

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування факультету)

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

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавра
(ступінь вищої освіти)

на тему: Аналіз конструкції козлового крану «KONE»
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи М-322

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

МОГИЛАТ А.С.
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. ФРОЛОВ Р.О.
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Бакалавр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання.

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

«15» 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

МОГИЛАТ Андрій Сергійович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Аналіз конструкції козлового крана «KONE»

керівник проєкту (роботи) доц. ФРОЛОВ Р.О.

(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи). _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції і роботи козлового крана, дослідницький розділ, конструкторський розділ.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів). Креслень 5 аркушів.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	ФРОЛОВ Роман Олександрович доцент	15.04.2026р.	22.04.2026р.
2	ФРОЛОВ Роман Олександрович доцент	15.04.2026р.	29.04.2026р.
3	ФРОЛОВ Роман Олександрович доцент	15.04.2026р.	06.05.2026р.
4	ФРОЛОВ Роман Олександрович доцент	15.04.2026р.	13.05.2026р.
5	ФРОЛОВ Роман Олександрович доцент	15.04.2026р.	20.05.2026р.

7. Дата видачі завдання « 15 » 04 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	22.04.2026р.	
2	Опис конструкції і роботи козлового крана	29.04.2026р.	
3	Дослідницький розділ	06.05.2026р.	
4	Порівняльний аналіз крана K46137 компанії KONECRANES, і вітчизняного крана KC50-42B	13.05.2026р.	
5	Конструкторський розділ	20.05.2026р.	
6	Оформлення креслення	21.05.2026р.	
7	Оформлення пояснювальної записки	25.05.2026р.	

Студент(ка)


(підпис)

Андрій МОГИЛАТ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Роман ФРОЛОВ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка виконана на 74 с., 11 табл., 25 рис., 2 дод.

КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМА, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА, СПРОТИВ ПЕРЕСУВАННЮ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА, ШВИДКІСТЬ ПІДЙОМУ, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, РЕЖИМ РОБОТИ, РОЗРИВНЕ ЗУСИЛЛЯ, ВИЛІТ, ПОТУЖНІСТЬ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОЩЕННЯ.

Задача проекту: зробити аналіз конструкції польотних кранів фірми “KONECRANES” на прикладі козлового крану, який відповідає таким параметрам: вантажопідйомність 50 тонн, проліт 42 м, швидкість підйому вантажу 0,083 м/с, швидкість пересування крана 0,6 м/с, швидкість пересування візка 0,3 м/с.

Козлові крани використовуються для виконання завантажувально-розвантажувальних та транспортних операцій на відкритому просторі. Вони переміщуються по рельсовим шляхам, займають багато місця та дають змогу обслуговування усієї території, на якій вони встановлені

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1. Опис конструкції і роботи козлового крана.....	8
2. Дослідницький розділ	13
2.1. Порівняльний аналіз крана К46137 компанії KONECRANES, і вітчизняного крана КС50-42В.....	13
3. Конструкторський розділ.....	24
3.1. Розрахунок механізму підйому вантажу.....	24
3.2. Розрахунок механізму пресування крана.....	38
3.3 Розрахунок механізму пресування візка.....	46
3.4 Розрахунок металоконструкції вантажного візка.....	55
4. Висновок.....	62
Перелік літератури.....	65
Додаток А.....	67
Додаток Б	70

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини (ПТМ) і механізми є основними засобами механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт у всіх галузях промисловості і сільського господарства. У зв'язку з інтенсифікацією процесів частка часу на підйомно-транспортні операції значно зростає. Різке підвищення продуктивності праці, яке вкрай необхідно під час переходу на нові умови розвитку і управління може бути досягнуто шляхом механізації і автоматизації підйомно-транспортних і настановних операцій, які менш автоматизовані, ніж технологічні. ПТМ вельми металоємкі, отже, вимагають великої кількості матеріальних і трудових витрат. Тому необхідно створювати мало, металоємкі вчинені, надійні і раціональні конструкції. Проектуванням, добіркою і установкою ПТМ зайняті інженерно-технічні працівники не тільки в вузькоспеціалізованих організаціях і підприємствах, а й у самих різних галузях промисловості. Підйомно-транспортне обладнання є невід'ємною частиною практично будь-якої схеми механізації будь-якого виробничого процесу в кожній галузі економіки.

