленого металу, для чого використовуються спеціальні ковші з підвищеною надійністю. Конструкція таких кранів є достатньо гнучкою, що дозволяє модернізувати їх шляхом встановлення додаткового обладнання: магнітних захватів, кліщів, грейферів, а також систем безпеки й контролю.

За конструкцією розрізняють двобалкові та однобалкові мостові крани. Двобалкові можуть оснащуватися кількома вантажними візками та спеціальними захватами, тоді як однобалкові (підвісні або опорні) застосовуються в умовах, де потрібна підвищена стійкість, зокрема у вибухонебезпечних середовищах.

Наприклад, однобалковий кран вантажопідйомністю 50/10 т із консольним візком має механізми основного й допоміжного підйому, розміщені на кінцевих балках. Використання лише верхніх блоків дозволяє зменшити загальну висоту конструкції, а консольне розташування - розширити зону обслуговування.

Мостові крани загального призначення широко застосовуються у складальних цехах, машинних залах, котельнях і на електростанціях. При роботі на відкритих майданчиках, таких як склади чи контейнерні термінали, вони пересуваються по рейкових шляхах, змонтованих на спеціальних естакадах.

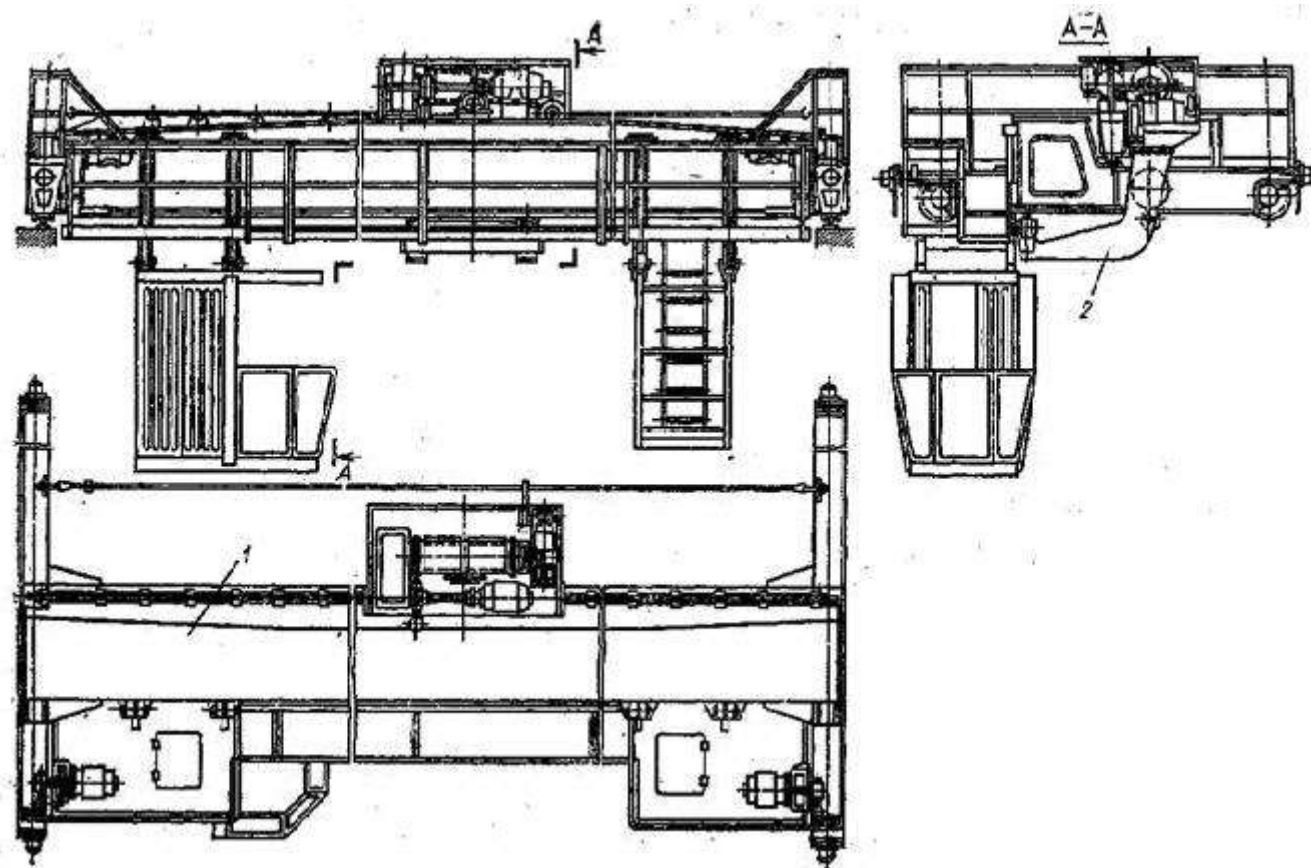


Рисунок 2 – Однобалковий кран

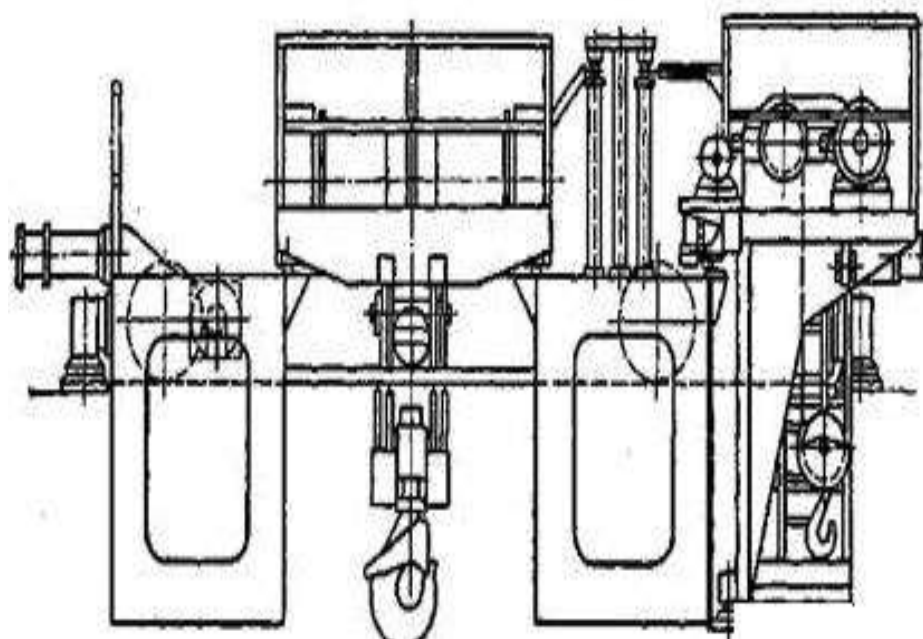


Рисунок 3 – Кран з опорним й консольним візками

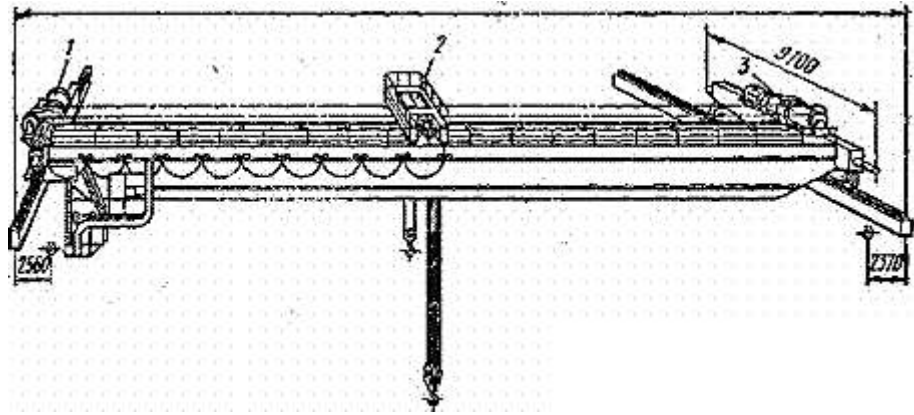


Рисунок 4 – Однобалковий кран зі стаціонарними механізмами підйому

Маса крана впливає не лише на його собівартість, але й на обсяг капітальних витрат, пов'язаних із зведенням будівлі або естакади, оскільки це потребує застосування будівельних конструкцій відповідної міцності та розмірів (колон, балок тощо). У цьому аспекті однобалкові крани мають певну перевагу, адже їх маса зазвичай на 10–30% (залежно від прольоту) менша порівняно з двобалковими аналогами.

Вертикальний габарит крана визначає необхідну висоту споруди, а отже, безпосередньо впливає на вартість її частини, розташованої над підкрановими коліями.

Під час вирішення задачі зменшення маси крана важливе значення мають статистичні дані щодо рівня навантажень, режимів експлуатації, а також міцності елементів металоконструкцій і механізмів. Це дає змогу точніше оцінити реальні навантаження та вдосконалити методики розрахунку на міцність. Оскільки частка вартості напівфабрикатів, комплектуючих і матеріалів становить приблизно 60–84% загальної вартості крана, при оцінці технологічності конструкції особливу увагу приділяють показникам маси, вартості матеріалів та коефіцієнту їх використання, який залежить від обсягів відходів. У виробництві мостових кранів цей коефіцієнт наразі не перевищує 0,7.

Однобалкові мостові крани з електроприводом поділяються на опорні та підвісні. Для опорних кранів характерна вантажопідйомність до 5 т і проліт до 25,5 м, тоді як підвісні однобалкові крани при тій самій вантажопідйомності можуть мати проліт до 34,8 м. Крани з вантажопідйомністю до 5 т, як правило, оснащуються електроталями з керуванням із підлоги, тоді як для більш потужних установок застосовуються стандартні механізми підйому, аналогічні опорним конструкціям, з керуванням із стаціонарної або рухомої кабіни. Швидкість переміщення кранів, що керуються з підлоги, зазвичай не перевищує 0,53 м/с, тоді як для кранів із кабінным керуванням вона може досягати 1 м/с.

У підвісних однобалкових кранах як несучий елемент зазвичай використовують двотаврову балку. За необхідності її підсилюють вертикальними шпренгельними системами та горизонтальними фермами. Балка підвішується до ходових кареток, які рухаються по підкранових напрямних двотаврового профілю, причому частина таких кареток є приводною. З'єднання балок суміжних прольотів здійснюється за допомогою спеціальних замкових пристроїв, що запобігають переходу візка між прольотами при незамкненому стику.

Підвісні мостові крани мають значно меншу масу порівняно з опорними кранами аналогічної вантажопідйомності. Крім того, вони дозволяють максимально ефективно використовувати корисну площу виробничих приміщень.

1.ОПИС ПРОТОТИПУ

Кран мостовий однобалковий з електричним приводом, розрахований на вантажопідйомність 50/10 т, призначений для виконання підйомно-транспортних операцій технологічного призначення на ділянці механічного цеху заводу «Запоріжжкран». За потреби цей кран може використовуватися також як монтажний засіб під час встановлення, заміни, ремонту та обслуговування обладнання і конструкцій цеху.

1.1 Умови експлуатації

Місце установки крана	В приміщенні
Максимальна температура повітря	+ 36 °С
Мінімальна температура повітря	- 15 °С
Кліматичне виконання за ГОСТ 15150-69	У2
Відхилення параметрів призначення, %	10

1.2 Технічні характеристики

Група класифікації крана за ISO 4301/1	A5 (середній)
Рід струму; частота, Гц; напруга, В	змінний; 50; 380
Керування краном	з кабіни
Підведення живлення:	
до крана	тролейний
до візка	гнучкий кабель

Вантажопідйомність, т:

головного підйому	50
допоміжного підйому	10

Висота підйому, м:

головного	17
допоміжного	18

Швидкість підйому, м/с:

головного	0,1
допоміжного	0,34

Швидкість пересування, м/с:

крана	1,12
візка	0,76

База, м:

крана	6,0
візка	3,98

Колія, м:

крана	22,5
візка	1,6

Тип шляху:

під кран	рейка КР 80 ГОСТ 4121-96
під візок	рейка Р 43 ГОСТ 6726-53

1.3 Склад виробу

До основних складових крана належать: металоконструкція, вантажний візок, механізм пересування, закрита кабіна керування та електрообладнання.

Металоконструкція виконана у вигляді зварної коробчастої системи й включає одну головну балку, яка спирається на дві кінцеві балки. Кожна з них, у свою чергу, опирається на пару ходових коліс. Конструкція обладнана поручнями, робочими майданчиками та сходами, що забезпечують зручний і безпечний доступ до кабіни керування, а також до вузлів, які потребують огляду й технічного обслуговування. На візку змонтовані механізми підйому, привід його пересування та система зрівняльних блоків. Для досягнення необхідної жорсткості й міцності ширина головної балки прийнята більшою, ніж у аналогічних елементів двобалкових кранів.

Розташування опорних коліс відносно поздовжньої осі головної балки підібране таким чином, щоб забезпечити рівномірний розподіл навантаження під час роботи.

Вантажний візок має консольне виконання, при якому механізми підйому винесені убік відносно головної балки. Така схема дозволяє зменшити загальну масу конструкції завдяки використанню лише однієї балки, а також забезпечує максимальне наближення гака до стіни у крайніх положеннях.

Кожен підйомний механізм включає зварний барабан із подвійною нарізкою та одношаровою навивкою каната, стандартну гакову підвіску, систему зрівняльних блоків і привід. Передача крутного моменту на барабан здійснюється від електродвигуна змінного струму через проміжні вали із зубчастими напівмуфтами та двоступінчасті циліндричні редуктори. На швидкохідних валах редукторів встановлені гальмівні пристрої.

Гакова підвіска складається з канатних блоків, розташованих на спільній осі, а вантажозахватним елементом виступає гак, виконаний відповідно до стандарту ГОСТ 6627-74.

Механізм пересування візка включає два опорні колеса та два підтримувальні візки. Підтримувальні елементи оснащені чотирма роликами, що спираються на полиці двотаврової монорейки. Колеса виконані дворобордними й переміщуються по стандартній крановій рейці (ГОСТ 4121-96). Крутний момент від асинхронного електродвигуна передається через

пружну втулково-пальцеву муфту та вертикальний триступінчастий редуктор до приводного колеса. На швидкохідному валу редуктора встановлено гальмо з електрогідравлічним штовхачем.

Механізм пересування самого крана складається з чотирьох опорних коліс, два з яких є приводними та обладнані гальмами. Привід індивідуальний - кожне приводне колесо має власний електродвигун, редуктор і гальмівний пристрій. Крутний момент передається від двигуна через зубчасту муфту до редуктора, який закріплений на рамі механізму. Далі через проміжний вал обертання передається на колесо. На швидкохідному валу редуктора також встановлено гальмо.

Гальмівні моменти для механізмів пересування підібрані таким чином, щоб забезпечити ефективне уповільнення під час гальмування з вантажем і водночас уникнути ковзання коліс по рейках при русі без навантаження. Для запобігання потраплянню сторонніх предметів під колеса передбачені спеціальні очищувачі (метельники).

Керування краном здійснюється з кабіни оператора, розміщеної на головній балці. Живлення до вантажного візка подається через гнучкий кабель, а до крана - за допомогою тролейної системи струмопідводу.

Для підвищення безпеки передбачені кінцеві вимикачі, що обмежують висоту підйому й опускання вантажу, а також крайні положення пересування візка та самого крана. З метою пом'якшення ударів у разі досягнення кінцевих упорів на конструкції встановлені буферні пристрої.

У зв'язку зі змінами технологічного процесу та необхідністю модернізації обладнання виникла потреба в реконструкції кранів, що експлуатуються на даній виробничій ділянці.

Таблиця 1.1 – Параметри крана до й після реконструкції

Параметр	До реконструкції	Після реконструкції
Вантажопідйомність, т: головного підйому допоміжного підйому	50 10	55 10
Проліт крана, м	22,5	22,5
Швидкість, м/с: головного підйому пересування візка пересування крана	0,1 0,76 1,12	0,1 0,76 1,12
Рід струму номінальна напруга, В	Змінний 380	Змінний 380

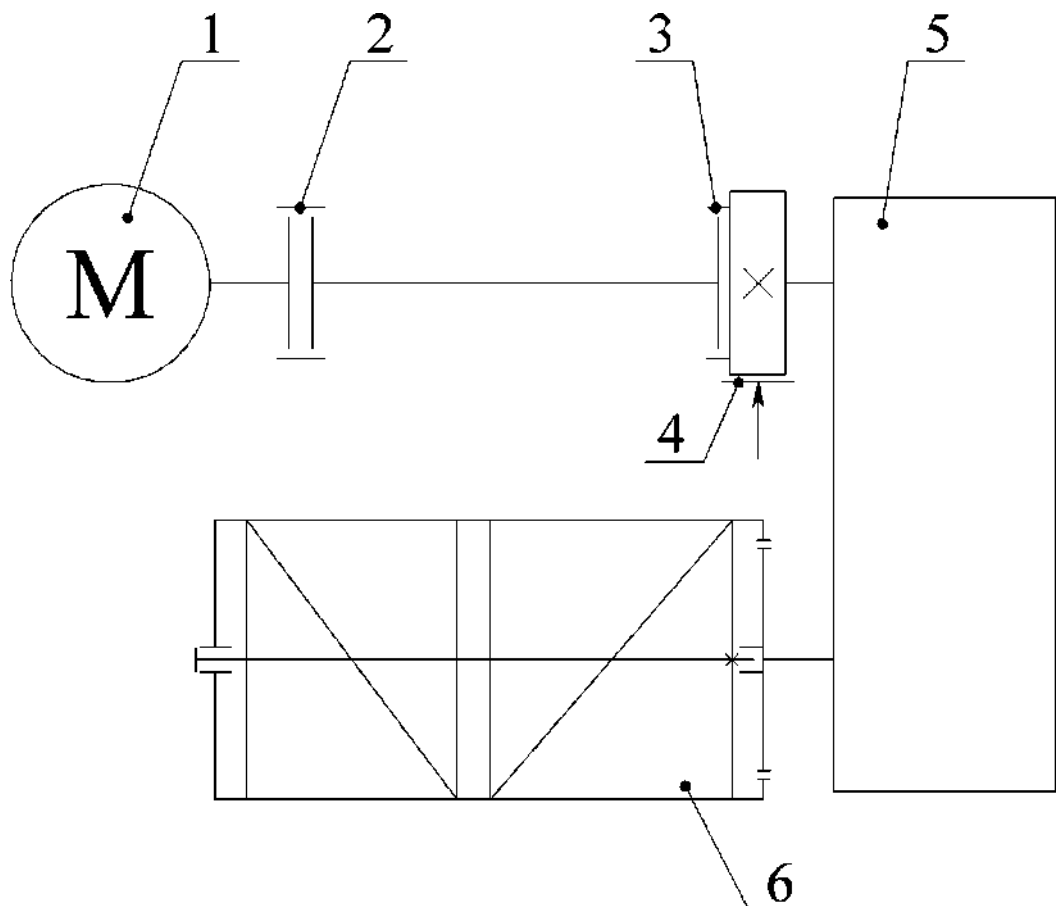
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНА

2.1 Механізм головного підйому

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q_{ГЛ}$, т	55
Висота підйому $H_{ГЛ}$, м	17
Швидкість підйому $V_{П}^{ГЛ}$, м/с	0,11
Група класифікації за ІСО 4301/1	M5

2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 – електродвигун; 2 – муфта зубчаста; 3 – напівмуфта зубчаста; 4 – гальмо; 5 – редуктор; 6 – барабан канатний

Рисунок 2.1 – Схема кінематична механізму головного підйому

2.1.2 Вибір схеми й кратності поліспада

Виходячи із заданої вантажопідйомності, вибираємо здвоєний поліспаст кратністю $i_{\Pi} = 5$. Схема поліспада - на рис. 2.2.

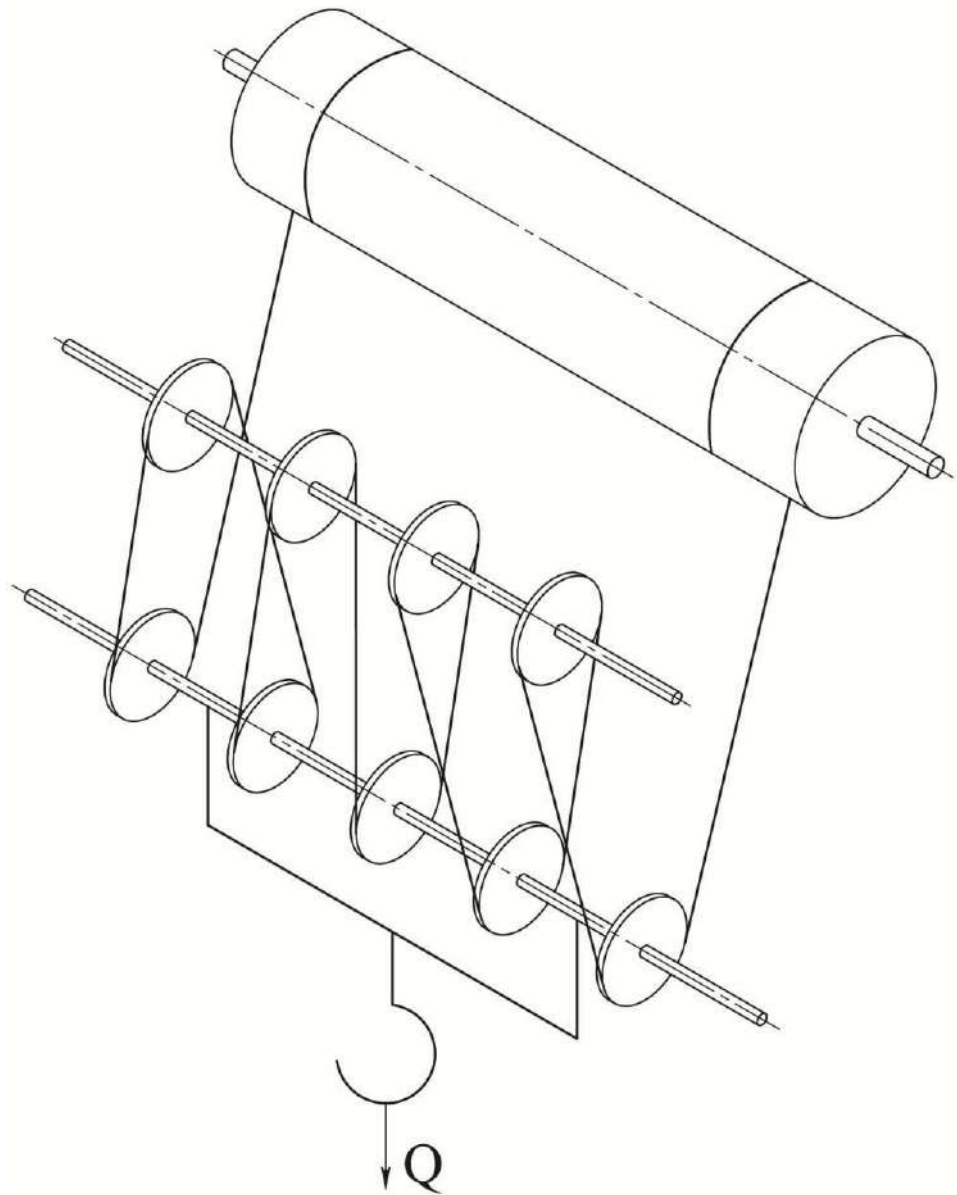


Рисунок 2.2 – Схема запасування канату головного підйому

Кількість блоків підвіски $n = 5$;

кількість блоків зрівняльних $m = 4$;

кількість гілок канату, що намотуються на барабан $a = 2$;

Розрахунки ККД поліспада:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-1}}{i_{\Pi}} = \frac{1 + 0.98 + 0.98^2 + 0.98^3 + 0.98^4}{5} = 0.96; \quad (2.1)$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блоку на підшипниках кочення.