Тому ПТМ становить винятковий методичний інтерес як об'єкт проектування при підготовці інженерів і конструкторів машинобудівника широкого профілю.

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ І РОБОТИ КОЗЛОВОГО КРАНА

Козлові крани відносяться до категорії підйомних пристроїв мостового типу. Несучі елементи їх конструкції спираються на підкранових шлях за допомогою двох опорних стійок. Середній термін служби козлових кранів приблизно 20 років без урахування режиму роботи та умов експлуатації. Напрацювання на відмову – приблизно 3 000 циклів.

Даний козловий кран - кран загального призначення з порівняно невеликою висотою підйому (в середньому до 12 м). Застосовують його для обслуговування відкритих складських і перевантажувальних майданчиків. У козловому крані використовуються крюковий вантажозахватний орган. Механізм підйому встановлений на вантажному візку, яка переміщається по мосту. Залежно від призначення кран може бути обладнаний одним або двома механізмами підйому (основних і допоміжних). Потужність приводу і вантажопідйомність допоміжного механізму підйому, як правило, менше потужності основного (головного). Швидкість таких механізмів підйому також різна - у допоміжного зазвичай менше.

Перетин моста козлового крана загартований. Даний кран більш металомісткий, але у нього є свої переваги, головне з яких - можливість встановити візки від мостових кранів типових конструкцій, виконаних за відпрацьованою технологією.

Опори козлових кранів виконують двухстійкові рівній жорсткості або одну опору жорсткої, іншу - «гнучкою». У таких конструкціях шарнірне кріплення встановлюється в вузлі остова крана. Це технічне рішення дозволяє компенсувати навантаження перекосу в над опорних вузлах остова крана. Виготовляють крани і з одно-стійкими опорами. Конструкції з одно-балочними мостами і одно стійкими опорами використовують при спільній роботі двох кранів.

Управління козловим краном може здійснюватися з підлоги або з кабіни, яка кріпиться до рами візка або до мосту крана у опори. Швидкість його зазвичай не перевищує 1 м / с. Вантажопідйомність козових кранів загального призначення 3,2 ... 52 т, довжина прольотів 10 ... 42 м, висота підйому вантажу 7 ... 10 м (рідше - до 12 м). Вантажопідйомність будівельно-монтажних кранів більше - до 400 т, довжина прольотів - до 80 м, висота підйому - до 30 м.

Козлові крани обов'язково оснащуються обмежувачами робочих рухів для автоматичної зупинки механізму підйому, механізму пересування крана незалежно від швидкості пересування і механізму пересування вантажного візка. У комплект також повинні входити автоматичні обмежувачі перекоосу, протиугінні пристрої (рейкові захвати і т. П.), пружні буферні пристрої. Крани групи режиму не менш А5 і вантажопідйомністю понад 10 т по ІСО 4301/1 обладнують реєстраторами роботи - так званими «чорними ящиками».

Введена марочна система, яка визначає порядок допуску на кран фахівців, щоб звести до мінімуму нещасні випадки під час роботи козлового крана в результаті неузгоджених дій машиніста і стропальників, а також працівників, зайнятих на ремонті або обслуговуванні. Ввідний пристрій (захисна панель) крана обладнується індивідуальним контактним замком з ключем. Ключ-марка призначений для замикання ланцюга управління і відноситься до приладів безпеки, на ньому вибито реєстраційний номер крана.

Основні вузли козових кранів

Механізм підйома вантажу складається з канатної лебідки, поліспасти і вантажозахоплювального органа (гака, захоплюючої траверси, грейфера і т.

п.). Лебідка містить приводний електродвигун, через з'єднувальною муфту пов'язаний з вхідним валом циліндричного зубчастого редуктора. Останній обертає барабан, на який навивається одна або дві гілки каната підйомного поліспасти. Гальмівний шків встановлений на вхідному валу редуктора. У механізмах підйому вантажу використані одинарні або здвоєні канатні поліспасти. Довжину канатів і розміри канатних барабанів вибирають таким чином, щоб при можливому нижчому положенні вантажозахоплювального органа (гака, грейфера і т. П.) на барабані залишалось не менше 1,5 витка кожного з кінців канатів (без урахування ділянки каната, який виконується для кріплення на барабані). Якщо лебідку монтують на мосту крана, тоді до складу механізму підйому входить система відвідних блоків вантажного каната. Механізми пересування виготовляють двох видів: з приводом на ходові колеса візка, і канатний. Механізм першого виду містить приводний електродвигун, що обертається через проміжний валик з муфтами вертикального циліндричного редуктора. Вихідний вал останнього, разом із зубчастою з'єднувальною муфтою пов'язаний з валом приводних ходових коліс вантажного візка. Гальмівний шків змонтований на валу редуктора або на одному з кінців вала двигуна. Лебідка канатного механізму пересування по схемі аналогічна підйомної лебідки, на барабан якої в протилежних напрямках запасовують тягові канати, які прикріплені іншими своїми кінцями до вантажного візка. Для створення необхідного попереднього натягу каната в одного з його кінців передбачено гвинтовий натягач, у вигляді ручної черв'ячної лебідки

Зазвичай механізми пересування кранів виконують у вигляді одного або двоколісного ходового візка. Приводні візки забезпечуються двигунами, через редуктора, за допомогою яких обертаються ходові колеса. Останні змонтовані на обертових валах або на нерухомих осях. У цьому випадку вони мають зубчасті вінці. На кранах для підйому вантажу або для допоміжних цілей застосовують електричні талі, які представляють собою компактний вантажопідйомний механізм.

Основні параметри козлових кранів

До основних параметрів козлових кранів крім вантажопідйомності відносяться: проліт, робочий виліт консолі, висота підйому, а також швидкості робочих рухів. Істотне, значення мають також розміри, що визначають умови транспортування вантажу від консолі до пролітної частини: у кранів з двухстійковими опорами це відстань у світлі між стійками опори, в значній міру залежить від опорної бази, а у кранів з однією стійкою опорами - відстань від вантажної підвіски до передньої межі опорної стійки. Для сталого пересування кранів по крановим коліям має бути забезпечено певне (десь 1: 5 - 1:7) відношення прольоту до колісної бази. Ширина ходових візків і нижніх частин крана визначає можливі межі наближення до підкранових колій штабелів вантажу, транспортних засобів, споруд і наземного устаткування. Має значення також і рівень розташування виступаючих елементів ходової частини. Вертикальні навантаження на ходові колеса крана, в значній міру визначають витрати на спорудження й експлуатацію підкранових колій, також повинні бути включені в число основних параметрів козлових кранів. Проліт L визначається, як правило, планувальними умовами об'єкта; необхідної місткістю складу. Виліт консолей L_k доцільно приймати виходячи з умови рівності моментів від рухомого навантаження в прольоті і у опор. Однак виліт повинен забезпечити складування вантажу і безперешкодне безпечне обслуговування транспортних засобів.

У всіх випадках, відстань між виступаючими частинами крана і наземними предметами або транспортними засобами на висоті 2,0 м від рівня землі повинно бути не менше 700 мм, а на висоті більше 2 м - не менше 400 мм. Разом з тим ці частини не повинні виступати за лінію граничного розміру, встановленого ГОСТ 9238-73. Виліт консолі повинен бути достатній для перекриття всієї ширини вагона або платформи безрейкового транспортного засобу (2, 5 .., 3, 3 м). При перевантаженні великорозмірних

вантажів, наприклад залізничних контейнерів масою 5 і 20 т, часто буває достатнім, якщо виліт буде на 150 ... 250 мм перевищувати відстань від опор підкранової рейки до центру вагона.

Зазвичай для обслуговування залізничних вагонів достатньо мати виліт 4,2 ... 4,5 м; при роботі з великотоннажними контейнерами мінімально допустимий виліт 3,4 ... 3,6 м. Виліт консолі повинен складати 0,20 ... 0,30 прольоту. Рекомендується уникати збільшувати виліт консолі, так як при цьому різко зростають їх прогини, що може зажадати додаткового посилення моста. Крім цього при виході вантажу на таку консоль буває важко забезпечити необхідний запас зчеплення у ходових коліс протилежної опори. Висота підйому визначається з умови, що зазор між транспортуються, вантажем і наземними предметами повинен бути не менше 0,5 м. При роботі з залізничним транспортом висота підйому повинна становити не менше 8 м; у кранів, які використовуються для: перевантаження контейнерів, її слід збільшувати до 9 м. У більшості випадків висота підйому 9 ... 10 м буває достатній, як для обслуговування транспортних засобів, так і для штабелювання вантажів. Іноді наприклад, для кранів лісових складів її приймають по найбільшій допустимій висоті складування 16 м. Відстань між стійками опор повинно забезпечувати можливість переміщення без розвороту найбільш часто транспортуючих вантажів і розворотом - вантажів всіх видів, для роботи з якими призначений кран. Слід мати на увазі, що розворот вантажу у всячому положенні, навіть при наявності приводного поворотного пристрою, збільшує тривалість перевантажувального циклу.