2.1.3. Вибір вантажного канату

Згідно із НПАОП 0.00-1.01-07 «ПУБЕВК» вибираємо канат за розривним зусиллям.

Розривне зусилля каната, Н:

$$F_{\text{разр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{ГОСТ}} = 4.5 \cdot 57225 = 257513 \text{ Н}; \quad (2.2)$$

де Z_p – коефіцієнт використання канату, для режиму роботи крана М5 згідно [14] $Z_p=4,5$;

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\text{max}} = \frac{9810 \cdot (Q_{\text{гп}} + G_{\Pi})}{a \cdot i_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0)}{2 \cdot 5 \cdot 0.96} = 57225 \text{ Н}; \quad (2.3)$$

де G_{Π} – маса гакової підвіски, т;

$$G_{\Pi} = (0.02 \dots 0.03) \cdot Q_{\text{гп}} = (0.02 \dots 0.03) \cdot 55 = 1.1 \dots 1.65 \text{ т}; \quad (2.4)$$

Приймаємо масу підвіски $G_{\Pi}=1,0$ т.

Згідно [4] вибираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6х19 (1+6+6+6) + 1 о.с. (табл. 1.1) з умовним позначенням:

Канат 24 – Г – В – Н – 1770 ГОСТ 2688-80

Таблиця 2.1 – Параметри канату

Параметр	Значення
Діаметр канату, мм	24
Маркувальна група, МПа	1770
Розрахункова площа перетину, мм ²	215
Розрахункова маса 1000 м канату, кг	2110
Розрахункове розривне зусилля, кН	314

2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення канату до барабана

Для кріплення канату до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами під шпильки [13].

Визначаємо зусилля, що діє на канат у місці закріплення, Н:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{57225}{2,72^{0,163 \cdot \pi}} = 15498 \text{ Н}; \quad (2.5)$$

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

f – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном, $f=0,16$;

α – кут обхвату барабану витками, що не змотуються, $\alpha=3\pi$.

Визначимо необхідне число шпильок кріплення канату до барабана:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 15498}{(20,319 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 2,05; \quad (2.6)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі шпильки, $d_1=20,319$ мм (М24);

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягання, для шпильок зі сталі Ст3 $[\sigma]_p=55$ МПа; Остаточно приймаємо $Z = 3$.

2.1.5 Розрахунок розмірів блоків і барабана

Визначимо мінімально допустимий діаметр барабана по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{бар min}} = h_1 \cdot d_k = 18 \cdot 24 = 432 \text{ мм}; \quad (2.7)$$

де d_k – діаметр канату, $d_k=24$ мм;

h_1 – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для барабана при режимі М5 згідно [14], $h=18$.

Попередньо приймаємо $D_{\text{бар}}=434$ мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр блоку по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{бл min}} = h_2 \cdot d_k = 20 \cdot 24 = 480 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

де h_2 – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для блоку при режимі М5 згідно [14], $h=20$.

Остаточно приймаємо $D_{\text{бл}}=484$ мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр відхиляючих і зрівняльних блоків по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{ур бл min}} = h_3 \cdot d_k = 14 \cdot 24 = 336 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

де h_3 – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для зрівняльного блоку при режимі М5 згідно [14], $h=14$.

Остаточно приймаємо $D_{\text{ур бл}} = 484$ мм з метою уніфікації типорозмірів блоків.

Виходячи з діаметра канату згідно [17] вибираємо профіль канавки канатного блоку (рис. 2.3) с такими основними розмірами (табл. 2.2).

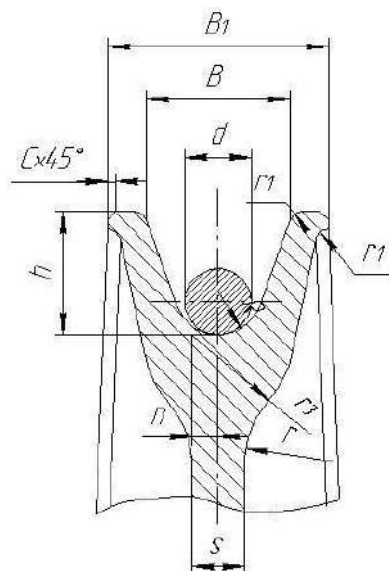


Рисунок 2.3 – Профіль канавки канатного блоку

Таблиця 2.2 – Основні розміри профілю канавки канатного блоку.

Параметр	Розміри, мм									
	d	R	B	B ₁	h	r	r ₁	r ₃	C	S
Значення	21	12,5	45	65	36	25	4	25	1,5	16

2.1.6 Розрахунок елементів гакової підвіски

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю $Q_{\text{гл}}=55$ т і групою режиму роботи – М5. Згідно [17] вибираємо заготовку кованого однорогого гака №23 тип А з умовним позначенням:

Заготовка гака 23А-1 ГОСТ 6627-74

Висота гайки гака повинна приблизно дорівнювати довжині різі хвостовика гака, зовнішній діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гайки гака визначають після ескізного компоунування гакової підвіски.

Вибір упорного підшипника.

Упорний підшипник гака вибирається по статичній вантажопідйомності й діаметру шийки гака. На динамічну вантажопідйомність підшипник не перевіряють, тому що гак робить незначний коливальний рух.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність підшипника, Н [15]:

$$C_0 = 1,2 \cdot g \cdot 10^3 (Q_{гп} + G_n) \quad (2.10)$$

$$C_0 = 1,2 \cdot 9810 \cdot (55 + 1,0) = 659232 \text{ Н}$$

Згідно [12] вибираємо підшипник кульковий однорядний упорний середньої серії № 8330 з такими параметрами (табл. 2.3):

Таблиця 2.3 – Характеристика підшипника [12].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C ₀ Н	Маса, кг
8330	150	250	80	3,5	1290000	17,1

У нормальних підвісках розраховують вісь блоку, траверсу й серги. Розрахункова відстань А між опорами осі блоку й цапф траверси, мм:

$$A = Z \cdot B_{\text{бл}} + 2\delta_1 + \delta_2 = 3 \cdot 88 + 2 \cdot 6 + 32 = 310 \text{ мм} \quad (2.11)$$

де Z - кількість блоків на осі між сергами;

$B_{\text{бл}}$ - ширина блоку, мм; $B_{\text{бл}} = 4 \cdot \sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{484} \approx 88 \text{ мм}$;

D - діаметр блоку по центру каната, мм;

δ_1 - товщина кожуха; $\delta_1 = 6$ мм;

δ_2 - товщина серги; $\delta_2 = 32$ мм. З урахуванням необхідності встановлення упорного підшипника. Приймаємо $A = 370$ мм.

Розрахунок осі блоків

Розрахункова схема осі наведена на рис. 2.6. Геометричні параметри, позначені на схемі, визначені на основі попереднього ескізного компоновання гакової підвіски з урахуванням рекомендацій, викладених у джерелі [15]. На цій схемі також показано розрахункове навантаження, що діє в серзі підвіски:

$$P = \frac{K_{\Pi}(Q_{\GammaЛ} + G_{\Pi}) \cdot 9810}{2} = \frac{1.1(55 + 1.0) \cdot 9810}{2} = 302150 \text{ Н}$$

де $K_{\Pi} = 1.1$ - коефіцієнт перевантаження для механізму підйому;

Розподілене навантаження, яке передається підшипниками на вісь.

$$q = \frac{K_{\Pi}(Q_{\GammaЛ} + G_{\Pi}) \cdot 9810}{Z \cdot B_{\text{вісь}}} = \frac{1.1(55 + 1.0) \cdot 9810}{5 \cdot 0.084} = 1438800 \text{ Н/м}$$

Зі схеми видно, що розрахунковий або максимальний згинальний момент виникає в місцях контакту із сергами й рівний $M_{\max} = 10784$ Нм.

Визначимо допустиме напруження згину $[\sigma_{\text{И}}]$ для осі, виготовленої зі сталі 45 за ГОСТ 1050-88 з такими механічними характеристиками:

- границя міцності $\sigma_{\text{В}}$, МПа	610
- границя текучості $\sigma_{\text{Т}}$, МПа	360
- границя витривалості при згині $\sigma_{-1\text{И}}$, МПа	290
$K_{\sigma} \cdot [S]$	

$$[\sigma_{\text{И}}] = 1.4\sigma_{-1\text{И}} = 1.4 \cdot 290 = 406 \text{ МПа}, \quad (2.12)$$

де K_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень, для осі, ослабленої мастильними отворами $K_\sigma = 2.1$;

$[S]$ - коефіцієнт запасу міцності, для групи класифікації механізму М5
 $[S] = 1,4$ [15].

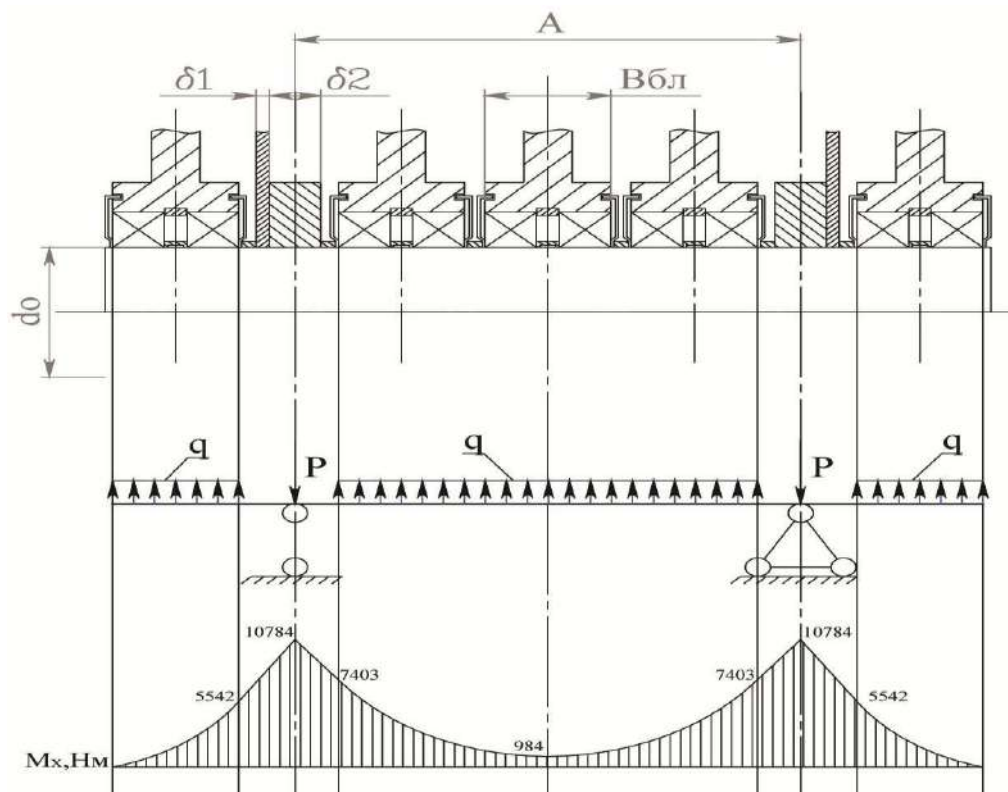


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема осі блоків

Діаметр осі:

$$d'_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{10784}{0,1 \cdot 138 \cdot 10^6}} = 0,0875 \text{ м.} \quad (2.13)$$

Прийнято

$$d_0 = 90 \text{ мм.}$$

Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Еквівалентне навантаження на один підшипник блоку:

$$F_s = K_G \frac{(Q_{\text{гп}} + G_{\text{п}}) \cdot K_{\text{п}} \cdot 9810}{2 \cdot z_6} = 0.5 \cdot \frac{(55 + 1.0) \cdot 1.1 \cdot 9810}{2 \cdot 5} = 24172 \text{ Н}, \quad (2.14)$$

де $Q_{\text{гп}}$ - номінальна піднімальна сила гакової підвіски, Н;

z_6 - число блоків у підвісці;

2 - число підшипників в одному блоці;

K'_G - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М5 $K'_G = 0,5$ [15].

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = V F_s K_6 = 1.2 \cdot 24172 \cdot 1.2 = 34808 \text{ Н}, \quad (2.15)$$

де V - коефіцієнт обертання, при обертанні зовнішнього кільця підшипника $V=1,2$;

K_6 - коефіцієнт безпеки, для підшипників підвіски $K_6=1,2$.

Розрахунковий термін служби підшипника $L_h = 3200$ год [15].

Частота обертання блоку:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{\text{гп}} (u_n - 1)}{\pi D_{6\lambda}} = \frac{60 \cdot 0.11 (5 - 1)}{3.14 \cdot 0.444} = 18.9 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.16)$$

Динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.855}{1.1} 34808 = 56698 \text{ Н}, \quad (2.17)$$

де f_h - коефіцієнт довговічності; при $L_h = 3200$ год, $f_h = 1,855$;

f_n - коефіцієнт, обумовлений частотою обертання; при $n_6 = 18,9 \text{ хв}^{-1}$,

$f_n = 1.1$ [15].

Підшипники вибираємо по діаметру осі. За ГОСТ 8338-75 для блоків підвіски прийняті радіальні однорядні кулькові підшипники з наступними параметрами:

- умовна позначка	118
- внутрішній діаметр d , мм	90
- зовнішній діаметр D , мм	140
- ширина B , мм	24
- динамічна вантажопідйомність $[C]$, Н	57200
- статична вантажопідйомність $[C_0]$, Н	39000
- маса, кг	1.2

Розрахунок траверси

Траверсу представляють як балку (рис. 2.7), опорами якої служать серги. Отже, проліт траверси дорівнює прольоту осі

$$l_T = A = 370 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Навантаження $Q_{\max} = (Q_{\text{ГЛ}} + G_{\text{П}}) \cdot K_{\text{П}} \cdot g \cdot 10^3 = 604300 \text{ Н}$, передане гайкою гака через упорний підшипник приймається зосередженим в центрі траверси.

Траверса має два небезпечні перерізи:

- центральне Б-Б. ослаблене отвором d_1 для пропуску шийки гака,
- перетин Г-Г - місце переходу цапфи d_c в тіло траверси.

Розрахункова схема є типовою для траверс нормальних і полегшених гакових підвісок.

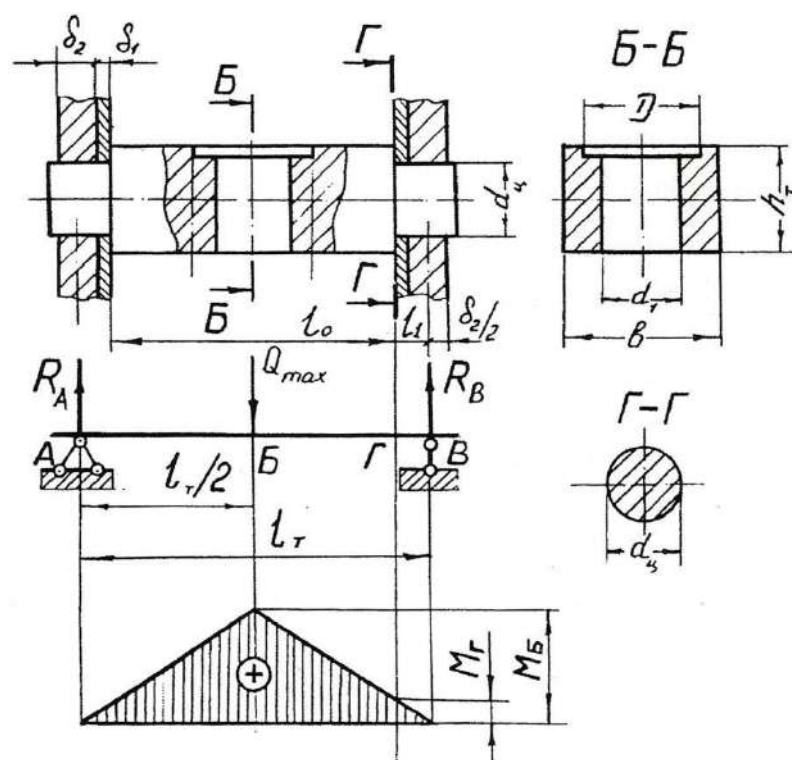


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема траверси

Вихідні дані до розрахунків траверси:

- матеріал	сталь 45
- границя міцності σ_B , МПа	610
- границя текучості σ_T , МПа	360
- границя витривалості при згині σ_{-1H} , МПа	290

Ширина траверси:

$$b = D + (20 \dots 35) = 250 + (20 \dots 35) = 270 \dots 285 \text{ мм}, \quad (2.19)$$

де D - зовнішній діаметр упорного підшипника для гака

Прийнято $b=270$ мм.

Висота траверси

Висота траверси визначається з умови міцності перетину Б-Б на згин.

Опорні реакції при симетричному розташуванні навантаження $Q_{\max}$ відносно серг,:

$$R_A = R_B = \frac{Q_{\max}}{2} = \frac{604300}{2} = 302150 \text{ Н.} \quad (2.20)$$

Згинальний момент у перетині Б-Б

$$M_B = R_A \frac{l_T}{2} = 302150 \frac{370}{2} = 55\,897\,650 \text{ Нмм.} \quad (2.21)$$

Допустиме напруження для перетину Б-Б

$$[\sigma_b] = \frac{1.4\sigma_{-1H}}{K_\sigma[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.6 \cdot 1.4} = 111 \text{ МПа,} \quad (2.22)$$

де K_σ - коефіцієнт концентрації напружень; для перетину траверси, ослабленого отвором $K_\sigma = 2,6[15]$;

$[S]$ - запас міцності; для групи класифікації механізму М5 $[S]=1,4$.
Необхідний момент опору перетину Б-Б:

$$W_B = \frac{M_B}{[\sigma_B]} = \frac{55897650}{111} = 503032 \text{ мм}^3. \quad (2.23)$$

Розточенням під кільце упорного підшипника ігноруємо:

$$W_B = \frac{(b-d_1)h_T^2}{6}, \quad (2.24)$$

звідки висота траверси:

$$h_T = \sqrt{\frac{6W_B}{b-d_1}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 503032}{270-155}} = 158 \text{ мм.} \quad (2.25)$$

Прийнято $h_T = 160 \text{ мм.}$

Діаметр цапфи

Діаметр цапфи визначається із двох умов: міцності цапфи на згин і забезпечення допустимих напружень зминання в зоні рухливого контакту цапфи із сергою.

Діаметр цапфи з розрахунку на згин.

Згинальний момент у перетині Г-Г:

$$M_r = R_B l_1 = R_B \left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = 302150 \left(6 + \frac{32}{2} \right) = 6647243 \text{ Нмм.} \quad (2.26)$$

Допустиме напруження в перетині Г-Г:

$$[\sigma_r] = \frac{1.4\sigma_{-III}}{K_6[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.7 \cdot 1.4} = 107 \text{ МПа,} \quad (2.27)$$

де K_6 - коефіцієнт концентрації напружень;

для цапфи траверси з галтельним переходом $K_6 = 2,7 [15]$;

$[S]$ - запас міцності; як і для перетину Б-Б $[S] = 1,4$.

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{6.647 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 107}} = 85,3 \text{ мм.} \quad (2.28)$$

Діаметр цапфи з розрахунку на зминання

Вважаючи, що реакція R_B сприймається тільки сергою, запишемо:

$$\sigma_{cm} = \frac{R_B}{d_{ц} \cdot \delta_2}, \text{ звідки } d_{ц} = \frac{R_B}{[\sigma_{cm}] \cdot \delta_2} = \frac{302150}{65 \cdot 32} = 144.2 \text{ мм}, \quad (2.29)$$

де $[\sigma_{cm}] = 65$ МПа – допустиме напруження зминання.

Прийнято $d_{ц} = 145$ мм.

Розрахунок серги

Серга (рис. 2.8) розтягується зусиллям $\frac{Q_{max}}{2}$. При постійній ширині B

серги й $d_0 < d_{ц}$ одним з небезпечних буде перетин А-А. Крім цього перевіряється міцність вушок серги в перетинах Б-Б.

Ширина серги:

$$B = (1.8...2)d_{ц} = (1.8...2)145 = 261...290 \text{ мм}. \quad (2.30)$$

Прийнято $B = 270$ мм.

Напруження в перетині А-А:

$$\sigma_A = \frac{Q_{max}}{2(B - d_{ц}) \cdot b} = \frac{604300}{2(270 - 145)32} = 75.5 < [\sigma_p], \quad (2.31)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження розтягнення для серги зі сталі 20;

згідно [15] $[\sigma_p] = 110$ МПа .

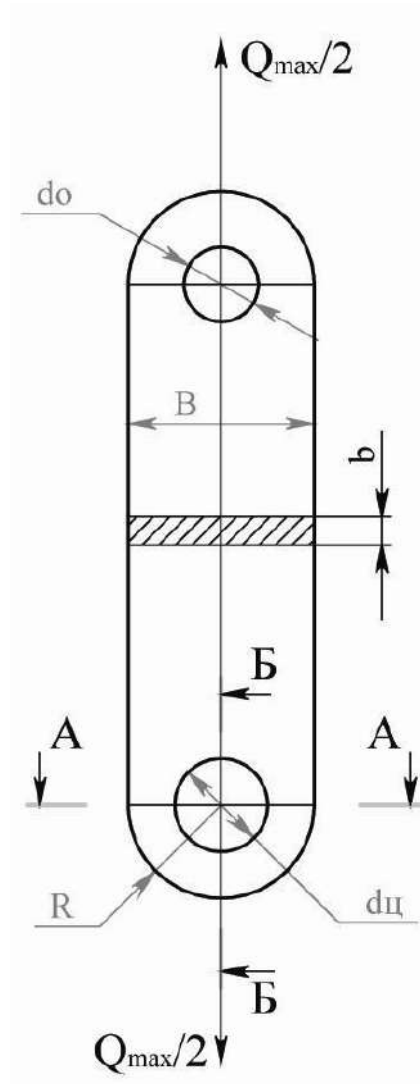


Рисунок 2.6 – Серга

Напруження в перетині Б-Б

Вушко представляється як товстостінний циліндр, навантажений зсередини тиском P (МПа), а зовні – тиском $P_n=0$. У цьому випадку найбільші напруження будуть на внутрішній поверхні:

$$\sigma_B = P_B \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2}. \quad (2.32)$$

Відносно перетину Б-Б $D_H = B$; и $D_B = d_{ц}$, тоді:

$$\sigma_B = \frac{Q_{\max}}{2b \cdot d_{II}} \cdot \frac{B^2 + d_{II}^2}{B^2 - d_{II}^2} = \frac{604300}{2 \cdot 32 \cdot 145} \cdot \frac{270^2 + 145^2}{270^2 - 145^2} = 108 \text{ МПа} < [\sigma_p]. \quad (2.33)$$

2.1.7 Розрахунок потужності двигуна

Визначимо статичну потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{\text{ст}} = \frac{9810 \cdot (Q_{II} + G_{II}) \cdot V_{II}}{\eta_3} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.11}{0.87} = 69459 \text{ Вт}, \quad (2.34)$$

де η_3 – загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{II} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_M = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,87, \quad (2.35)$$

де η_{II} – ККД поліспасти, $\eta_{II}=0,96$;

η_{δ} – ККД барабана, $\eta_{\delta}=0,96$;

η_p – ККД редуктора, $\eta_p=0,96$;

η_M – ККД муфти, $\eta_M=0,99^2$;

Згідно [17], вибираємо двигун 4МТН 280М10.

Таблиця 2.4 – Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність P_d при ПВ 25%, кВт	72
Частота обертання n_d , хв^{-1}	565
Момент інерції ротора I_p , кг м^2	4,6
Маса, кг	850

Електродвигун 4МТН 280М10 є асинхронним трифазним двигуном із короткозамкненим ротором, призначеним для приводу підйомно-

транспортних механізмів, зокрема кранового обладнання. Він належить до серії краново-металургійних двигунів і розрахований на роботу в повторно-короткочасних режимах із частими пусками, гальмуваннями та реверсами. Двигун має підвищену перевантажувальну здатність, механічну міцність і стійкість до динамічних навантажень, що забезпечує його надійну роботу в складних умовах експлуатації. Конструктивне виконання передбачає ефективне охолодження, посилену ізоляцію обмоток і можливість роботи в запиленому або вологому середовищі, що є характерним для промислових підприємств.

Перевіряємо електродвигун на перегрів.

Визначимо еквівалентну потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток, кВт:

$$P_e = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} = 0,50 \cdot 0,85 \cdot 69459 = 29520 \text{ Вт} \quad (2.36)$$

$$Вт \leq P_{кат} = 72000$$

де K_{25} – коефіцієнт приведення потужності; для режиму роботи М5 $K_{25}=0,50$;

γ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну по нагріванню потужність;

для механізму підйому вантажу $\gamma=0,85$ [11].

Умова виконується, тому перегріву обмоток двигуна не буде.

2.1.7 Вибір редуктора, визначення розмірів барабана

Виходячи з розрахункової потужності обирають потужність двигуна. Також обираємо частоти обертання двигуна, передаточного відношення й режиму роботи.

Передаточне відношення механізму підйому:

$$i' = \frac{n_d}{n_{\bar{o}}} = \frac{565}{23.7} = 23.8, \quad (2.37)$$

де $n_{\bar{o}}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot V_{II}^{FII} \cdot i_n}{\pi D'_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0.11 \cdot 5}{\pi \cdot 0.434} = 24.2 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.38)$$

З метою скорочення довжини канатного барабана доцільно застосувати редуктор із передаточним числом, що перевищує розрахункове значення. Для механізму головного підйому, відповідно до рекомендацій джерела [8], прийнято редуктор типу РК-600-50-11М, основні технічні характеристики якого наведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	1000
Передаточне відношення i_p	48,57
Припустимий крутний момент на тихохідному валу, кНм	58
Припустиме консольне навантаження на тихохідний вал, кН	184,3
Маса, кг	2122

Виходячи із цього, коректуємо попередньо обрані розміри канатного барабана для забезпечення необхідної швидкості підйому:

$$D_{\text{бар}} = \frac{60 \cdot V_{\text{II}}^{\text{III}} \cdot i_p \cdot i_{\text{II}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{60 \cdot 0.11 \cdot 48.57 \cdot 5}{\pi \cdot 565} = 0.903 \text{ м}, \quad (2.39)$$

Остаточно приймаємо $D_{\text{бар}} = 924 \text{ мм}$ - по центру канату (900 мм по дну канавки).

Перевіряємо допустимі навантаження на тихохідний вал. Момент на тихохідному валу:

$$M_T = F_{\text{max}} \cdot D_{\phi} = 57225 \cdot 0.924 = 52875 \text{ Нм} \leq [M_{\text{пасп}}]. \quad (2.40)$$

Консольне навантаження:

$$F_r \approx 1.1 F_{\text{max}} = 1.1 \cdot 57225 = 62950 \text{ Н} \leq [F_{\text{пасп}}]. \quad (2.41)$$

При виборі редуктора перевіряємо, чи вистачає міжосьової відстані A_w для розміщення поруч двигуна й барабана.

$$A_w = 1000 \text{ мм} > \frac{D_{\phi}}{2} + b_{31} = \frac{924}{2} + 216 = 678 \text{ мм}, \quad (2.42)$$

де b_{31} – габаритний розмір двигуна;

$$b_{31} = 216 \text{ мм} [17].$$

2.1.8.1 Розрахунок стінки барабана на міцність

Визначимо геометричні розміри барабана, виходячи з необхідної висоти підйому вантажу.

Необхідна кількість витків:

$$n_B = 3 + \frac{H \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_B} = 3 + \frac{17.5}{\pi \cdot 0.924} = 32.3 \rightarrow 33 \text{ витка.} \quad (2.43)$$

Довжина нарізки:

$$l = n_B \cdot t = 33 \cdot 28 = 924 \text{ мм,} \quad (2.44)$$

де t - крок нарізки; для канатів діаметром понад 23,5 мм до 25 мм

$$t = 28 \text{ мм [13].}$$

Довжина ділянок під закріплення канату $l_2 = 100$ мм.

Відстань між нарізками:

$$l_1 = A - 0.2 \cdot H_{\min} = 460 - 0.2 \cdot 1550 = 150 \text{ мм,} \quad (2.45)$$

де A - відстань між крайніми блоками підвіски;

$H_{\min}$ - мінімальна відстань між осями блоків підвіски й барабана.

Довжина барабана (загальна):

$$L_B = 2l + l_1 + 2l_2 = 2 \cdot 924 + 150 + 2 \cdot 100 = 2198 \text{ мм} \rightarrow 2200 \text{ мм.} \quad (2.46)$$

Товщину стінки барабана визначаємо з умов стиску, після чого перевіряємо її на стійкість. Оскільки довжина барабана не перевищує величину $3D_B$, то розрахунок на спільну дію напружень стиску, згину й кручення не проводиться.

Визначаємо мінімальну товщину стінки барабана:

$$\delta = \frac{F_{\max}}{[\sigma_{CЖ}] \cdot l} = \frac{57225}{120 \cdot 10^6 \cdot 0.028} = 0.0248 \text{ м} = 24.8 \text{ мм,} \quad (2.47)$$

$$[\sigma_{CЖ}] = \sigma_T = \frac{240}{n} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа}$$

МП а,

де n - запас міцності; для сталевих барабанів $n = 2$ [7].

Приймаємо $\delta = 25$ мм.

Перевірка стінки барабана на стійкість:

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{F_{\text{max}}}{\delta t} \leq \frac{\sigma_{\text{кр}}}{n}; \quad (2.48)$$

$$\sigma_{\text{кр}} = 0,782 \frac{E_{\text{б}} \delta}{L_{\text{б}}} \sqrt{\frac{\delta}{R}}, \quad (2.49)$$

де $\sigma_{\text{кр}}$ - критичне напруження;

n_y - запас стійкості; для сталевих барабанів $n_y = 1.7$ [7].

$E_{\text{б}}$ - модуль пружності барабана; для сталевих барабанів

$E_{\text{б}} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па,

R –середній радіус барабана.

$$\sigma_{\text{кр}} = 0.782 \frac{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.025}{2.2} \sqrt{\frac{0.025}{0.4495}} = 290 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{57255}{0.025 \cdot 0.028} \leq \frac{290 \cdot 10^6}{1.7};$$

$$118 \cdot 10^6 \leq 170 \cdot 10^6.$$

Умови виконуються. Приймаємо товщину стінки рівною $\delta = 25$ мм.

2.2.2 Розрахунок осі барабана

Розрахункова схема осі барабана представлена на рис. 2.10. Розміри, зазначені на схемі, отримані в результаті попереднього ескізного

компонування вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів і становлять:

$$L_B = 2200 \text{ мм}; L_1 = 2330 \text{ мм}; L_2 = 50 \text{ мм}; L_3 = 120 \text{ мм}; L_4 = 180 \text{ мм};$$

$$L_5 = 30 \text{ мм}; L_6 = 160 \text{ мм}; L_7 = 200 \text{ мм}.$$

На схемі:

$$P = \frac{(m_B + m_K) \cdot g + 2F_{\max}}{2} = \frac{(1500 + 260) \cdot 9.81 + 2 \cdot 57225}{2} = 63930 \text{ Н} \quad \text{— розрахункове}$$

зусилля, передане барабаном на вісь,

де $m_B = 1500 \text{ кг}$ - маса барабана в зборі;

$m_K = 260 \text{ кг}$ - маса канату;

Визначимо реакції опор барабана.

$$R_1 = \frac{P(L_6 + L_1 - L_3)}{L_1} = \frac{63930(0.16 + 2.33 - 0.12)}{2.2} = 68870 \text{ Н}; \quad (2.50)$$

$$R_2 = \frac{P(L_3 + L_1 - L_6)}{L_1} = \frac{63930(0.12 + 2.33 - 0.16)}{2.2} = 65983 \text{ Н}. \quad (2.51)$$

допустимі напруження згину осі:

$$[\sigma_r] = \frac{1.4\sigma_{-1H}}{K_\sigma[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.7 \cdot 1.4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.52)$$

де K_σ - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи осі з галтельним переходом $K_\sigma = 2.7$ [15];

$[S]$ - запас міцності; для групи класифікації механізму М5 $[S] = 1.4$.

Визначимо згинальні моменти й мінімальні діаметри перетинів осі.

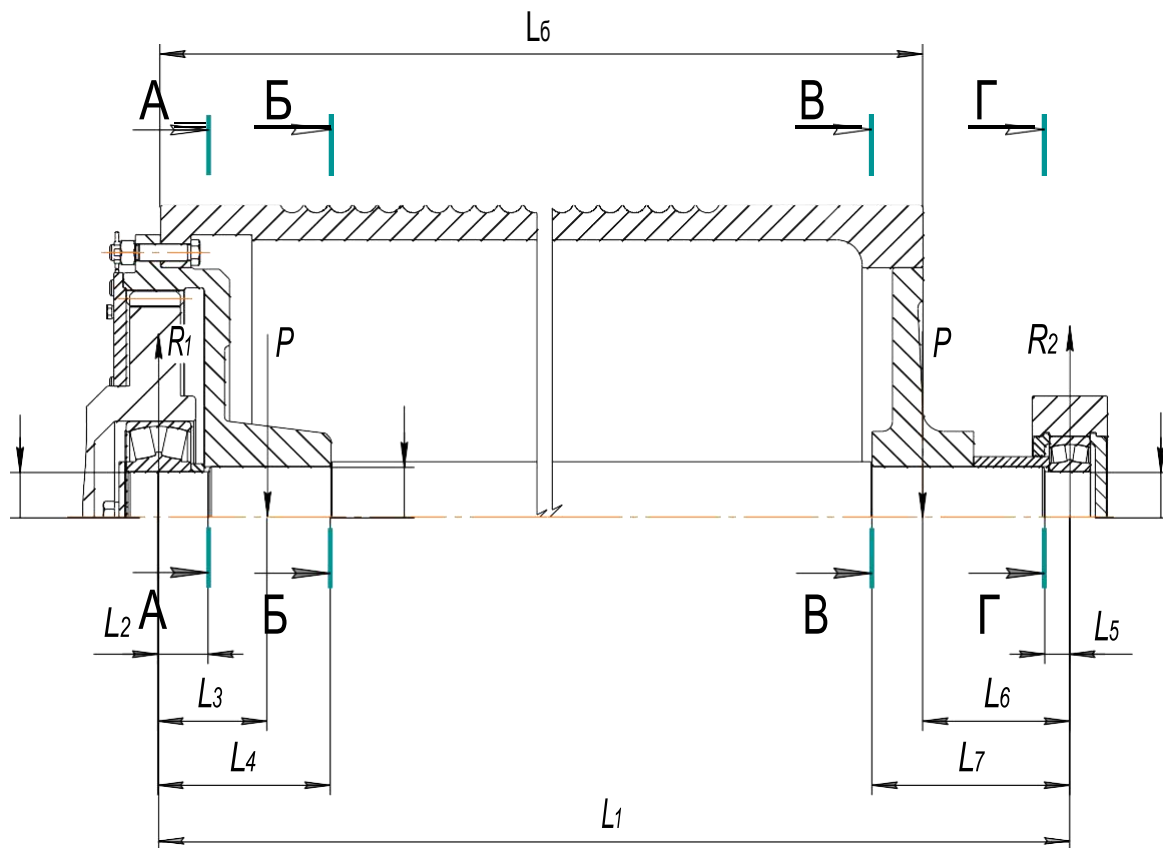


Рисунок 2.7 – Схема до розрахунку осі барабана

Перетин А-А:

$$M_A = R_1 \cdot L_2 = 68870 \cdot 0.05 = 3443 \text{ Нм}; \quad (2.53)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_A}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{3443}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 68.5 \text{ мм}. \quad (2.54)$$

Перетин Б-Б:

$$M_B = R_1 \cdot L_4 - P \cdot (L_4 - L_3) = 68870 \cdot 0.18 - 63930 \cdot (0.18 - 0.12) = 8560 \text{ Нм}; \quad (2.55)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{8560}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 91 \text{ мм}. \quad (2.56)$$

Перетин В-В:

$$M_B = R_2 \cdot L_7 - P \cdot (L_7 - L_6) = 65983 \cdot 0.2 - 63930 \cdot (0.2 - 0.16) = 10640 \text{ Нм}; \quad (2.57)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{10640}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 98.6 \text{ мм.} \quad (2.58)$$

Перетин Г-Г:

$$M_\Gamma = R_2 \cdot L_5 = 65983 \cdot 0.03 = 1979 \text{ Нм}; \quad (2.59)$$

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{M_\Gamma}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{1979}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 56.5 \text{ мм.} \quad (2.60)$$

З конструктивних міркувань діаметри перетинів Б-Б і В-В приймаються однаковими $d_B = d_V = d_2 = 100 \text{ мм}$.

Діаметр перетинів А-А й Г-Г приймаються з урахуванням необхідності наступної установки підшипників кочення:

$$d_A = 90 \text{ мм};$$

$$d_\Gamma = 60 \text{ мм.}$$

2.1.8.3 Вибір і розрахунок підшипників для барабана

Передня вальниця.

Передня вальниця канатного барабана виконує функцію з'єднання зубчастого колеса з вихідним валом редуктора і під час експлуатації не здійснює обертального руху. У зв'язку з цим його підбір виконується за критерієм статичної вантажопідйомності.

Визначимо необхідне значення статичної вантажопідйомності вальниці, Н:

$$C_0 = 1.2 \cdot R_1; \quad (2.61)$$

$$C_0 = 1.2 \cdot 68870 = 82644 \text{ Н.}$$

За ГОСТ 5721-75 прийнято радіальну дворядну сферичну роликову вальницю з наступними параметрами:

- умовна позначка	3618
- внутрішній діаметр d , мм	90
- зовнішній діаметр D , мм	190
- ширина B , мм	64
- динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	400
- статична вантажопідйомність $[C_0]$, кН	300
- маса, кг	9,3

Задня вальниця.

Розрахункові навантаження.

Еквівалентне навантаження на задню вальницю:

$$F_3 = K'_G \cdot R_2 = 0.5 \cdot 65983 = 32992 \text{ Н,} \quad (2.62)$$

де K'_G - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М5 $K'_G = 0,5$ [15].

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P = VF_3 K_6 = 1 \cdot 32992 \cdot 1.2 = 39590 \text{ Н,} \quad (2.63)$$

де V - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця вальниці $V=1,0$;

K_6 - коефіцієнт безпеки; для вальниць барабану $K_6=1,2$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

Розрахунковий термін служби вальниць $L_h = 3200$ год [15].

Частота обертання барабана $n_{\text{бар}} = 11.6 \text{ хв}^{-1}$

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.855}{1.32} 39590 = 55635 \text{ Н}, \quad (2.64)$$

де f_h - коефіцієнт довговічності; при $L_h = 3200$ год, $f_h = 1,855$;

f_n - коефіцієнт, обумовлений по частоті обертання; при $n_6 = 11.6 \text{ хв}^{-1}$, $f_n = 1.32$ [15].

За ГОСТ 28428-90 прийнята радіальна дворядна сферична кулькова вальниця з наступними параметрами:

- умовне позначення	1612
- внутрішній діаметр d , мм	60
- зовнішній діаметр D , мм	130
- ширина B , мм	46
- динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	87,1
- статична вантажопідйомність $[C_0]$, кН	33
- маса, кг	2,6

2.1.8.4 Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця

Схема болтів представлена на рис. 2.8. Радіус розміщення болтів отриманий у результаті попереднього ескізного компоновання вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів становить $R_B = 350 \text{ мм}$.

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot M_T}{\pi \cdot z \cdot R_B \cdot [\tau] \cdot K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 51100}{\pi \cdot 8 \cdot 0.35 \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 0.75}} = 0.019 \text{ м}, \quad (2.65)$$

де $z = 8$ - кількість болтів;

$K = 0,75$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між болтами;

$[\tau] = 85$ МПа - допустиме напруження зрізу для болтів зі сталі 45 при роботі за пульсуючим циклом навантаження [2];

Приймаємо $d = 21$ мм - болт 1а М20 ГОСТ 7817-80.

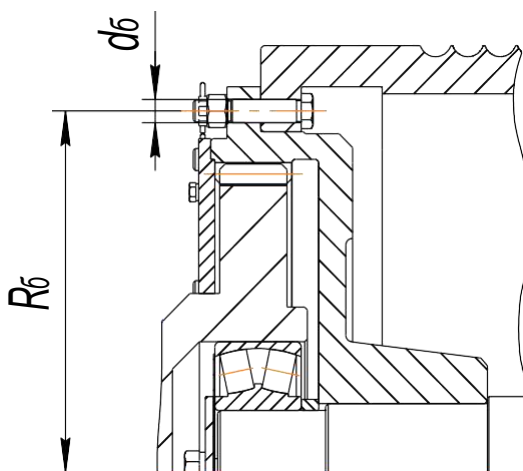


Рисунок 2.8 – Схема до розрахунку болтів кріплення зубчастого вінця

2.1.9 Розрахунок й вибір гальма

Вибираємо гальмо по необхідному гальмівному моменту:

$$T_T = \frac{9810 \cdot (Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot D_{бар} \cdot \eta_z \cdot K_T}{2 \cdot i_{II} \cdot i_p} = , \quad (2.66)$$

$$= \frac{9810 \cdot 55 + 1.0 \cdot 0.924 \cdot 0.87 \cdot 1.5}{2 \cdot 5 \cdot 48.57} = 1364 \text{ Нм}$$

де K_T – коефіцієнт запасу гальмування, $K_T=1,5$ [14];

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-400М з такими технічними характеристиками (табл. 2.6)

Таблиця 2.6 – Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	400
Ширина колодки, мм	180
Гальмовий момент, Нм	1500
Тип гідроштовхача	ТЭ-75
Маса, кг	179

2.1.10 Вибір муфти

У механізмі підйому застосовуємо зубчасту муфту. Муфта встановлюється на тихохідному валу редуктора й з'єднує його з валом барабана. Муфту вибираємо згідно [9] по максимальному моменту:

$$T_M' = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

$$T_H = \frac{9810 \cdot (Q_{\text{гп}} + G_n) \cdot D_6}{2 \cdot i_n \cdot i_p \cdot \eta_3} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.924}{2 \cdot 5 \cdot 48.57 \cdot 0.87} = 1201 \text{ Нм}, \quad (2.67)$$

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму підйому $K_1 = 1.8$;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму;

Для середнього режиму $K_2 = 1.2$ [ГОСТ 5006-83].

$$T_M' = 1201 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 2594 \text{ Нм.} \quad (2.68)$$

Вибираємо зубчасту муфту з номінальним крутним моментом $T_M = 4000 \text{ Нм}$. Параметри муфти затягаємо в таблицю 2.7.