Таблиця 2.1 - Технічні характеристики козлового крана КС-50-42В

Характеристика	Значення
Група режиму роботи крана по ІСО 4301/1	A4
Вантажопідйомність, т:	
- головного крюка	50
- допоміжного крюка	10
Швидкість підйому, м/с (м/хв):	
- головного крюка	0,116- 0,133(7-8)
- допоміжного крюка	0,133(8)
Тиск колеса на рейку підкранового шляху, не більш, кН	310
Швидкість пересування, м/с (м/хв):	
- крана	0,61(37)
- візка	0,41(25)
- допоміжного крюка	0,50(30)
Сумарна номінальна потужність електродвигунів, встановлених на крані, кВт, не більше	115
Тип підкранової рейки по ГОСТ 7173	P43

2.1.1 Аналіз металоконструкцій кранів

На обох кранах встановлена головна балка, яка має металоконструкцію ґратчастого типу, вона легше, ніж суцільного перетину, однак вони мають більш низький опір втоми. Також недоліком ґратчастих металоконструкцій є утримання великої кількості елементів і вузлів, безлічі дрібних деталей (косинок, стикових накладок, сполучних планок і ін.), які різко підвищують трудомісткість виготовлення.

Особливість ґратчастої металоконструкції - короткі по довжині шви, нахлесточного і кутові з'єднання. При складанні ґратчастих конструкцій рідко бувають стикові з'єднання, але якщо вони є, то їх зварювання потрібно виконувати в першу чергу, так як в цих з'єднаннях максимальна усадка шва і може статися деформація, або внутрішня напруга, а в гіршому випадку утворення тріщин.

У розглянутих кранах жорсткість вузлів несуттєво впливає на роботу конструкції і в більшості випадків їх можна розглядати як шарнірні. Тоді всі стрижні відчувають тільки осьові зусилля (розтягнення або стиснення). Завдяки цьому метал в фермах використовується більш раціонально, ніж в балках, і вони економічніше балок по витраті матеріалу, але більш трудомісткі у виготовленні. Зі збільшенням перекиванням прольотів і зменшенням навантаження ефективність ферм в порівнянні зі суцільно стінчатими балками росте.

Також ґратчаста будова кранів значно зменшує його вагу при збереженні міцності і вантажопідйомності, а також забезпечує кращий огляд виконуваних робіт.

Міст крана КС-50-42В має ґратчасту конструкцію прямокутного перерізу. Вертикальні ферми трикутного типу з додатковими стійками і постійним кроком панелей. Стрижні утворені зі спарених куточків. Горизонтальні ферми - трикутного типу з додатковими елементами, які

служать для зменшення гнучкості розкосів. Стрижні ферм складені з одинарних куточків. У нижній частині перетину мосту підвішений рухомий монорельс, над яким розташований настил з огорожею для проходу вздовж моста. Міст крана спирається на жорсткі і гнучкі опори. З'єднання опор з фермою здійснюється за допомогою силових шарнірів. Розміри між опорами на одній стороні підкранової колії забезпечують можливість транспортування вантажів довжиною від 8 метрів на висоті 8 метрів без розвороту. Жорсткі опори змінного трикутного перетину сприймають вертикальні, поздовжні і переносні навантаження. Гнучкі опори плоскої конструкції з поясами із швелерів призначені для сприйняття вертикальних і поздовжніх навантажень. У середній частині опори мають фланцевий роз'єм для забезпечення монтажу крана з нижнього положення. Також можна сказати що конструкція моста крана К46137 практично має ту ж конструкцію що і міст крана КС-50-42В.