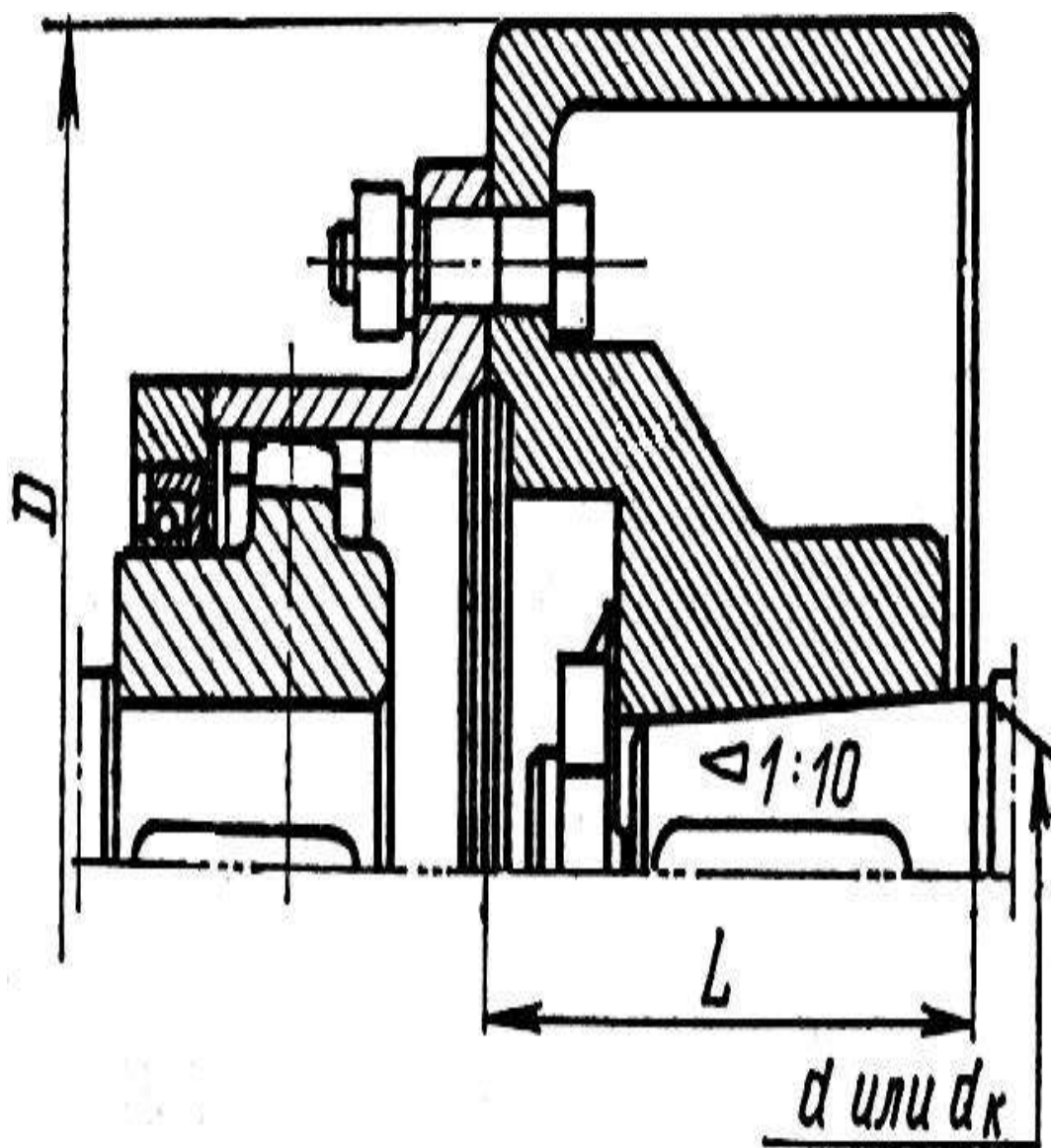


Рисунок 2.9 – Зубчаста муфта

Таблиця 2.7 – Параметри муфти

D, мм	L	d	Максимальний момент, Нм	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
400	185	90	4000	1,75	68

2.1.11 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевіряємо двигун за часом пуску при підйомі вантажу, с:

$$t_n = \frac{I_{зв} \cdot \omega_n}{T_n^{сп} - T_{ст}} \leq [t] = 1...2 \text{ с}, \quad (2.69)$$

де $I_{зв}$ – зведений до валу двигуна момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна й муфти, кг м²;

$$I_{зв} = \delta \cdot (I_p + I_m) + m \cdot \frac{D_6^2}{4 \cdot i_{п}^2 \cdot i_p^2 \cdot \eta_3}, \quad (2.70)$$

де δ – коефіцієнт, який враховує момент інерції обертових мас деталей, які обертаються, крім вала двигуна й муфти, $\delta=1,2$ [17];

I_p – момент інерції ротора двигуна, кгм²;

I_m – момент інерції зубчастої муфти, кгм²;

m – маса вантажу, що піднімається, кг;

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси вантажу, Нм:

$$T_{ст} = \frac{9810 \cdot (Q_{ГЛ} + G_n) \cdot D_6}{2 \cdot i_{п} \cdot i_p \cdot \eta_3} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.924}{2 \cdot 5 \cdot 48.57 \cdot 0.87} = 1201 \text{ Нм}; \quad (2.71)$$

$$m = 10^3 \cdot (Q_{ГЛ} + G_n) = 10^3 \cdot (55 + 1.0) = 56000 \text{ кг}; \quad (2.72)$$

$$I_{зв} = 1.2 \cdot (4.6 + 1.75) + 56000 \cdot \frac{0.924^2}{4 \cdot 5^2 \cdot 48.57^2 \cdot 0.87} = 7.9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

T_{cp} –момент електродвигуна середньопусковий, Нм;

$$T_{п}^{cp} = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega_d} = 1.6 \cdot \frac{10^3 \cdot 72}{59.1} = 1949 \text{ Нм}, \quad (2.73)$$

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

ψ – середня кратність пускового моменту для електродвигунів з фазним ротором; $\psi = 1,5 \dots 1,6$ [17]; приймаємо $\psi = 1,6$.

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 565}{30} = 59.1 \text{ } c^{-1}; \quad (2.74)$$

$$t_n = \frac{7.9 \cdot 59.1}{1949 - 1201} = 0.7 \text{ } c \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ } c.$$

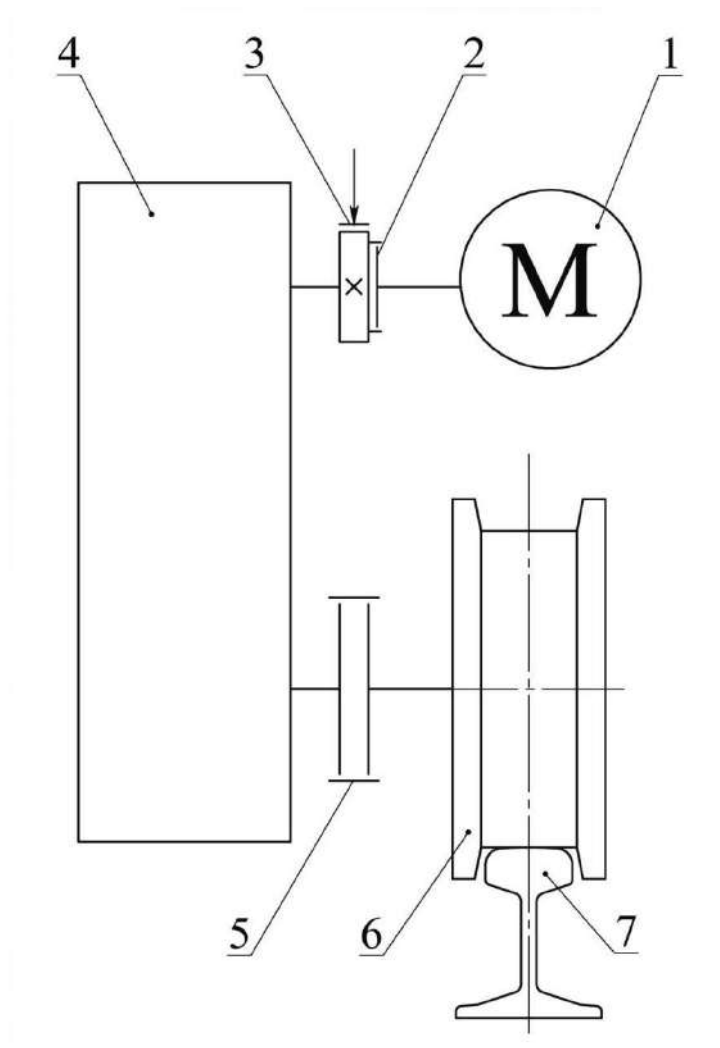
Таким чином, умови нормального пуску механізму виконуються.

2.2 Механізм пересування візка

Вихідні дані:

Швидкість пересування візка V_T , м/с	0,76
Маса візка G_T , т	19,5
Група класифікації за ІСО 4301/1	М5

2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 – електродвигун; 2 – муфта пружна втулковоо-пальцева в складі гальмівного шківа; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – муфта зубчаста; 6 – колесо ходове; 7 – рейка підвізкова.

Рисунок 2.10 - Кінематична схема механізму пересування візка

2.2.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка

Схема до розрахунку тиску на колеса вантажного візка представлена на рис. 2.11.

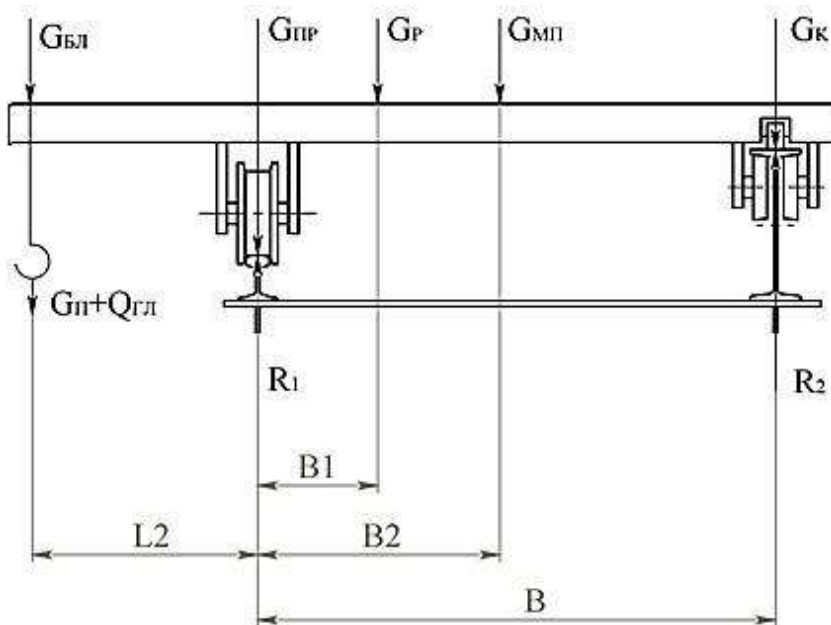


Рисунок 2.11 - Схема до розрахунку тиску на колеса візка

На схемі:

$G_{\text{пл}} = 1 \text{ т}$ - маса гакової підвіски головного підйому;

$Q_{\text{гл}} = 55 \text{ т}$ - маса основного вантажу;

$G_{\text{бл}} = 0.4 \text{ т}$ - маса зрівняльних блоків;

$G_{\text{пр}} = 1.2 \text{ т}$ - маса привода й опорних коліс візка;

$G_{\text{р}} = 7 \text{ т}$ - маса рами візка;

$G_{\text{мп}} = 6 \text{ т}$ - маса механізму головного підйому;

$G_{\text{к}} = 1.5 \text{ т}$ - маса катків;

$B = 1600 \text{ мм}$; $B_1 = 300 \text{ мм}$; $B_2 = 600 \text{ мм}$; $L_2 = 650 \text{ мм}$;

Складаючи рівняння моментів відносно опор 1 і 2, знаходимо відповідні реакції.

З номінальним вантажем:

$$\begin{aligned}
 R_1^{\max} &= \frac{(G_{II} + Q_{I,II} + G_{БЛ})(B + L_2) + G_{III} \cdot B + G_P(B - B_1) + G_{MII}(B - B_2)}{B} = \\
 &= \frac{(1 + 55 + 0.4)(1.9 + 0.65) + 1.2 \cdot 1.9 + 7(1.9 - 0.3) + 6(1.9 - 0.6)}{1.6} = , \quad (2.75) \\
 &= 103 \text{ } m = 1010 \text{ } \kappa H
 \end{aligned}$$

реакція спрямована вгору;

$$\begin{aligned}
 R_2^{\max} &= \frac{(G_{II} + Q_{I,II} + G_{БЛ})L_2 + G_P \cdot B_1 + G_{MII} \cdot B_2 + G_K \cdot B}{B} = \\
 &= \frac{(1 + 50 + 0.4) \cdot 0.65 + 7 \cdot 0.3 + 6 \cdot 0.6 + 1.5 \cdot 1.9}{1.6} = , \quad (2.76) \\
 &= -8.8 \text{ } m = -86 \text{ } \kappa H
 \end{aligned}$$

реакція спрямована вниз.

Без вантажу:

$$\begin{aligned}
 R_1^{\min} &= \frac{(G_{II} + G_{БЛ})(B + L_2) + G_{III} \cdot B + G_P(B - B_1) + G_{MII}(B - B_2)}{B} = \\
 &= \frac{1.6(1.9 + 1.8) + (1 + 0.4)(1.9 + 0.65) + 1.2 \cdot 1.9 + 7(1.9 - 0.3) + 6(1.9 - 0.6)}{1.6} = , \quad (2.77) \\
 &= 13.7 \text{ } m = 134 \text{ } \kappa H
 \end{aligned}$$

реакція спрямована вгору;

$$\begin{aligned}
 R_2^{\min} &= \frac{(G_{II} + G_{БЛ})L_2 + G_P \cdot B_1 + G_{MII} \cdot B_2 + G_K \cdot B}{B} = , \quad (2.78) \\
 &= \frac{-1.6 \cdot 1.8 - (1 + 0.4) \cdot 0.65 + 7 \cdot 0.3 + 6 \cdot 0.6 + 1.5 \cdot 1.9}{1.6} = 1.73 \text{ } m = 17 \text{ } \kappa H
 \end{aligned}$$

реакція спрямована вгору.

Враховуючи нерівномірність розподілу навантаження між колесами, що перебувають на одній рейці, прийmemo величину навантаження на колесо рівної $0,6R$.

Таким чином, навантаження на опорне колесо візка становить:

$$R_{оп}^{max} = 0.6R_1^{max} = 0.6 \cdot 1010 = 606 \text{ кН}; \quad (2.79)$$

$$R_{оп}^{min} = 0.6R_1^{min} = 0.6 \cdot 134 = 80 \text{ кН}. \quad (2.80)$$

Навантаження на коток візка становить:

$$R_K^{max} = 0.15R_2^{max} = 0.15 \cdot 86 = 13 \text{ кН}; \quad (2.81)$$

Максимальне навантаження на підтримувальний ролик:

$$R_P^{max} = 0.6R_2^{min} = 0.6 \cdot 17 = 10 \text{ кН}. \quad (2.82)$$

2.2.3. Вибір опорних коліс, котків і підтримувальних роликів візка

Опорні колеса

Згідно з [17], обираємо опорне колесо з діаметром доріжки кочення 630 мм. Підвізкова рейка – Р43.

Перевіряємо колесо по допустимих контактних напруженнях:

$$\sigma_{кон} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{кон}],$$

де $\alpha_2 = 400$ для сталевих коліс [17],

$k_T = 1.2$ – коефіцієнт поштовхів;

$R = 30$ см – радіус закруглення головки рейки;

$P = 0,5 R_{оп}^{max}$ - еквівалентне навантаження на колесо;

$= 63$ см - діаметр колеса;

$[\sigma_{кон}]$ - допустимі контактні напруження; для точкового контакту

колес зі сталі 40Х с твердістю поверхні кочення 350НВ $[\sigma_{кон}] = 1600$ МПа [17].

$$\sigma_{кон} = 400_3 \sqrt{\frac{1.2 \cdot 0.5 \cdot 606000}{10(63/2 + 30)^2}} = 851 \text{ МПа} < [\sigma_{кон}]. \quad (2.84)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.12).

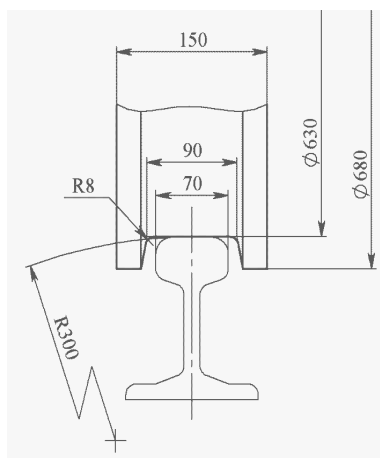


Рисунок 2.12 - Профіль опорного колеса візка

Вибираємо коток з діаметром доріжки кочення 180 мм. Монорейка – двотавр 45М ГОСТ 19425-74.

Перевіряємо коток по допустимих напруженнях зминання:

$$\sigma_{см} = \left(16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}} \right) / 9.81 \leq [\sigma_{см}], \quad (2.85)$$

де $m = 0.6$ - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса (R90, рис. 2.16) до найбільшого (R300);

$r = 30$ см - найбільший із двох радіусів дотичних поверхонь;

$P = P^{\max} = 1300$ кг - розрахункове навантаження на коток;

$[\sigma_{CM}]$ - допустимі напруження місцевого зминання; для точкового контакту котків зі сталі 45 із твердістю поверхні кочення 350HB

$[\sigma_{KOH}] = 1800$ МПа [17].

$$\sigma_{CM} = \left(16500 \cdot 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1300}{30^2}} \right) / 9.81 = 1140 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}]. \quad (2.86)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення котка (рис. 2.13).

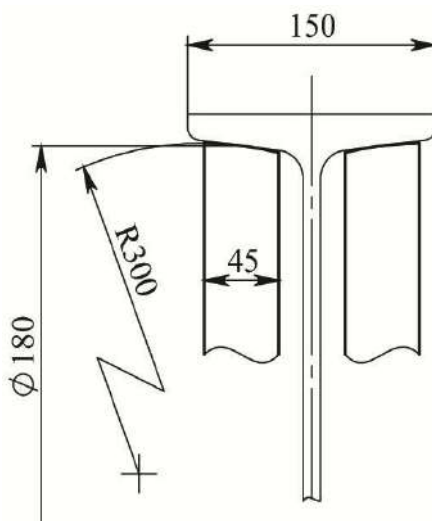


Рисунок 2.13 - Профіль котка візка

Підтримуючи ролики.

Вибираємо ролик з діаметром доріжки кочення 100 мм.

Перевіряємо ролик по допустимих напруженнях зминання:

$$\sigma_{CM} = \left(16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}} \right) / 9.81 \leq [\sigma_{CM}], \quad (2.87)$$

де $m = 0.68$ - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса (R50, рис. 2.17) до найбільшого (R200);

$r = 20 \text{ см}$ - найбільший із двох радіусів дотичних поверхонь;

$P = R^{\max} = 1020 \text{ кг}$ - розрахункове навантаження на ролик, кг;

$[\sigma_{CM}]$ - допустимі напруження місцевого зминання; для точкового контакту роликів зі сталі 45 із твердістю поверхні кочення 350HB

$[\sigma_{KOH}] = 1800 \text{ МПа}$ [17].

$$\sigma_{CM} = \left(16500 \cdot 0.68 \cdot \sqrt[3]{\frac{1020}{20^2}} \right) / 9.81 = 1563 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}]. \quad (2.88)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення ролика (рис. 2.14).

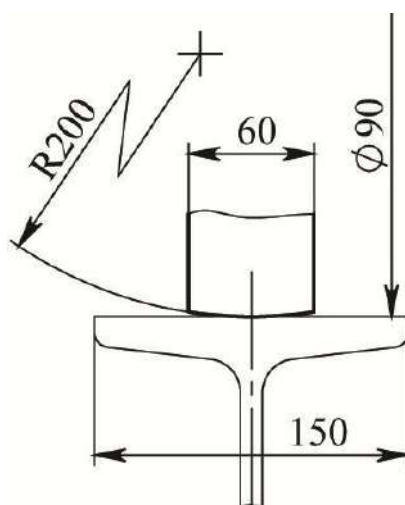


Рисунок 2.14 - Профіль підтримуючого ролика

2.2.4. Визначення опору пересуванню візка

$$W = W_{TP} + W_{VK} + W_I, \quad (2.89)$$

де W_{TP} - сила тертя кочення коліс по рейках, і в підшипниках опор;

W_{VK} - опір від ухилу шляху;

W_I - сила інерції при розгоні.

Опір тертя візка складається з опорів тертя опорних коліс і катків, а також їх підшипників. У загальному випадку опір тертя розраховується:

$$W_{TP} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_p \cdot 9.81, \quad (2.90)$$

де P - розрахункове навантаження на колесо, кг;

μ - плече тертя кочення колеса;

f - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала колеса; для кулькових підшипників $f = 0.015$;

d - діаметр підшипників коліс, см; для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала;

K_p - коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс;

Опір тертя опорних коліс:

$$W_{TP}^{OP} = R_1^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_{OP}} \cdot K_p^{OP} = 1010000 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{63} \cdot 2.5 = 15355 \text{ Н}. \quad (2.91)$$

Опір тертя котків:

$$W_{TP}^K = R_2^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_K} \cdot K_p^K = 86000 \frac{2 \cdot 0.03 + 0.015 \cdot 4.5}{18} \cdot 1.2 = 731 \text{ Н}. \quad (2.92)$$

$$W_{TP} = W_{TP}^{OP} + W_{TP}^K = 15355 + 731 = 16086 \text{ Н}. \quad (2.93)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{yK} = \alpha(Q_{ГЛ} + G_T) \cdot 9810 = 0.002(55 + 19.5) \cdot 9810 = 1462 \text{ Н}, \quad (2.94)$$

де $\alpha = 0.002$ - ухил підвізкового шляху [16]

Сила інерції при розгоні візка:

$$W_i = 10^3 (Q_{гп} + G_T) \cdot [a] = 10^3 (55 + 19.5) \cdot 0.1 = 7450 \text{ Н}, \quad (2.95)$$

де $[a]$ - допустиме прискорення при розгоні візка; $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$.

Загальний опір пересуванню візка:

$$W = 16086 + 1462 + 7450 = 24998 \text{ Н}.$$

Статичний опір пересуванню візка:

$$W_{CT} = 16086 + 1462 = 17548 \text{ Н}.$$

2.2.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання

Потужність на валу двигуна:

$$P = \frac{W \cdot V_T}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{24998 \cdot 0.76}{10^3 \cdot 0.85 \cdot 1.6} = 13.9 \text{ кВт}, \quad (2.96)$$

де V_T - швидкість пересування візка, м/с;

η_3 - ККД привода;

ψ - середня кратність пускового моменту; для двигунів типу МТ

$$\psi = 1,5 \dots 1,6.$$

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25}, \quad (2.97)$$

де P_{CT} - необхідна потужність на валу двигуна при усталеному русі;

γ - коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу;

для механізму пересування візка $\gamma = 1.12$;

K - коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, $K_{25} = 0.5$.

$$P_{CT} = \frac{W_{CT} \cdot V_T}{10^3 \eta_3} = \frac{17548 \cdot 0.76}{10^3 \cdot 0.85} = 15.7 \text{ кВт}. \quad (2.98)$$

$$P_{EKB} = 15.7 \cdot 1.12 \cdot 0.5 = 8.8 \text{ кВт}.$$

Вибираємо з каталогу двигун по потужності при ПВ=25% і за умови

$$P_{EKB} \leq P_{\partial} \leq P.$$

Згідно [17], обираємо двигун МТН 311-6. Технічні характеристики наведені в табл. 2.8:

Таблиця 2.8 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність P_{∂} при ПВ 15%, кВт	13
Частота обертання n_{∂} , хв ⁻¹	935
Момент інерції ротора I_p , кг м ²	0.255
Кратність максимального моменту $T_{\max}/T_{\text{ном}}$	3
Маса, кг	170

2.2.6. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора:

$$i'_p = \frac{n_d \cdot \pi D}{60 V_T} = \frac{935 \cdot \pi \cdot 0.63}{60 \cdot 0.76} = 40.56. \quad (2.99)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_T = \frac{30 \cdot P_{CT} \cdot i'_p}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 15700 \cdot 40.56}{\pi \cdot 935} = 6341 \text{ Нм}. \quad (2.100)$$

По допустимому крутному моменту при ПВ=25% з каталогу вибираємо редуктор ВКУ-610М-40 з такими технічними характеристиками (табл. 2.9):

Таблиця 2.9 - Характеристика редуктора.

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	610
Передаточне відношення i_p	41
Припустимий крутний момент на вихідному валу, Нм	12000
Маса, кг	360

Відхилення фактичного передаточного відношення від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|i'_p - i_p|}{i'_p} \cdot 100\% = \frac{|40.6 - 41|}{40.6} \cdot 100\% = 1\% \leq [10\%]. \quad (2.101)$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$V_\phi = V_T - (V_T \cdot \Delta i_p) = 0.76 - (0.76 \cdot 0.01) = 0.75 \text{ м/с}. \quad (2.102)$$

2.2.7. Вибір гальма

Гальмо вибирається виходячи з моменту, який забезпечує необхідне уповільнення при гальмуванні візка:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв}}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{\text{СТ}}^{\Gamma} = \frac{4.24 \cdot 97.9}{7.5} - 3.7 = 51.9 \text{ Нм}, \quad (2.103)$$

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

t_{Γ} - час гальмування візка, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{V_{\Phi}}{[a]} = \frac{0.75}{0.1} = 7.5 \text{ с}, \quad (2.104)$$

де $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$ - допустиме уповільнення при гальмуванні;

$I_{\text{зв}}^{\Gamma}$ - зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$T_{\text{СТ}}^{\Gamma}$ - момент сил опору пересуванню візка при усталеному русі, Н.

$$I_{\text{зв}}^{\Gamma} = \delta (I_P + I_M) + m \frac{R^2}{i_p^2} \cdot \eta_3 = \quad , \quad (2.105)$$

$$= 1.2(0.255 + 0.125) + 75500 \frac{0.315^2}{41^2} \cdot 0.85 = 4.24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $\delta (I_P + I_M)$ - момент інерції обертових мас, $\delta = 1, 1.1 \dots 1.2$;

I - момент інерції ротора двигуна, кгм^2 ;

I - момент інерції пружної муфти, кгм^2 ;

m - маса крана або візка з вантажем, кг;

R - радіус колеса, м;

i_p - передаточне відношення редуктора, η_3 - загальний ККД.

$$T_{CT} = \frac{W_{TP} R}{i_p^2 \eta_3} = \frac{16086 \cdot 0.315}{41^2 \cdot 0.85} = 3.7 \text{ Нм}; \quad (2.106)$$

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_0}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97.9 \text{ с}^{-1}; \quad (2.107)$$

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-160 з такими технічними характеристиками (табл. 2.10):

Таблиця 2.10 - Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	160
Ширина колодки, мм	70
Гальмовий момент, Нм	100
Тип гідроштовхача	ТЭ-16
Маса, кг	21,5

2.2.8. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого візка

Час гальмування порожнього візка визначаємо по наступній формулі:

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^1} \geq t_{\Gamma \min}, \quad (2.108)$$

де T_{CT}^1 - момент опору пересуванню ненавантаженого візка, Нм;

I_{3B}^{1T} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м²;

$t_{\Gamma \min}$ - мінімальний час гальмування за умови відсутності ковзання по рейці ($K_{сц} > 1,2$), с;

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + G_T \frac{R^2}{i_P^2} \eta_3 = 1.2(0.255 + 0.125) + 19500 \frac{0.315^2}{41^2} \cdot 0.85 = 1.43 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.109)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{W_{TP}^1 D}{2 i_P^2 \eta_3} = \frac{2100 \cdot 0.63}{2 \cdot 41^2 \cdot 0.85} = 0.5 \text{ Нм}, \quad (2.110)$$

де W_{TP}^1 - опір пересуванню ненавантаженого візка, Н;

$$W_{TP}^1 = 2 \cdot R_{OP}^{\min} \frac{2\mu + fd}{D_{OP}} \cdot K_P^{OP} + 2 \cdot R_P^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_K} \cdot K_P^K = 134000 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{63} \cdot 2.5 + 17000 \frac{2 \cdot 0.03 + 0.015 \cdot 3.5}{9} = 2100 \text{ Н} \quad (2.111)$$

$$t_{T\min} = \frac{1.2 \cdot G_T \cdot V_\phi}{R_{OP}^{\min} \phi} = \frac{1.2 \cdot 19500 \cdot 0.75}{80000 \cdot 0.2} = 1.1 \text{ с}, \quad (2.112)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення коліс із рейкою (при роботі в закритому приміщенні $\phi = 0.2$).

$$t_T^1 = \frac{1.43 \cdot 97.9}{51.9 + 0.5} = 2.7 \text{ с} > t_{T\min}.$$

Умова виконується.

2.2.9. Вибір муфт

Для з'єднання валу двигуна з валом редуктора застосовуємо пружну напівмуфту, сполучену з гальмівним шківом.

Муфту вибираємо згідно [9] по максимальному моменту й діаметру шківа:

$$T_{M1} = T_{H1} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}, \quad (2.113)$$

де T_H – номінальний момент, який передає муфта;

$$T_{H1} = \frac{30 \cdot P_{CT}}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 15.3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 935} = 156 \text{ Нм}, \quad (2.114)$$

K_1 – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму пересування $K_1 = 1.2$;

K_2 – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму; для середнього режиму $K_2 = 1.2$ [11].

$$T_{M1} = 156 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 225 \text{ Нм}. \quad (2.115)$$

Таблиця 2.11 – Характеристика муфти двигуна

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_m , Нм	350
Момент інерції муфти I_m , кг·м ²	0,125
Діаметр гальмового шківа D , мм	160
Маса, кг	16

Для з'єднання вихідного валу редуктора з валом колеса застосовуємо зубчасту муфту.

$$T_{H2} = T_{H1} \cdot i_p = 156 \cdot 41 = 6396 \text{ Нм}, \quad (2.116)$$

$$T_{M2} = 6396 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 9210 \text{ Нм}.$$

Таблиця 2.12 – Характеристика зубчастої муфти редуктора

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_m , Нм	1000
Момент інерції муфти I_m , кг·м ²	0,5
Маса, кг	32

2.2.10. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою

Для ненавантаженого візка час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{\Sigma}^1 \cdot \omega}{T_H^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{1.43 \cdot 97.9}{214 - 0.5} = 0.65 \text{ с}, \quad (2.117)$$

де T_H^{CP} - середньопусковий момент двигуна,

$$T_H^{CP} = \psi T_H = 1.6 \cdot 133 = 214 \text{ Нм}, \quad (2.118)$$

T_H - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{30 \cdot P_{\delta}}{\pi \cdot n_{\delta}} = \frac{30 \cdot 13000}{\pi \cdot 935} = 133 \text{ Нм}, \quad (2.119)$$

де P_{δ} - потужність двигуна, кВт;

n - частота обертання вала двигуна, хв⁻¹;

ψ - середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого візка, Н:

$$W_i = G_T \frac{V_{\phi}}{t_p^1} = 19500 \frac{0.75}{0.65} = 22500 \text{ Н}. \quad (2.120)$$

Опір у цапфах приводних коліс ненавантаженого візка, Н

$$W_{TP} = R_{оп}^{\min} \frac{f \cdot d}{D_{оп}} = 80000 \frac{0.015 \cdot 13}{63} = 248 \text{ Н}, \quad (2.121)$$

де $f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в цапфах приводних коліс;

d - діаметр відповідної цапфи, см;

D - діаметр ходового колеса, см.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{цц} = \frac{R_{MIN} \cdot \varphi}{W_{TP}^1 + W_i - W_{TP}^{ПП}} = \frac{80000 \cdot 0.2}{2100 + 22500 - 248} = 0.65 < [1.2], \quad (2.122)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в закритому приміщенні $\varphi = 0.2$.

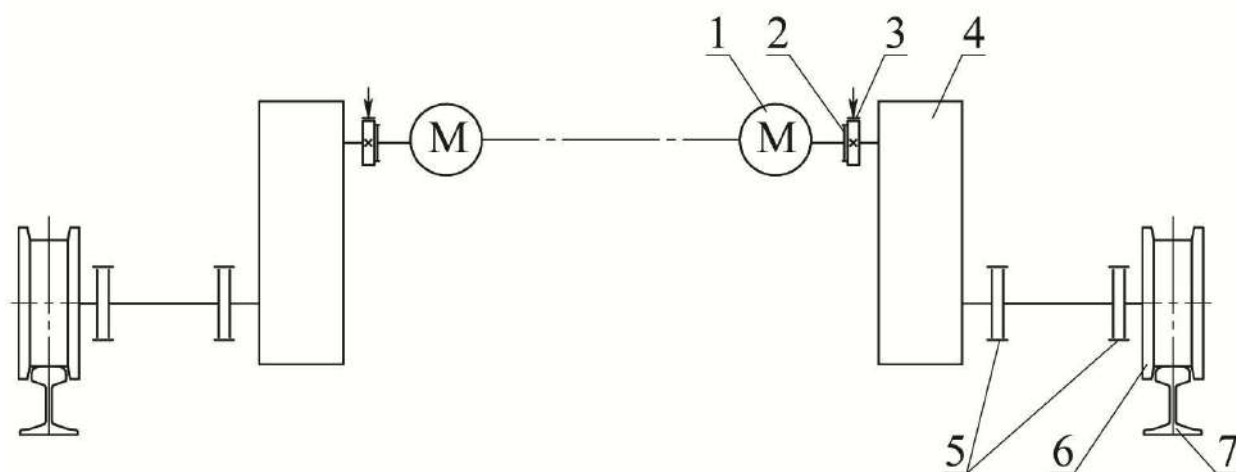
Умова забезпечення нормального пуску візка не виконується, що створює ризик пробуксовування приводного колеса. У зв'язку з цим у електричній схемі керування приводом необхідно передбачити пристрої для плавного пуску та поступового розгону механізму.

2.3. Механізм пересування крана

Вихідні дані:

Вантажопідйомність мосту Q_{MAX} , т	55
Швидкість пересування крана $V_{кр}$, м/с	1,12
Маса крана $G_{кр}$, т	55,4
Проліт крана L , м	22,5
Група класифікації за ISO 4301/1	M5

2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 – електродвигун; 2 – муфта зубчаста в складі гальмового шків; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – муфта зубчаста; 6 – колесо ходове; 7 – рейка підкранова

Рисунок 2.15 – Кінематична схема механізму пересування крана:

2.3.2 Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана

Розрахункова схема для визначення навантажень на ходові колеса крана наведена на рис. 2.16. Обчислення тиску виконується для пари коліс, розташованих на одній рейковій нитці, у двох характерних положеннях: коли вантажний візок із вантажем знаходиться над опорною балкою (випадок максимального тиску) та коли порожній візок розташований над протилежною опорою (випадок мінімального тиску). На схемі позначено: $G_B \square 19.5 \text{ m}$ - маса вантажного візка;

$Q_{MAX} = 55 \text{ m}$ - маса вантажу;

$G_M = 35.9 \text{ т}$ - маса моста з рейками;

$L = 22.5 \text{ м}$ - проліт крана;

$L_{MIN} = 2.1 \text{ м}$ - мінімальна відстань від опори крана до центра ваги візка з максимальним вантажем;

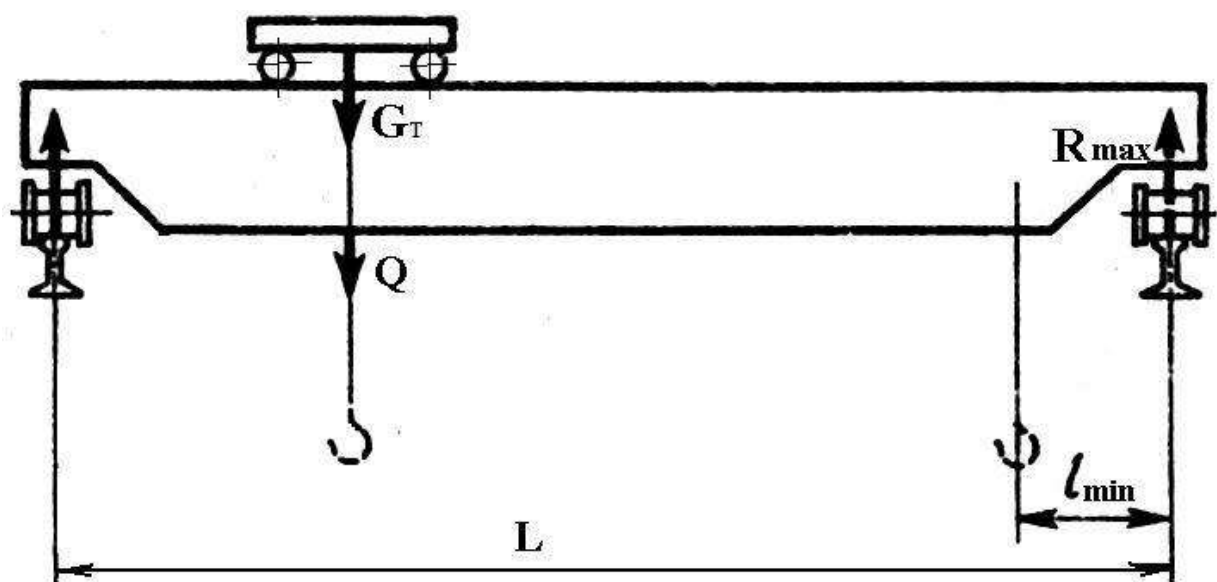


Рисунок 2.16 – Схема до розрахунку тиску на колесо крана

Складаючи рівняння моментів, визначимо силу тиску колесо крана.

Максимальний тиск:

$$R_{MAX} = \left[\frac{G_M}{4} + (Q + G_B) \frac{L - l_{min}}{2L} \right] \cdot 9810 =$$

$$= \left[\frac{35.9}{4} + (55 + 19.5) \frac{22.5 - 2.1}{2 \cdot 22.5} \right] \cdot 9810 = 419361 \text{ Н} \quad (2.123)$$

Мінімальний тиск:

$$R_{MIN} = \left[\frac{G_M}{4} + 2G_B \frac{l_{min}}{2L} \right] \cdot 9810 = \left[\frac{35.9}{4} + 19.5 \frac{1.8}{2 \cdot 22.5} \right] \cdot 9810 = 95697 \text{ Н} \quad (2.124)$$

2.3.3 Вибір коліс крана

Згідно з [17], вибираємо опорне колесо з діаметром доріжки кочення 710 мм. Підкранова рейка типу КР80 є спеціалізованим рейковим профілем, що застосовується для прокладання кранових шляхів мостових та козлових кранів. Вона призначена для сприйняття значних статичних і динамічних навантажень від ходових коліс крана та забезпечує їх рівномірну передачу на опорні конструкції. Профіль КР80 має підвищену жорсткість і зносостійкість, що дозволяє експлуатувати його в умовах інтенсивної роботи підйомно-транспортного обладнання.

Перевіряємо колесо на допускні контактні напруження:

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{\text{кон}}], \quad (2.125)$$

де $\alpha_2 = 400$ для сталевих коліс [17],

$k_T = 1.2$ – коефіцієнт поштовхів;

$R = 40 \text{ см}$ – радіус закруглення головки рейки;

$P = 0.5 R_{\text{MAX}}$ – еквівалентне навантаження на колесо;

$D = 71 \text{ см}$ – діаметр колеса;

$[\sigma_{\text{кон}}]$ – допустимі контактні напруження; для точкового контакту коліс зі сталі 40Х с твердістю поверхні кочення 350НВ $[\sigma_{\text{кон}}] = 1600 \text{ МПа}$ [17].

$$\sigma_{\text{кон}} = 400 \sqrt[3]{\frac{1.2 \cdot 0.5 \cdot 419361}{10(71/2 + 40)^2}} = 656 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{кон}}].$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.17).

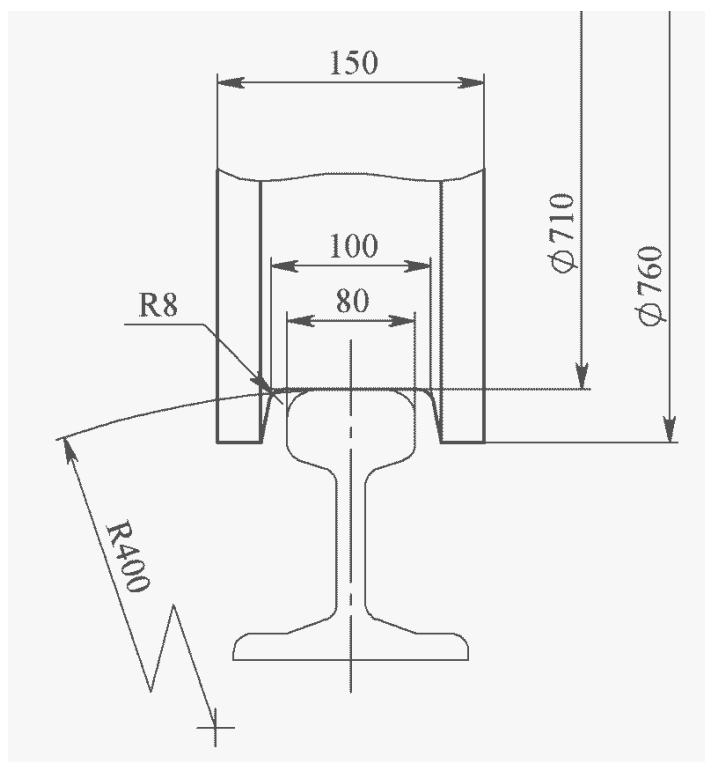


Рисунок 2.17 – Профіль колеса крана

2.3.4 Визначення опору пересуванню крана

$$W = W_{TP} + W_{yK} + W_I, \quad (2.126)$$

де W_{TP} – сила тертя кочення коліс по рейках, і в підшипниках опор;

W_{yK} – опір від ухилу шляху;

W_I – сила інерції при розгоні.

У загальному випадку опір тертя розраховується по формулі:

$$W_{TP} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_P \cdot 9.81, \quad (2.127)$$

де $P = Q_{MAX} + G_{KP} = 55000 + 55400 = 110400$

кг – маса крана з вантажем;

μ – плече тертя кочення колеса;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала колеса; для кулькових підшипників $f = 0.015$;

d – діаметр підшипників коліс, див; для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру валу;

K_p – коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс.

Опір тертя коліс крана:

$$W_{TP} = 110400 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{71} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 8123 \text{ Н} . \quad (2.125)$$

У перерахуванні на один привод приймемо:

$$W_{TP1} = 0.6 W_{TP} = 0.6 \cdot 8123 = 4874 \text{ Н} . \quad (2.129)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{yK} = \alpha (Q_{MAX} + G_{KP}) \cdot 9810 = 0.003 (55 + 55.4) \cdot 9810 = 3249 \text{ Н} , \quad (2.130)$$

де $\alpha = 0,003$ - ухил підкранової колії [16]

У перерахуванні на один привод приймемо:

$$W_{yK1} = 0.6 W_{yK} = 0.6 \cdot 3249 = 1949 \text{ Н} . \quad (2.131)$$

Сила інерції при розгоні крана:

$$W_i = 10^3 (Q + G_K) \cdot [a] = 10^3 (55 + 55.4) \cdot 0.1 = 11040 \text{ Н} , \quad (2.132)$$

де $[a]$ – допустиме прискорення при розгоні крана; для мостових кранів і візків загального призначення $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$.

У перерахуванні на один привод прийmemo:

$$W_{il} = 0.6W_i = 0.6 \cdot 11040 = 6624 \text{ Н} . \quad (2.133)$$

Загальний опір пересуванню крана в перерахуванні на один привод:

$$W_1 = 4874 + 1949 + 6624 = 13447 \text{ Н} . \quad (2.134)$$

Статичний опір пересуванню крана:

$$W_{1CT} = 4874 + 1949 = 6823 \text{ Н} . \quad (2.135)$$

2.3.5 Визначення необхідної потужності двигуна, перевірка на нагрівання

Потужність на валу двигуна:

$$P' = \frac{W_1 \cdot V_{KP}}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{13447 \cdot 1.12}{10^3 \cdot 0.85 \cdot 1.6} = 11.1 \text{ кВт} , \quad (2.136)$$

де V_{KP} – швидкість пересування крана, м/с;

η_3 – ККД привода;

ψ – середня кратність пускового моменту; для двигунів типу МТ

$\psi = 1.5 \dots 1.6$.

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} , \quad (2.137)$$

де P_{CT} – необхідна потужність на валу двигуна при усталеному русі;

γ – коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу; для механізму пересування крана $\gamma = 1.12$;

K – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, $K_{25} = 0.5$.

$$P_{CT} = \frac{W_{ICT} \cdot V_{KP}}{10^3 \eta_3} = \frac{6823 \cdot 1.12}{10^3 \cdot 0.85} = 9 \text{ кВт}. \quad (2.138)$$

$$P_{EKB} = 9 \cdot 1.12 \cdot 0.5 = 5 \text{ кВт}.$$

Вибираємо з каталогу двигун по потужності при ПВ=25%. Згідно [17], вибираємо двигун МТФ 311-6 з такими технічними характеристиками (табл. 2.13):

Таблиця 2.13 – Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність P_d при ПВ 25%, кВт	13
Частота обертання n_d , хв ⁻¹	935
Момент інерції ротора I_p , кг м ²	0.225
Маса, кг	170

2.3.6 Вибір редуктора

Передаточне відношення привода:

$$i'_P = \frac{n_d \cdot \pi D_K}{60 V_{KP}} = \frac{935 \cdot \pi \cdot 0.71}{60 \cdot 1.12} = 31. \quad (2.139)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_T = \frac{30 \cdot P_{CT} \cdot i'_P}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 9000 \cdot 31}{\pi \cdot 935} = 2851 \text{ Нм}. \quad (2.140)$$

Обираємо редуктор Ц2-400-31,5 згідно з допустимим крутним моментом при ПВ=25%. По каталогу:

Таблиця 2.14 – Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	410
Передаточне відношення i_p	20
Допустимий крутний момент на вихідному валу, Нм	3350
Допустима консольне навантаження на тихохідний вал, Н	10000
Маса, кг	360

Відхилення фактичного передаточного відношення від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|i'_p - i_p|}{i'_p} \cdot 100\% = \frac{|31 - 31.5|}{31} \cdot 100\% = 1.6\% \leq [10\%]. \quad (2.141)$$

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_\phi = V_{KP} - (V_{KP} \cdot \Delta i_p) = 1.12 - (1.12 \cdot 0.016) = 1.1 \text{ м/с}. \quad (2.142)$$

2.3.6 Вибір гальма

Гальмо вибирається виходячи з моменту, який забезпечує необхідне уповільнення при гальмуванні крана:

$$T_\Gamma = 0.6 \left(\frac{I_{3B}^\Gamma \omega_d}{t_\Gamma} - T_{CT}^\Gamma \right) = 0.6 \left(\frac{12.8 \cdot 97.9}{11} - 3.4 \right) = 66.3 \text{ Нм}, \quad (2.143)$$

де ω_d - кутова швидкість електродвигуна, 1/с.

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97.9 \text{ с}^{-1}$$

t_r - час гальмування крана, с;

$$t_r = \frac{V_\phi}{[a]} = \frac{1.1}{0.1} = 11 \text{ с};$$

$[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$ – допустиме уповільнення при гальмуванні;

$I_{зв}^\Gamma$ – зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$T_{ст}^\Gamma$ - момент сил опору пересуванню крана при усталеному русі, Н.

$$I_{зв}^\Gamma = \delta(2I_p + 2I_M) + m \frac{R^2}{i_p^2} \cdot \eta_3 = \quad , \quad (2.144)$$

$$= 1.2 \cdot (2 \cdot 0.225 + 2 \cdot 0.125) + 110400 \frac{0.355^2}{31.5^2} \cdot 0.85 = 12.8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

де $\delta(2I_p + 2I_M)$ – момент інерції обертових мас, $\delta = 1, 1.1 \dots 1.2$;

I_p – момент інерції ротора двигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

I_M – момент інерції муфти, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

m – маса крана або візка з вантажем, кг;

R – радіус колеса, м;

i_p – передаточне відношення редуктора ;

η_3 – загальний ККД.

$$T_{ст} = \frac{W_{тр} R}{U_1^2 \eta_3} = \frac{8123 \cdot 0.355}{31.5^2 \cdot 0.85} = 3.4 \text{ Нм}; \quad (2.145)$$

Згідно [13], вибираємо 2 гальма ТКГ-160 з такими технічними характеристиками (табл. 2.15):

Таблиця 2.15 – Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	160
Ширина колодки, мм	70
Гальмовий момент, Нм	100
Тип гідроштовхача	ТЭ-16
Маса, кг	21

2.3.9 Перевірка обраного гальма за часом гальмування ненавантаженого крана

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega}{2T_{\Gamma} + T_{CT}^1} = \frac{6.8 \cdot 97.9}{2 \cdot 66.3 + 0.9} = 5 \text{ с} > t_{\Gamma \min}, \quad (2.146)$$

де T_{CT}^1 – момент опору пересуванню ненавантаженого крана, Нм;

I_{3B}^{Γ} – зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$t_{\Gamma \min}$ – мінімальний час гальмування за умови відсутності ковзання по рейці ($K_{\text{сц}} > 1,2$), с;

$$\begin{aligned} I_{3B}^{\Gamma} &= \delta(2I_P + 2I_M) + G_{\text{кр}} \frac{R^2}{i_P^2} \eta_3 = \\ &= 1.2 \cdot (2 \cdot 0.225 + 2 \cdot 0.125) + 55400 \frac{0.355^2}{31.5^2} \cdot 0.85 = 6.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad ; \quad (2.147)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{W_{\text{ТР}}^1 D}{2i_P^2 \eta_3} = \frac{4076 \cdot 0.355}{2 \cdot 31.5^2 \cdot 0.85} = 0.9 \text{ Нм}, \quad (2.148)$$

де $W_{\text{ТР}}^1$ – опір пересуванню ненавантаженого крана, Н;

$$\begin{aligned}
 W_{TP}^1 &= G_{KP} \frac{2\mu + fd}{D_K} K_P \cdot 9.81 = \\
 &= 55400 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{71} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 4076 \text{ H}
 \end{aligned}
 \tag{2.149}$$

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1.2 G_{KP} V_{\Phi}}{2 R_{\min} \varphi} = \frac{1.2 \cdot 55400 \cdot 1.1}{2 \cdot 95697 \cdot 0.2} = 1.9 \text{ c},
 \tag{2.150}$$

де φ - коефіцієнт зчеплення коліс із рейкою (при роботі в приміщенні $\varphi = 0.2$).

Умова виконується.

2.3.9 Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою

Для ненавантаженого крана час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{\Pi}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{6.8 \cdot 97.9}{213 - 0.9} = 3.14 \text{ с}, \quad (2.151)$$

де T_{Π}^{CP} – середньопусковий момент двигуна, $T_{\Pi}^{CP} = T_H \psi$;

T_H – номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_{\Pi}^{CP} = \psi \frac{30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = 1.6 \cdot \frac{30 \cdot 13000}{\pi \cdot 935} = 213 \text{ Нм}, \quad (2.152)$$

де P_d – потужність двигуна, кВт;

n_d – частота обертання валу двигуна, хв⁻¹;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого крана, Н:

$$W_i = G_{KP} \frac{V_{\Phi}}{t_p^1} = 55400 \cdot \frac{1.1}{3.14} = 19408 \text{ Н}. \quad (2.153)$$

Опір у цапфах приводних коліс ненавантаженого крана, Н

$$W_{TP}^{PP} = 2R_{MIN} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D_K} = 2 \cdot 95697 \cdot 0.015 \cdot 0.13 \cdot \frac{1}{0.71} = 526 \text{ Н.} \quad (2.154)$$

де $f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в цапфах приводних коліс;

d – діаметр цапфи, м;

D_K – діаметр ходового колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{CЦ} = \frac{2R_{MIN} \cdot \varphi}{W_{TP}^I + W_i - W_{TP}^{PP}} = \frac{2 \cdot 95697 \cdot 0.2}{4076 + 19408 - 526} = 1.7 > [1.2] \quad (2.155)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в приміщенні

$\varphi = 0.2$.

Умови нормального пуску крана виконуються.

3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

3.1. Перевірочний розрахунок головної балки

3.1.1. Визначення матеріалу та допустимих напружень

З метою встановлення матеріалу, з якого виконані несучі металоконструкції мосту крана, було відібрано зразки та проведено їх хімічний аналіз і механічні випробування відповідно до встановлених вимог. За результатами досліджень визначено, що металоконструкція виготовлена з низьколегованої сталі 09Г2С за ГОСТ 19281-89, яка має такі механічні характеристики:

Таблиця 3.1 – Механічні характеристики сталі 09Г2С.

Марка й категорія сталі	Тимчасовий опір розриву σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Відносне подовження δ_5 , %
09Г2С	480	330	21

Розрахунок металоконструкції виконується за методом допустимих напружень. У цьому випадку допустимі напруження приймаються виходячи з границі текучості вибраної сталі з урахуванням встановленого нормативного коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{330}{1.4} = 236 \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

де n - коефіцієнт запасу [17].

3.1.2. Визначення розрахункових навантажень

Розрахунок балки виконуємо для випадку навантаження 2, який відповідає максимальним навантаженням робочого режиму, що виникають у найбільш несприятливих умовах експлуатації. До таких умов належать можливі перевантаження, різкі пуски та гальмування, а також незадовільний стан

кранових шляхів.

Розглядається також комбінація навантажень а, при якій здійснюється прискорений підйом або гальмування під час опускання вантажу в найбільш небезпечному для розрахункового елемента положенні. При цьому інші механізми крана в роботі не беруть участі.

Приймаємо такі значення маси механізмів та елементів металоконструкції крана:

маса вантажу Q_{MAX} , Т	55
маса головної балки $m_{ГБ}$, Т	16
маса кінцевої балки $m_{КБ}$, Т	1,6
маса вантажного візка m_T , Т	19,25
маса кабіни m_K , Т	1,5
маса привода моста m_{II} , Т	0,95
маса електрошаф зліва $m_{Э1}$, Т	2,2
маса електрошаф справа $m_{Э2}$, Т	1,5

Приймаємо наступні розміри елементів металоконструкції крана:

проліт крана L , м	22,5
база крана B , м	6,0
база візка B_T , м	3,98
колія візка K_T , м	1,6
відстань від кінця балки до критичного перетину a_1 , м	9,26

$$a_1 = \frac{L}{2} - \frac{B_T}{2} = \frac{22.5}{2} - \frac{3.98}{2} = 9.26 \text{ м.} \quad (3.2)$$

відстань від кінця балки до центру ваги кабіни a_2 , м	2,0
--	-----

відстань від кінця балки до центру ваги привода a_3 , м	1,5
довжина електрошаф a_4 на лівій опорі, м	5
довжина електрошаф a_5 на правій опорі, м	3,5
відстань від опори до електрошаф a_6 , м	2,5

Розрахункові навантаження, що діють на головну балку:

Сила ваги вантажу:

$$G_T = \psi \cdot Q_{MAX} \cdot 9810 = 1.2 \cdot 55 \cdot 9810 = 647.5 \text{ кН}, \quad (3.3)$$

де $\psi = 1.2$ - коефіцієнт динамічності. Сила ваги головної балки:

$$q_{ГБ} = \frac{m_{ГБ} \cdot 9810}{L} = \frac{16 \cdot 9810}{22.5} = 6.98 \text{ кН/м}. \quad (3.4)$$

Сила ваги візка:

$$G_T = m_T \cdot 9810 = 19.25 \cdot 9810 = 188.8 \text{ кН}. \quad (3.5)$$

Сила ваги кабіни:

$$G_K = m_K \cdot 9810 = 1.5 \cdot 9810 = 15 \text{ кН}. \quad (3.6)$$

Сила ваги привода:

$$G_{II} = m_{II} \cdot 9810 = 0.95 \cdot 9810 = 9.3 \text{ кН}. \quad (3.7)$$

Сила ваги електрошаф на лівій опорі:

$$q_{Э1} = \frac{m_{Э1} \cdot 9810}{a_4} = \frac{2.2 \cdot 9810}{5} = 4.3 \text{ кН/м}. \quad (3.8)$$

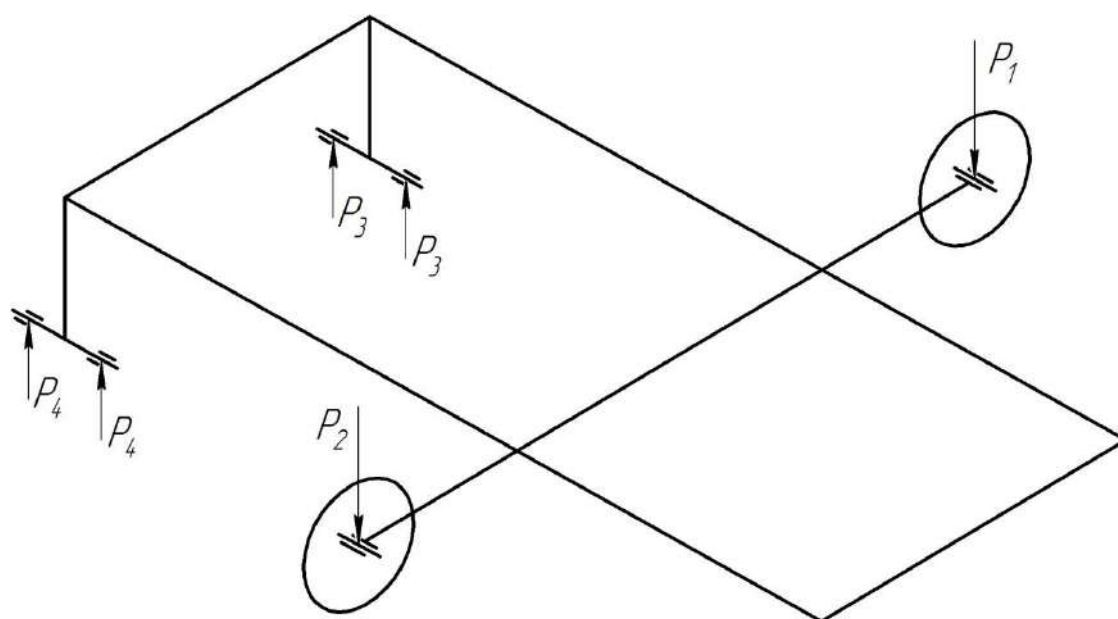
Сила ваги електрошаф на правій опорі:

$$q_{\text{Д2}} = \frac{m_{\text{Д2}} \cdot 9810}{a_5} = \frac{1.5 \cdot 9810}{3.5} = 4.2 \text{ кН/м.} \quad (3.9)$$

Для спрощення розрахунку приймаємо розподілені маси електрошаф зліва і справа рівними:

$$q_{\text{Д1}} = q_{\text{Д2}} = q_{\text{Д}} = 4.3 \text{ кН/м.} \quad (3.10)$$

Схема тиску на колеса візка приведена на рис. 3.1



Найменування навантаження	Тиск, кН			
	P_1	P_2	P_3	P_4
Від власної ваги і вантажу 55 т	498	592	37	49

Рисунок 3.1 – Схема тиску на колеса візка

Усі розрахункові навантаження зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Навантаження, що діють на головну балку

Найменування навантаження	Позначення	Одиниці виміру	Величина навантаження
Сила ваги вантажу	G_r	кН	647,5
Сила ваги балки	$q_{ГБ}$	кН/м	6,98
Сила ваги візка	G_T	кН	188,8
Сила ваги кабіни	G_K	кН	15
Сила ваги привода	G_{II}	кН	9,3
Сила ваги електрошаф	$q_э$	кН/м	4,3

3.1.3. Складання розрахункової схеми (див. додаток А)

Побудову розрахункової схеми ведемо в масштабі $\mu = 0.2$ м/мм.

Найбільш небезпечний (критичний) переріз балки розташований посередині відстані між рівнодіючою та критичною силою від вантажного візка, якщо відраховувати від центральної осі балки.

При виконанні розрахунку балки на згин вертикальні реакції тиску на колеса візка приймаються рівномірно розподіленими. У такому випадку положення критичного перерізу зміщується відносно центра балки на величину, що становить 1/4 бази візка.

На схемі: P_5 - тиск колеса візка на рейку (критична сила).

$$P_5 = \frac{G_r + G_T}{2} = \frac{647.5 + 188.8}{2} = 418.2 \text{ кН}. \quad (3.11)$$

3.1.4. Визначення внутрішніх силових факторів

Для подальшого розрахунку балки на міцність і жорсткість визначаємо величину максимального згинального та крутного моментів в критичному перетині від дії вертикальних навантажень. Для цього візок розміщується на

балці так, щоб критична сила розташовувалася над цим перетином.

За схемою дод.1 визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перетині:

$$M_{MAX}^{зг} = q_B \cdot \omega_{M1} \cdot \mu^2 + q_{\Sigma} \cdot (\omega_{M2} + \omega_{M3}) \cdot \mu^2 + P_5 \cdot (y_{M1} + y_{M2}) \cdot \mu + \\ + G_K \cdot y_{M5} \cdot \mu + G_{II} \cdot (y_{M3} + y_{M4}) \cdot \mu = 6.98 \cdot 6131 \cdot 0.01 + 4.3 \cdot (1030 + 875) \cdot 0.01 + \\ + 418.2 \cdot (38.1 + 54.5) \cdot 0.1 + 15 \cdot 8.2 \cdot 0.1 + 9.3 \cdot (6.2 + 8.8) \cdot 0.1 = 4409 \text{ кНм} \quad (3.12)$$

Визначаємо максимальний крутний момент відносно центру ваги перетину балки:

$$M_{MAX}^{KP} = 0.5 K_T (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) = 0.5 \cdot 1.6 (498 + 592 + 37 + 49) = 940.1 \text{ кНм}. \quad (3.13)$$

Визначаємо максимальне перерізує зусилля на опорі балки:

$$Q_{MAX} = q_B \cdot \omega_{Q1} \cdot \mu_{\omega} + q_{\Sigma} \cdot (\omega_{Q2} + \omega_{Q2}) \cdot \mu_{\omega} + P_5 \cdot (y_{Q1} + y_{Q1}) \cdot \mu_A + G_{II} \cdot (y_{Q3} + y_{Q5}) \cdot \mu_A + \\ + G_K \cdot y_{Q4} \cdot \mu_A = 6.98 \cdot 5625 \cdot 0.002 + 4.3 \cdot (1943 + 331) \cdot 0.002 + 418.2 \cdot (49.5 + 40.6) \cdot 0.02 + \\ + 9.3 \cdot (46.7 + 3.3) \cdot 0.02 + 15 \cdot 45.6 \cdot 0.02 = 874.7 \text{ кН} \quad (3.14)$$

3.1.5. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Працездатність металоконструкції головної балки оцінюється по величині прогину балки $[f]$ (СНиП II-23-81):

$$[f] = \frac{L}{800} = \frac{22.5 \cdot 10^3}{800} = 28.13 \text{ мм}. \quad (3.15)$$

Прогин балки визначається в такий спосіб:

$$f = \frac{M_{MAX} \cdot L^2}{10EI_x}, \quad (3.16)$$

де $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ - модуль пружності;

I_x - момент інерції перетину балки відносно осі X-X.

Форма перетину балки і її фактичні розміри наведені нижче (рис. 3.2):

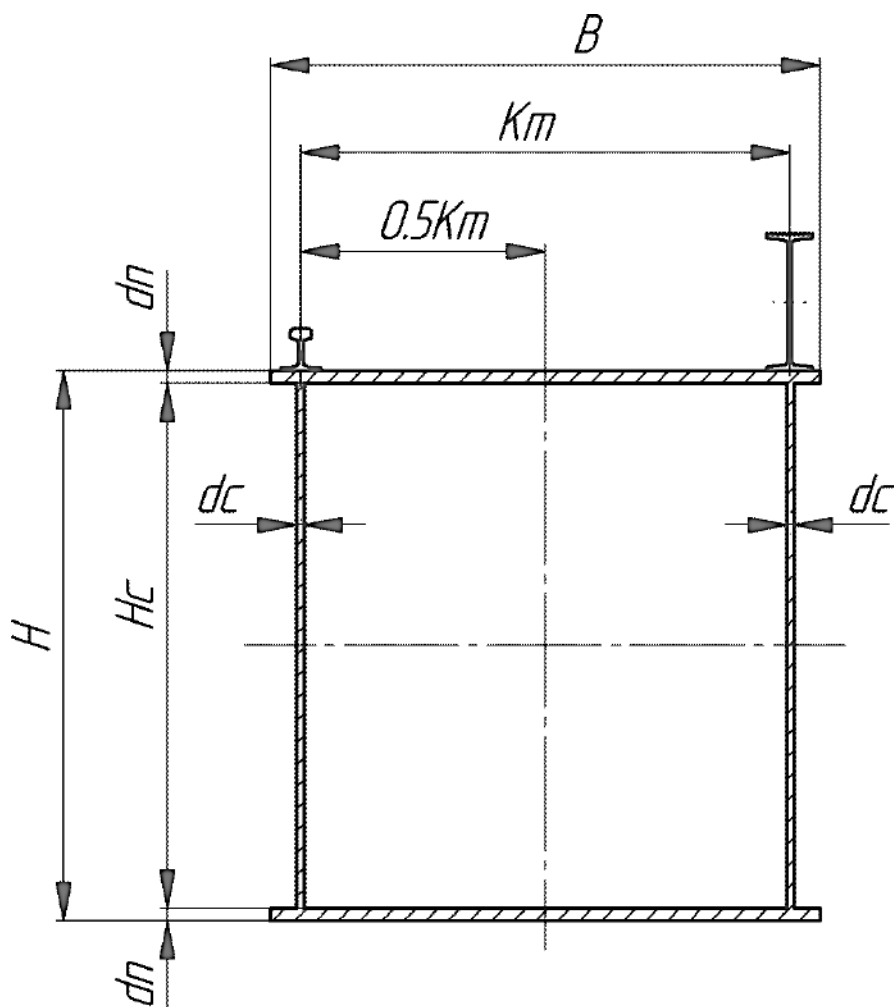


Рисунок 3.2 – Поперечний перетин головної балки крана

Перетин головної балки наведений на рис. 3.2. Розміри перетину балки становлять:

товщина поясів $\delta_n = 12 \text{ мм}$;

товщина стінок $\delta_c = 8 \text{ мм}$;

висота балки $H = 1800 \text{ мм}$;

висота стінок $H_c = 1776 \text{ мм}$;

ширина поясів $B = 1800 \text{ мм}$.

Визначимо момент інерції I_x

вертикальних стінок:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 1.776^3}{12} = 373 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad (3.17)$$

Момент інерції поясів:

$$I_{x_{II}} = F_{II} \left(\frac{H_c + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.0216 \left(\frac{1.776 + 0.012}{2} \right)^2 = 1726 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4, \quad (3.18)$$

де F_{II} - площа перетину поясу:

$$F_{II} = \delta_{II} \cdot B = 0.012 \cdot 1.8 = 0.0216 \text{ м}^2 \quad (3.19)$$

Сумарний момент інерції перетину балки:

$$I_x = 2 \cdot I_{x_c} + 2 \cdot I_{x_{II}} = 2 \cdot 373 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 1726 \cdot 10^{-5} = 4198 \cdot 10^{-5} > [I_x]. \quad (3.20)$$

3.1.6. Перевірочний розрахунок балки

Фактичний прогин балки:

$$f = \frac{4409 \cdot 10^3 \cdot 22.5^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.042} = 25.3 \text{ мм} < [f].$$

Умова жорсткості балки виконується.

Момент опору даного перетину:

$$W_x = \frac{2I_x}{H_c + 2\delta_{\Pi}} = \frac{2 \cdot 0.042}{1.776 + 2 \cdot 0.012} = 0.047 \text{ м}^3. \quad (3.21)$$

Напруження згину в критичному перетині балки:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_x} = \frac{4409 \cdot 10^3}{0.047} = 93.8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]. \quad (3.22)$$

Дотичні напруження кручення в балці:

$$\tau_{MAX} = \frac{M_{MAX}^{KP}}{F \cdot \delta_c} = \frac{940.1 \cdot 10^3}{3.06 \cdot 0.008} = 38.4 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\tau], \quad (3.23)$$

де F - площа бруто поперечного перетину.

$$F = (B - 2a) \cdot (H_c + 2\delta_{\Pi}) = (1.8 - 2 \cdot 0.05) \cdot (1.776 + 2 \cdot 0.012) = 3.06 \text{ м}^2. \quad (3.24)$$

Сумарні напруження (згідно 4й теорії міцності):

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{MAX}^2 + 3\tau_{MAX}^2} = \sqrt{93.8^2 + 3 \cdot 38.4^2} = 115 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]. \quad (3.25)$$

Умова міцності балки виконується.

Розрахуємо час згасання коливань балки й порівняємо із допустимим значенням.

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \ln \frac{y_i}{y_{i+n}} = \frac{\tau}{\gamma} \ln 2f < [t] = 12 \text{ с}, \quad (3.26)$$

де τ - період власних коливань балки:

$$\tau=1/\rho=1/4,71=0,21 \text{ с}, \quad (3.27)$$

ρ - частота власних коливань балки;

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{37.2 \cdot 10^6}{42496}} = 4.71 \text{ Гц}, \quad (3.28)$$

C - жорсткість балки на згин;

$$C = \frac{48EI_x}{L^3} = \frac{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.042}{22.5^3} = 37.2 \cdot 10^6 \text{ Нм}, \quad (3.29)$$

m - наведена маса балки, візка й вантажу;

$$m = \frac{17}{35} m_B + \frac{m_T + m_{\Gamma}}{2} = \frac{17}{35} \cdot 16000 + \frac{19450 + 50000}{2} = 42496 \text{ кг}, \quad (3.30)$$

$\gamma = 0.07$ - логарифмічний декремент коливань.

$$t = \frac{0.21}{0.07} \ln(2 \cdot 25.3) = 11.8 \text{ с} < [t]. \quad (3.31)$$

Розрахуємо дотичні напруження зрізу у зварному поясному шві.

Дотичні напруження зрізу у зварному шві не повинні перевищувати припустимої величини $[\tau]$.

$$[\tau] = 0.7[\sigma] = 0.7 \cdot 171 = 119.7 \text{ МПа}, \quad (3.32)$$

$$\tau = \frac{\sqrt{T^2 + V^2}}{\beta \cdot k} \leq [\tau], \quad (3.33)$$

де $[\sigma_T]$ - допустимі напруження для основного металу;

T - дотична сила на один метр зварного шва:

$$T = \delta_C \cdot \tau_1 = 0,008 \cdot 517 \cdot 10^3 = 4136 \text{ Н/м} \quad (3.34)$$

τ_1 - дотичні напруження близько опори балки:

$$\tau_1 = \frac{Q_{MAX} S_{II}}{2 I_{X_{OO}} \delta_C} = \frac{874,7 \cdot 10^3 \cdot 13 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 137,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,008} = 517 \cdot 10^3 \text{ Па} \quad (3.35)$$

S_{II} - статичний момент пояса навколо його власної осі:

$$S_{II} = B \cdot \delta_{II} \cdot \frac{\delta_{II}}{2} = 1,8 \cdot 0,012 \cdot \frac{0,012}{2} = 13 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3, \quad (3.36)$$

V - нормальний вертикальний тиск на 1 метр зварного шва;

$$V = \frac{P_{KP}}{3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_P + I_{II}}{\delta_C}}} = \frac{418,2 \cdot 10^3}{3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2049 \cdot 10^{-8} + 10^{-8}}{0,008}}} = 940 \cdot 10^3 \text{ Н/м}, \quad (3.37)$$

$P_{KP} = A_{MAX}$ - критична сила;

$I_P = 2049 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $I_{II} = 10^{-8} \text{ м}^4$ - моменти інерції відповідно рейки й поясу

навколо їхніх власних осей;

β - коефіцієнт, що залежить від способу зварювання; для автоматичного зварювання $\beta = 1,0$;

k - катет зварного шва; $k = 8 \text{ мм}$.

$I_{X_{OO}}$ - момент інерції опорного перетину балки:

$$I_{X_{II}} = F_{II} \left(\frac{H_{CO} + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0,0216 \left(\frac{1,05 + 0,012}{2} \right)^2 = 61 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.39)$$

$$I_{X_{CO}} = \frac{\delta_C \cdot H_{CO}^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 1,05^3}{12} = 7,72 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.40)$$

$$\tau = \frac{\sqrt{4136^2 + (940 \cdot 10^3)^2}}{1 \cdot 0,008} = 117,5 \text{ МПа} \leq [\tau].$$

Умова міцності шва виконується.

3.2. Перевірочний розрахунок кінцевих балок

3.2.1. Складання розрахункової схеми (додаток Б)

Для подальшого розрахунку кінцевої балки на міцність необхідно визначити величину максимального згинального моменту в балці.

Для визначення внутрішніх силових факторів кінцевої балки будуються епюри згинаючих моментів M та перерізуючих зусиль Q .

На схемі кінцевої балки: $l_1 = 4.05$ м; $l_2 = 1.95$ м; $l_3 = 5.6$ м,

$$A_{MAX} = Q_{MAX} = 874.7 \text{ кН (див. формулу 3.14).}$$

3.2.2. Визначення внутрішніх силових факторів

Визначимо реакції опор кінцевої балки.

$$C_{MAX} = \frac{A_{MAX} l_2 + M_{MAX}^{KP}}{B} = \frac{874.7 \cdot 1.95 + 940.1}{6} = 441 \text{ кН}; \quad (3.41)$$

$$D_{MAX} = \frac{A_{MAX} l_1 - M_{MAX}^{KP}}{B} = \frac{874.7 \cdot 4.05 - 940.1}{6} = 433.7 \text{ кН}. \quad (3.42)$$

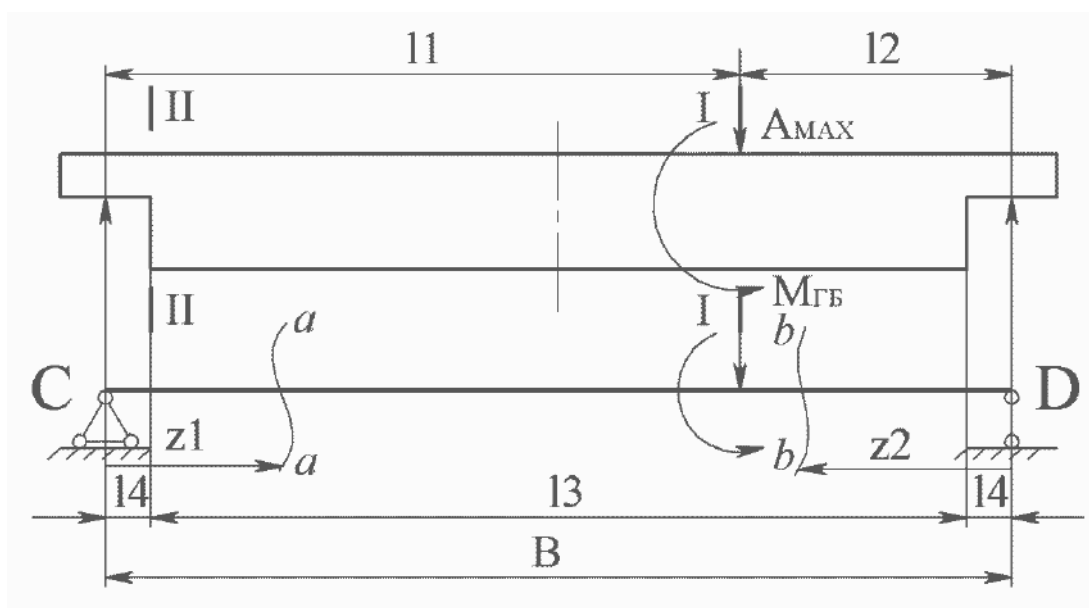


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема кінцевої балки

На схемі $l_4 = (B - l_3) / 2 = (6 - 5.6) / 2 = 0.2 \text{ м}$

Побудова епюр M_x і Q_y .

При просуванні перетину $a-a$ від опори C:

$$M_x^{a-a} = C_{MAX} \cdot z_1; \quad (3.43)$$

$$Q_y^{a-a} = C_{MAX}. \quad (3.44)$$

При $z_1 = 0$ (на опорі C):

$$M_x^{a-a} = 0;$$

$$Q_y^{a-a} = C_{MAX} = 441 \text{ кН}.$$

При $z_1 = l_4$ (розрахунковий перетин надбуксової зони на опорі C):

$$M_X^{a-a} = 441 \cdot 0.2 = 88.2 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{a-a} = 441 \text{ кН}.$$

При $z_1 = l_1$ (розрахунковий перетин балки з боку опори С):

$$M_X^{a-a} = 441 \cdot 4.05 = 1786 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{a-a} = 441 \text{ кН}.$$

При просуванні перетину b-b від опори D:

$$M_X^{b-b} = D_{MAX} \cdot z_2; \quad (3.45)$$

$$Q_y^{b-b} = D_{MAX}. \quad (3.46)$$

При $z_2 = 0$ (на опорі D):

$$M_X^{b-b} = 0;$$

$$Q_y^{b-b} = D_{MAX} = 433.7 \text{ кН}.$$

При $z_2 = l_4$ (розрахунковий перетин надбуксової зони на опорі D):

$$M_X^{b-b} = 433.7 \cdot 0.2 = 86.7 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{b-b} = 433.7 \text{ кН}.$$

При $z_2 = l_3$ (розрахунковий перетин балки з боку опори D):

$$M_X^{b-b} = 433.7 \cdot 1.95 = 845.7 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{b-b} = 433.7 \text{ кН}.$$

Після побудови епюр (див. додаток Б) отримані наступні величини ВСФ для кінцевої балки.

Для основного перетину I-I:

Максимальний момент згину $M_{MAX} = 1786 \text{ кНм}$;

Максимальне зусилля, що перерізує $Q_{MAX} = 441 \text{ кН}$.

Для надбуксової зони II-II:

Максимальний момент вигину $M_{MAX} = 88.2$ кНм;

Максимальне зусилля, що перерізує $Q_{MAX} = 441$ кН.

3.2.3. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Працездатність металоконструкції кінцевої балки оцінюється за величиною мінімального моменту опору розрахункового перетину $[W_X]$. Після цього також перевіряємо обраний перетин по допустимих дотичних напруженнях зрізу $[\tau]$.

$$[\tau] = 0.7[\sigma] = 0.7 \cdot 236 = 165 \text{ МПа}. \quad (3.47)$$

Визначимо мінімально допустимі моменти опору для перетинів I-I і II-II:

$$[W_X^{I-I}] = \frac{M_{MAX}^{I-I}}{[\sigma]} = \frac{1786 \cdot 10^3}{236 \cdot 10^6} = 0.00757 \text{ м}^3, \quad (3.48)$$

$$[W_X^{II-II}] = \frac{M_{MAX}^{II-II}}{[\sigma]} = \frac{88.2 \cdot 10^3}{236 \cdot 10^6} = 0.000373 \text{ м}^3. \quad (3.49)$$

Фактичні розміри елементів перетину I-I (рис. 3.4) наведені нижче:

товщина поясів $\delta_{II} = 10$ мм;

товщина стінок $\delta_C = 8$ мм;

висота стінок $H_C = 980$ мм;

ширина поясів $B = 650$ мм;

звис поясів $a = 50$ мм.

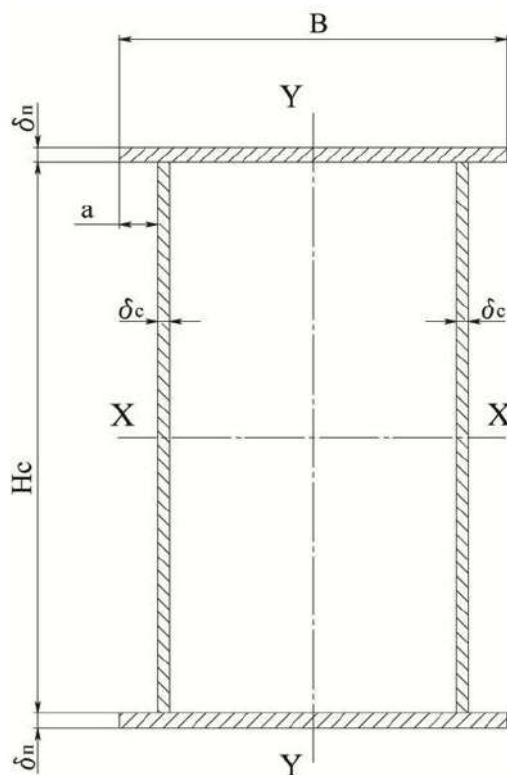


Рисунок 3.4 – Перетин I-I

Визначимо момент інерції I_x даного перетину. Момент інерції вертикальних стінок:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.98^3}{12} = 6.27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.50)$$

Момент інерції поясів:

$$I_{x_{\Pi}} = F_{\Pi} \left(\frac{H_c + \delta_{\Pi}}{2} \right)^2 = 0.0065 \left(\frac{0.98 + 0.01}{2} \right)^2 = 15.9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (3.51)$$

де F_{Π} - площа перетину поясу:

$$F_{\Pi} = \delta_{\Pi} \cdot B = 0.01 \cdot 0.65 = 0.0065 \text{ м}^2 \quad (3.52)$$

Сумарний момент інерції перетину балки:

$$I_X = 2 \cdot I_{X_C} + 2 \cdot I_{X_{II}} = 2 \cdot 6.27 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 15.9 \cdot 10^{-4} = 44.3 \cdot 10^{-4} > [I_X]. \quad (3.53)$$

Площа даного перетину становить:

$$F^{I-I} = 2 \cdot F_{II} + 2 \cdot \delta_C \cdot H_C = 2 \cdot 0.0065 + 2 \cdot 0.008 \cdot 0.98 = 0.029 \text{ м}^2. \quad (3.54)$$

Момент інерції даного перетину становить:

$$W_X^{I-I} = \frac{2I_X}{H_C + 2\delta_{II}} = \frac{2 \cdot 44.3 \cdot 10^{-4}}{0.98 + 2 \cdot 0.01} = 0.00886 \text{ м}^3 > [W_X^{I-I}]. \quad (3.55)$$

Прийняті наступні розміри елементів перетину II-II (рис. 3.5):

товщина верхнього пояса $\delta_1 = 10 \text{ мм}$;

товщина надбуксового листа $\delta_2 = 20 \text{ мм}$;

висота стінок $H_1 = 435 \text{ мм}$;

товщина стінок $\delta_3 = 10 \text{ мм}$;

ширина надбуксового листа $B = 150 \text{ мм}$;

звис пояса $a_1 = 50 \text{ мм}$;

звис надбуксових листів $a_2 = 20 \text{ мм}$;

відстань по вертикалі від центру ваги перетину до найбільш віддаленої його точки $H_2 = 241 \text{ мм}$.

Момент інерції I_X^{II-II} даного перетину обчислений по методу кінцевих елементів з використанням електронного пакету Solidworks 2011 і становить $I_X^{II-II} = 11.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$.

Площа даного перетину становить $F^{I-I} = 0.0442 \text{ м}^2$.

Момент інерції даного перетину становить:

$$W_X^{II-II} = \frac{I_X^{II-II}}{H_2} = \frac{11.4 \cdot 10^{-4}}{0.241} = 0.0047 \text{ м}^3 > [W_X^{II-II}]. \quad (3.56)$$

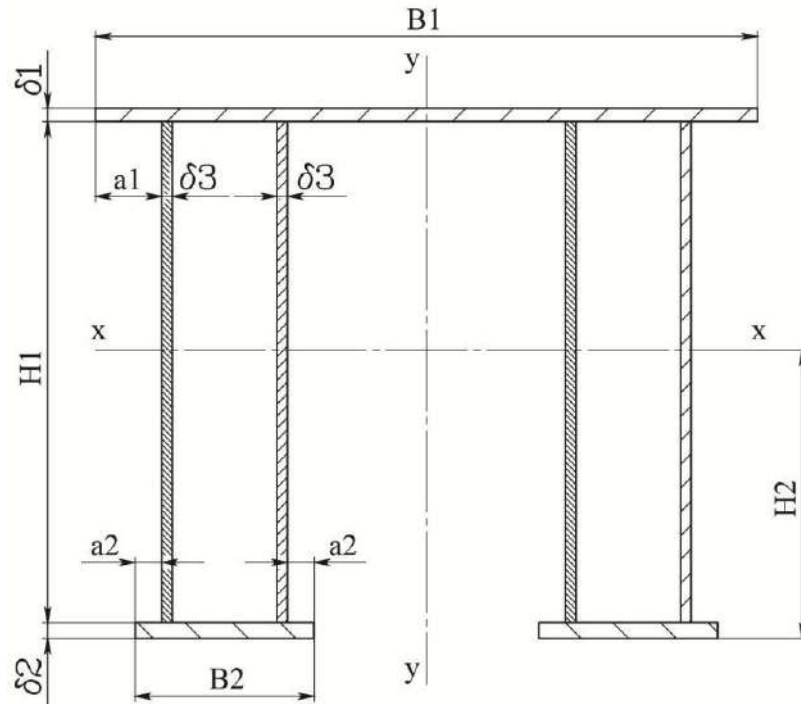


Рисунок 3.5 – Перетин II-II

Фактичні напруження згину в розрахункових перетинах балки.

Перетин I-I:

$$\sigma_{MAX}^{I-I} = \frac{M_{MAX}^{I-I}}{W_X^{I-I}} = \frac{1786 \cdot 10^3}{0.00886} = 201 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]; \quad (3.57)$$

$$\tau_{MAX}^{I-I} = \frac{Q_{MAX}^{I-I}}{F^{I-I}} = \frac{441 \cdot 10^3}{0.029} = 15.2 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\tau]. \quad (3.58)$$

Перетин II-II:

$$\sigma_{MAX}^{II-II} = \frac{M_{MAX}^{II-II}}{W_X^{II-II}} = \frac{88.2 \cdot 10^3}{0.0047} = 18.7 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]; \quad (3.59)$$

$$\tau_{MAX}^{II-II} = \frac{Q_{MAX}^{II-II}}{F^{II-II}} = \frac{441 \cdot 10^3}{0.0442} = 10 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\tau]. \quad (3.60)$$

Умова міцності балки виконується.

4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД РЕКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

Таблиця 4.1 - Вхідні дані

Показник	Значення	Одиниці виміру	Величина показника	
			Базової машини	Нової машини
1	2	3	4	5
Вантажопідйомність	Q	т	50	55
Конструктивна маса	G	т	55,4	55,4
Робочі швидкості				
Головного підйому	V _{гл.под.}	м/с	0,11	0,11
Пересування візка	V _{пер.тел.}	м/с	0,76	0,76
Пересування крана	V _{кр}	м/с	1,12	1,12
Потужність двигунів	W	кВт	135	141
Режим роботи	ПВ	%	25	25
Кіл. працівників	Ч	чол.	3	3
Ціна ПТМ	Ц	грн	3150000	3200000

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

$$E = \left[C_1 \cdot (\alpha_1 \cdot \alpha_2 - 1) + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_H \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_H} - \Delta C - E_H \Delta K \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

де $A_2 = 1$ шт. – річний обсяг введення нових машин,

$C_1 = 3\,150\,000$ грн – ціна одиниці базового крана,

$C_2 = 3\,200\,000$ грн – ціна одиниці реконструйованого крана,

α_1 - коефіцієнт урахування збільшення продуктивності одиниці нового крана по відношенню до базового:

$$\alpha_1 = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{55}{50} = 1.1, \quad (4.2)$$

α_2 - коефіцієнт, що враховує зміну терміну використання нової машини в порівнянні з базовою,

$$\alpha_2 = \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0.04 + 0.15}{0.04 + 0.15} = 1 \quad (4.3)$$

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

$$P_1 = P_2 = \frac{1}{T} = \frac{1}{25} = 0.04 \quad (4.4)$$

де $T_1 = T_2 = 25$ років – термін експлуатації відповідно базової і нової машини,
 $E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень
 $\frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_n}$ - економія споживача на поточних витратах експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень за весь термін експлуатації нової машини в порівнянні з базовою,

де I'_1, I'_2 - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової і нової машини в розрахунку на обсяг роботи, яка виконується за допомогою нової машини, грн.

ΔC - збільшення собівартості одиниці нового засобу праці в порівнянні з базовим:

$$\Delta C = C_2 - C_1 = 3200000 - 3150000 = 50000 \text{ грн} . \quad (4.5)$$

ΔK - питомі, додаткові капітальні вкладення у виробничі фонди (включають вартість демонтажу старих та монтаж нових комплектуючих):

$$\Delta K = C_{\text{дм}} + C_{\text{м}} = 1890 + 5310 = 7200 \text{ грн}, \quad (4.6)$$

де $\Pi_{\text{дм}}$ - вартість робіт по демонтажу двигунів і гальм механізму головного підйому, механізму пересування візка, механізму пересування крана:

$$\Pi_{\text{дм}} = \Phi_{\text{дм}} \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_{\text{н}} = 42 \cdot 30 \cdot 1.5 = 1890 \text{ грн}, \quad (4.7)$$

$\Phi_{\text{дм}} = 42 \text{ чол-год}$ – розрахункова трудомісткість демонтажу,

$C_{\text{ч}} = 30 \text{ грн}$ – годинна тарифна ставка монтажника,

$K_{\text{н}} = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплату з урахуванням відрахувань на соціальне страхування.

$\Pi_{\text{м}}$ - вартість робіт по монтажу нових електродвигунів та гальм:

$$\Pi_{\text{м}} = \Phi_{\text{м}} \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_{\text{н}} = 118 \cdot 30 \cdot 1.5 = 5310 \text{ грн}. \quad (4.8)$$

Експлуатаційні витрати базової машини:

$$I_1' = \mathcal{Z}_{\text{зп}} + \mathcal{Z}_{\text{а}} + \mathcal{Z}_{\text{е}} + \mathcal{Z}_{\text{р}}, \quad (4.9)$$

де $\mathcal{Z}_{\text{зп}}$ – річні витрати на заробітну плату,

$$\mathcal{Z}_{\text{зп}} = k \cdot n \cdot \Phi \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_{\text{н}} \quad (4.10)$$

де $n = 3$ – кількість робітників у зміні,

$k = 3$ – кількість змін,

$\Phi = 1860 \text{ год}$ – річний фонд робочого часу,

$C_{\text{ч}} = 30 \text{ грн}$ – годинна тарифна ставка,

$K_{\text{н}} = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплату з урахуванням відрахувань на соціальне страхування,

Для базової машини:

$$Z_{\text{пл}} = 3 \cdot 3 \cdot 1860 \cdot 30 \cdot 1,5 = 753300 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$Z_{\text{пл}} = 3 \cdot 3 \cdot 1860 \cdot 30 \cdot 1,5 = 753300 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_k \cdot C \quad (4.11)$$

де $a_k = 40\%$ – норма на капітальний ремонт [14],

C – ціна машини.

Для базової машини:

$$Z_{A1} = 0,4 \cdot 3\,150\,000 = 1\,260\,000 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$Z_{A2} = 0,4 \cdot 3\,200\,000 = 1\,280\,000 \text{ грн.}$$

Z_E – річні витрати на електроенергію,

$$Z_E = C \cdot \Phi \cdot K_B \cdot K_M \cdot 0,01 \cdot \text{ПВ} \cdot P_M, \quad (4.12)$$

де $C = 1,1$ грн – ціна 1 кВт / год. електроенергії,

$K_B = 0,2 \dots 0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини,

$K_M = 0,4 \dots 0,7$ – коефіцієнт використання потужності,

$ПВ$ – тривалість включення для важкого режиму,

P_M – потужність всіх електродвигунів,

Для базової машини:

$$З_{E1} = 1.1 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 135 = 14939 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{E2} = 1.1 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 141 = 15603 \text{ грн.}$$

$З_P$ – витрати на ремонт і технічне обслуговування крана,

$$З_P = З_{TO} + З_M \quad (4.13)$$

де $З_{TO}$ – витрати на ремонт і технічне обслуговування,

$$З_{TO} = C_P \cdot Ч_{CP} \cdot K_H \cdot t_P \quad (4.14)$$

де $C_P = 1.6$ – середня годинна ставка ремонтника,

$Ч_{CP} = 4.1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,

$K_H = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплату з урахуванням відрахувань на соціальне страхування,

$t_P = 1230$ год – річна трудомісткість ТО і Р для мостового крана,

Для базової машини:

$$З_{TO1} = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{TO2} = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн.}$$

$З_M$ – витрати на матеріали,

$$З_M = З_{TO} \cdot K_M, \quad (4.15)$$

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

Для базової машини:

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

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

Для нової машини:

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

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

Отже, експлуатаційні витрати для базової машини:

$$И'_1 = 753300 + 1260000 + 14939 + 15734 = 2\,043\,973 \text{ грн}.$$

Експлуатаційні витрати для нової машини:

$$И'_2 = 753300 + 1280000 + 15603 + 15734 = 2\,064\,637 \text{ грн}.$$

$$E = \left[+ \frac{3150000 \cdot (1.1 \cdot 1 - 1) + (2043973 - 2064637) - 0.15 \cdot (3200000 - 3150000)}{0.04 + 0.15 - 50000 - 0.15 \cdot 7200} - \right] \cdot 1 = 115688 \frac{\text{грн}}{\text{рік}}.$$

Висновок: оцінка економічної доцільності проєкту виконується на основі порівняння показників ефективності існуючої (базової) машини та запропонованого варіанта модернізації. При цьому враховуються основні фактори підвищення ефективності, зокрема: скорочення тривалості робочих операцій за

рахунок збільшення робочих швидкостей, зменшення встановленої потужності приводів, зниження витрат електроенергії під час експлуатації, а також зменшення маси конструкції крана. З іншого боку, аналізуються капітальні витрати, пов'язані з придбанням і впровадженням нового обладнання.

У результаті порівняльного аналізу встановлено, що показник відповідності становить $Q/Q_1 = 1,1$, що свідчить про перевагу запропонованого варіанта. Розрахований річний економічний ефект від впровадження модернізації становить 115 688 грн, що підтверджує доцільність реалізації проєкту з економічної точки зору.

Таблиця 4.2 - Економічні показники

Показник	Позначення	Од. вим.	Величина показника
1	2	3	4
Ціна базового крана	C_c	грн	3150000
Ціна нового крана	C	грн	3200000
Ціна реконструкції (повна)			57200
Економічний ефект	E	грн	115688
Термін експлуатації ПТМ	T_c	років	25
Термін окупності	T	років	0,5

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У розділі наведені основні заходи з охорони праці при реконструкції мостового однобалкового крана.

5.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Існує ризик ураження електричним струмом. Основними причинами таких випадків можуть бути недотримання правил електробезпеки, несправності електрообладнання, зокрема поява напруги на неструмоведучих частинах, а також відсутність або пошкодження захисного заземлення чи занулення. Усе це може призвести до електротравм або навіть смертельних наслідків.

б) Недоліки конструктивних рішень при проєктуванні вузлів і систем вантажопідіймальних машин і механізмів. Недостатньо обґрунтовані інженерні рішення можуть створювати потенційні небезпеки для обслуговуючого персоналу, тому ретельне врахування вимог безпеки при розробці таких машин є обов'язковим.

в) Небезпеки, пов'язані з виходом з ладу виробничого обладнання та несправністю блокувальних або сигналізуючих пристроїв. Аварійні ситуації можуть виникати через некоректну роботу механізмів, наприклад відмову гальмівної системи підйомно-транспортних машин, послаблення приводних елементів або збій програмних блоків, що відповідають за послідовність виконання операцій.

г) Використання вантажопідіймальних машин і механізмів, які не пройшли належну реєстрацію, технічний огляд або випробування, є неприпустимим і створює підвищену небезпеку під час експлуатації.

д) Порушення ергономічних вимог при організації робочих зон керування та обслуговування вантажопідіймальних машин може призвести до зниження рівня безпеки та працездатності персоналу. До елементів, де ергономіка має

особливе значення, належать кабіни керування, посадкові майданчики, галереї, сходи та інші допоміжні конструкції.

е) Невідповідні параметри повітряного середовища в адміністративних і конструкторських приміщеннях можуть бути спричинені неефективною роботою систем опалення, вентиляції та повітрообміну. Це призводить до зниження комфортності праці та підвищення ризику загальних захворювань.

є) Існує небезпека виникнення пожеж, причинами яких можуть бути порушення правил пожежної безпеки, витік горючих газів або коротке замикання електричних мереж.

ж) Недостатня стійкість промислових об'єктів або помилкові дії персоналу в умовах надзвичайних ситуацій різного характеру також становлять серйозну небезпеку. Причинами цього можуть бути незадовільний стан будівельних конструкцій і інженерних мереж, недостатня підготовка персоналу до дій у НС, а також низька ефективність системи управління, що в сукупності може призвести до тяжких травм або летальних випадків.

.

5.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

а) Електробезпека.

До виконання робіт допускаються працівники, які досягли 18-річного віку, пройшли необхідне навчання та перевірку знань з електробезпеки відповідно до вимог ДНАОП 1.1.10–1.01–2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» та отримали відповідну групу допуску з електробезпеки.

Електрообладнання має відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей», а також іншим чинним нормативно-правовим документам, що регламентують безпечну експлуатацію електроустановок.

Обслуговування, експлуатація та ремонт електроустановок повинні виконуватися виключно кваліфікованим та спеціально підготовленим

персоналом. Для кожного виду електроспоживаючого обладнання необхідно розробити та затвердити експлуатаційні схеми нормального режиму роботи та схеми дій в аварійних ситуаціях.

Основні заходи захисту можуть включати:

- До виконання робіт допускаються лише особи, які досягли 18 років, пройшли відповідне навчання та перевірку знань з електробезпеки згідно з ДНАОП 1.1.10–1.01–2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» і отримали допуск відповідної кваліфікаційної групи.

- Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» та іншим чинним нормативним документам.

- Обслуговування та ремонт електроустановок дозволяється виконувати тільки спеціально підготовленому персоналу. Для кожного виду електроспоживаючого обладнання мають бути розроблені схеми нормального та аварійного режимів роботи.

- Струмоведучі частини повинні розміщуватись на недоступній висоті. Мінімальна висота встановлення залежить від напруги: до 1000 В - не менше 3,5 м, понад 1000 В - не менше 6 м.

- Опір ізоляції електропроводки повинен становити не менше 0,5 МОм. Одним із найбільш ефективних заходів підвищення безпеки є застосування подвійної ізоляції.

- Захисне заземлення або занулення передбачає навмисне електричне з'єднання металевих неструмоведучих частин обладнання, які можуть опинитися під напругою, із землею або нульовим захисним провідником. Усі заземлювальні пристрої виконуються відповідно до ПУЕ–2009. Засоби індивідуального захисту (наприклад, діелектричні килимки) повинні відповідати НПАОП 40.1-1.21-98.

- Електричне блокування являє собою систему автоматичних пристроїв, що запобігають небезпечним діям персоналу. Вимоги до таких пристроїв регламентуються ГОСТ 12.4.155-85.

– Рівень електробезпеки значною мірою залежить від зручності обслуговування. Зокрема, кабіна для роботи з троллями та струмознімачами розміщується з боку механізму пересування та обладнується сходами. Вхідні двері кабіни зачиняються на спеціальний ключ.

Заходи безпеки при проектуванні вузлів і систем ВПМ

Кількість кінематичних з'єднань у конструкції повинна бути мінімальною, при цьому навантаження між елементами має розподілятися рівномірно. Доцільно передбачати додаткові рухомі компенсуючі елементи, які зменшують вплив перекосів, зносу та пружних деформацій.

При конструюванні необхідно забезпечити високу надійність механізмів підйому, довговічність гальмівних елементів та стабільну роботу запобіжних пристроїв. Всі вузли мають бути доступні для огляду й обслуговування завдяки правильно спроектованим майданчикам, проходам і галереям.

Загальні вимоги безпеки виробничого обладнання

Загальні вимоги регламентуються ГОСТ 12.2.003-91 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности». Безпечна робота обладнання забезпечується правильним вибором конструкції, застосуванням автоматизації, механізації та дистанційного керування, використанням захисних пристроїв, дотриманням ергономічних норм, а також включенням вимог безпеки до всієї технічної документації.

Поверхні елементів, з якими може контактувати працівник, не повинні мати гострих кромek, кутів, а також небезпечних температурних або нерівних ділянок.

Рівні тепловиділення, викидів шкідливих речовин, шуму, вібрації та випромінювань повинні відповідати допустимим нормам у робочій зоні. Конструкція обладнання має забезпечувати їх мінімізацію або повне усунення до нормативних значень.

Для запобігання аварійним ситуаціям при раптовому відключенні енергії всі робочі органи, а також захватні та підймальні механізми повинні бути

обладнані пристроями безпеки, які виключають неконтрольований рух і повторне самовмикання після відновлення живлення.

Відповідно до ГОСТ 12.2.071-90 вантажопідіймальні крани оснащуються системами автоматичної зупинки при досягненні кінцевих положень, перевантаженні або зникненні живлення.

Кабіни та люки обладнуються електроблокуванням, яке вимикає напругу при відкриванні. Для запобігання самовільному переміщенню крана під дією вітру застосовуються протиугінні пристрої - упори або рейкові захвати.

Щоб уникнути надмірного обертання поворотної частини (понад 360°), встановлюються обмежувачі, які захищають кабелі живлення від обриву.

Сигналізаційні системи забезпечують інформування про стан обладнання та можливі небезпеки. Вони поділяються на оперативні, попереджувальні та інформаційні.

Ергономічні параметри обладнання повинні відповідати фізіологічним і психофізіологічним можливостям людини, забезпечуючи безпечні та зручні умови роботи.

Реєстрація, випробування та допуск до експлуатації

Відповідно до НПАОП 0.00-1.03-02 крани підлягають обов'язковій реєстрації в органах державного нагляду перед введенням в експлуатацію. Виняток становлять деякі типи малопотужних або ручних кранів.

Перед введенням у роботу, після ремонту або переміщення кран повинен отримати дозвіл відповідного органу на експлуатацію.

Технічне обслуговування включає періодичні огляди: часткові - щороку, повні - раз на три роки. Результати фіксуються в паспорті крана.

Обладнання повинно бути оснащене системами безпеки: кінцевими вимикачами, обмежувачами вантажопідйомності, блокуваннями, сигналізацією та протиугінними пристроями.

Ергономічні вимоги до робочих зон

Кабіна керування має бути розташована таким чином, щоб оператор мав повний огляд вантажу та місця його зачеплення. Найчастіше її встановлюють з боку, протилежного тролеям.

Кабіна оснащується зручним сидінням і органами керування, розташованими в зоні досяжності оператора. Двері повинні відкриватися всередину та мати блокування, що дозволяє роботу лише при їх закритому стані.

Для комфортних умов праці передбачаються системи опалення, вентиляції та кондиціонування.

Посадочні майданчики бувають торцеві та проміжні: торцеві розташовуються у тупикових зонах прольоту, а проміжні - у середині кранового шляху, з урахуванням вимог безпеки.

5.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

а) Для створення та підтримання оптимальних метеорологічних умов у адміністративних приміщеннях (табл. 4.1) передбачаються системи водяного опалення, а також обладнання для кондиціонування повітря.

Таблиця 4.1 - Метеоумови в адміністративних приміщеннях згідно ДСН 3.3.6 - 042 - 99

Пора року	Категорія робіт	Температура повітря, °C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Холодний період року	середньої тяжкості	18-20	60-40	0,1
Теплий період року	середньої тяжкості	21-23	60-40	0,1

У теплий період року для зниження температури повітря у робочій зоні доцільно застосовувати природну вентиляцію або загальнообмінну припливно-витяжну вентиляційну систему відповідно до вимог СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». У холодний період року необхідно

використовувати систему опалення у поєднанні з припливно-витяжною вентиляцією, яка забезпечує підігрів зовнішнього повітря перед подачею у приміщення.

б) Забезпечення нормативного рівня освітлення робочих зон.

Для досягнення необхідних показників освітленості слід керуватися вимогами ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування», враховуючи характер зорової роботи (VII розряд), при якому мінімальна освітленість повинна становити не менше 200 лк.

5.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Причинами виникнення пожеж і вибухів на підприємствах, як правило, є недотримання вимог пожежної безпеки та порушення положень Закону України «Про пожежну безпеку». До небезпечних факторів, які можуть спричинити травмування, отруєння, загибель людей або матеріальні втрати, належать відкритий вогонь, іскри, підвищена температура, токсичні продукти горіння, задимлення, зниження концентрації кисню, а також можливе руйнування будівель і споруд.

Аналіз статистики пожеж показує, що приблизно 85 % випадків виникають через необережність, недбалість та недостатній рівень знань персоналу з питань пожежної безпеки. Це свідчить про те, що значну частину пожеж можна попередити шляхом впровадження системного комплексу профілактичних заходів:

1. Розроблення комплексної системи забезпечення пожежної безпеки підприємства з урахуванням вимог ст. 5 Закону України «Про пожежну безпеку» та п. 2.3 НАПБ А.01.001-04.
2. Щорічне видання наказу про організацію пожежної безпеки на підприємстві на наступний рік.
3. Організація та проведення протипожежних інструктажів і спеціального навчання (пожежно-технічного мінімуму) для працівників відповідно до чинних нормативних документів МНС України. Усі

працівники повинні проходити вступний, первинний, повторний, позаплановий та цільовий інструктажі. Допуск до роботи без проходження навчання та перевірки знань забороняється.

4. Встановлення правил використання відкритого вогню, місць для паління, побутових нагрівальних приладів та порядку виконання вогневих робіт.

5. Забезпечення справного стану систем блискавкозахисту відповідно до чинних нормативів ВБН 58-87 та РД 34.21.122-87.

6. Розміщення знаків безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76 та ДСТУ ISO 6309:2007.

7. Створення та функціонування пожежно-технічної комісії підприємства відповідно до затверджених положень.

8. Організація добровільних пожежних дружин (команд) для участі у профілактиці та гасінні пожеж.

9. Забезпечення об'єктів засобами пожежогасіння згідно з чинними нормами забезпеченості вогнегасниками та правилами їх експлуатації.

10. Оснащення підприємства автоматичними системами пожежогасіння та пожежної сигналізації відповідно до встановлених переліків об'єктів.

11. Створення нормативного запасу води для зовнішнього пожежогасіння згідно з вимогами СНиП 2.04.02-84.

12. Проведення державної експертизи проєктно-кошторисної документації з питань пожежної безпеки.

13. Впровадження системи оповіщення персоналу про пожежу та забезпечення інформаційних табличок із номерами виклику пожежної служби.

14. Контроль з боку керівництва за дотриманням правил пожежної безпеки та реагування на їх порушення.

15. Проведення службового розслідування кожного випадку пожежі відповідно до встановленого порядку обліку.

Заходи щодо забезпечення умов праці при надзвичайних ситуаціях

Підвищення стійкості будівель і споруд

У більшості випадків руйнування виробничих будівель призводить до виходу з ладу обладнання, порушення роботи комунікацій та втрати працездатності підприємства. Особливо чутливими до дії вибухових навантажень є прилади та електронні системи. Підвищення стійкості об'єкта досягається посиленням його найслабших елементів, що забезпечує збереження працездатності при впливі надзвичайних факторів.

Підвищення міцності нових споруд забезпечується правильним конструктивним рішенням, використанням міцних матеріалів та раціональним плануванням. Для підвищення стійкості можуть застосовуватися заглиблені або маловисотні будівлі зі зменшеною площею зовнішніх поверхонь, що знижує вплив ударної хвилі.

Існуючі будівлі можуть додатково підсилюватися металевими елементами (колонами, балками). Легкі конструкції цехів у разі руйнування завдають менших пошкоджень обладнанню.

Низькі споруди частково засипаються ґрунтом для підвищення їх стійкості. Високі об'єкти (труби, вежі, щогли) додатково закріплюються розтяжками. Ємності з легкозаймистими або вибухонебезпечними речовинами захищаються земляними валами. Трубопроводи доцільно прокладати під землею, що значно підвищує їх захищеність. У зонах можливого затоплення будуються захисні дамби.

Таким чином, основні заходи забезпечення безпеки включають:

- проходження працівниками інструктажів з охорони праці та безпечної експлуатації обладнання, а також регулярну перевірку його технічного стану уповноваженими органами;

- встановлення захисних огорож для запобігання доступу в небезпечні зони та контакту з рухомими частинами механізмів;

- підтримання оптимальних параметрів мікроклімату в адміністративних і побутових приміщеннях за рахунок систем опалення та вентиляції;
- оснащення об'єктів засобами пожежогасіння (вогнегасники, водопостачання, пісок тощо);
- організацію регулярного навчання персоналу діям у надзвичайних ситуаціях, підвищення стійкості будівель і підтримання систем евакуації та захисту у справному стані.

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті виконано розрахункове проєктування основних механізмів мостового електричного однобалкового крана, який призначений для виконання вантажно-розвантажувальних, ремонтних та монтажних операцій у механічному цеху підприємства «Запоріжжкран». Необхідність розробки пов'язана з модернізацією існуючої кранової установки, що передбачає заміну приводів усіх основних механізмів та підвищення її експлуатаційних характеристик.

У процесі виконання дипломної роботи були розв'язані такі основні задачі:

- виконано розрахунок механізму головного підйому вантажу;
- проведено розрахунок механізму допоміжного підйому;
- визначено параметри механізму пересування вантажного візка;
- розраховано механізм пересування крана в цілому;
- оцінено та визначено економічну ефективність запропонованої модернізації;
- сформульовано та наведено основні заходи з охорони праці та техніки безпеки.

Отримані в результаті розрахунків параметри кранової установки незначно відрізняються від вихідних заданих значень, при цьому всі відхилення знаходяться в межах допустимих норм, що підтверджує коректність прийнятих технічних рішень та працездатність спроектованої системи.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2006. – 304 с.
2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
3. ДСТУ EN 13906-1:2018. Циліндричні гвинтові пружини, виготовлені з круглого дроту та прутків. Розрахунок та проектування. Частина 1. Пружини стиснення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
4. ДСТУ ISO 2408:2022 (ISO 2408:2017, IDT). Канати сталеві дротяні загального призначення. Мінімальні вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023.
5. ДСТУ EN 13001-3-5:2019 (EN 13001-3-5:2016 + A1:2018, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 3-5: Граничні стани та доведення безпеки кованих гаків. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
6. ДСТУ ISO 15:2019 (ISO 15:2017, IDT). Підшипники кочення. Радіальні підшипники. Основні розміри. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
7. Ловеїкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловеїкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
8. Каталог приводної техніки SEW-EURODRIVE. Мотор-редуктори серії R, F, K, S, W : технічний каталог. – Київ : СЕВ-ЄВРОДРАЙФ Україна, 2023. – 412 с.
9. Вантажопідйомна техніка : Довідник / за ред. О. В. Григорова. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 480 с.
10. Григоров О. В. Курсове проектування з дисципліни «Вантажопідйомні машини» : навч. посібник / О. В. Григоров, В. В. Стрижак. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – 264 с.
11. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» / Укл. О. І.

Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 48 с.

12. Rolling bearings — General catalogue. – Gothenburg : SKF Group, 2023. – 1152 p.

13. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т «Запорізька політехніка». – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 222 с.

14. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : Затв. Наказом Мінсоцполітики України № 62 від 19.01.2018 р.

15. Сукач М. К. Розрахунок кранових механізмів та їх деталей : навч. посібник / М. К. Сукач. – Київ : Ліра-К, 2021. – 192 с.

16. FEM 1.001. Rules for the Design of Hoisting Appliances. Booklet 3: Loads and load combinations; Booklet 4: Checking for fatigue and choice of components. – European Federation of Materials Handling, 1998.

17. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. – 4th ed. – New York : McGraw-Hill Professional, 2010. – 688 p.

18. Стандарт Національного університету «Запорізька політехніка» СТБ 01-2022. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів (робіт). Вимоги та правила оформлення / Укл. В. І. Глушко та ін. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 45 с.