Переваги ферм ґратчастої конструкції даних кранів - деяка економія металу (близько 10%) у порівнянні з фермами балочної конструкції тих же прольотів, більша доступність при проведенні очисних і фарбувальних робіт, в зв'язку з чим відпадає необхідність у створенні спеціальних лазів і проходів для проникнення всередину конструкції

Стяжки

У обох кранах встановлено стяжки до основи стійок (Рис.2.3)

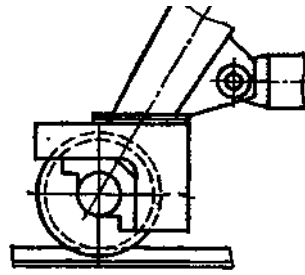


Рисунок 2.3 - Стяжки опор

Така схема дозволяє спростити демонтаж ходових візків. Стяжки повинні бути розраховані на навантаження, що діє на них при вивішуванні ходової частини, так само доводиться враховувати додатковий вигинаючий момент, який навантажує стійку і є наслідком зміщення стяжки, по відношенню до осей ходових коліс.

Стійки гнучких опор

На обох кранах стійки крана примикають безпосередньо до мосту (Рис. 2.4). Стійки, які розташовані в нижній частині можуть, спиратися на ходові візки або ходову балку. В центрі фланцевого з'єднання передбачається центруючий штифт, що дозволяє при наявності овальних отворів під болти виміряти при монтажі положення ходових візків в горизонтальній площині. Стійки козлових кранів часто можуть бути забезпечені кронштейнами з вушками для вісі шарніра візка. Ці кронштейни також з'єднують зі стійками фланцевими з'єднаннями.

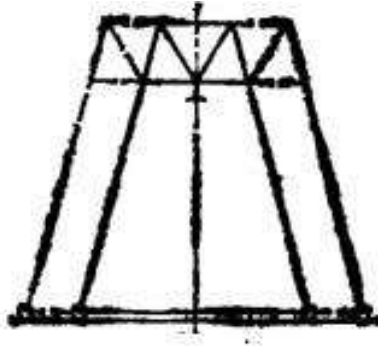


Рисунок 2.4 - Схема опор зі збільшеними отворами між стійками

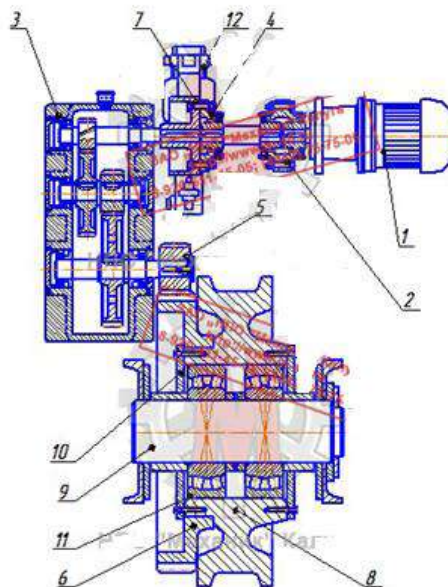
Висновок: Конструкція мостів обох кранів гратчастого типу має свої переваги і недоліки.

Недоліки: У них більш низький опір втоми. Також недоліком гратчастих металоконструкцій є утримання великої кількості елементів і вузлів, безлічі дрібних деталей (косинок, стикових накладок, сполучних планок і ін.), різко підвищують трудомісткість виготовлення і витрата металу. У гратчастих конструкціях присутні до 40% швів, незручних за доступністю, що ускладнює їх ремонт.

Переваги: Ферми гратчастої конструкції дозволяють зекономити метал (близько 10%) у порівнянні з фермами балочної конструкції тих же прольотів, більша доступність при проведенні очисних і фарбувальних робіт, в зв'язку з чим відпадає необхідність у створенні спеціальних лазів і проходів для проникнення всередину конструкції.

2.1.2 Аналіз механізму пересування кранів

2.1.2.1 Механізм пересування крана КС-50-42В



1 - електродвигун МТФ-211-6, 2 - муфта зубчаста в зборі, 3 - редуктор РЦД-350 / Редуктор 1Ц2У-200, 4 - муфта зубчаста в зборі, 5 - шестерня, 6 - зубчатий вінець, 7 - шків гальмівний 200, 8 - колесо ходове, 9 - вал ходового колеса, 10 - кришка ходового колеса, 11 - підшипник 3622, 12 - гальмо ТКГ-200

Рисунок 2.5- Схема основних вузлів механізму пересування крана КС-50-42В

У ходових приводних візках крана КС-50-42. Рама візка виконана з двох балок швелерного перетину, до яких приварений кронштейн похилого з'єднувального фланця. В щоках кронштейна посаджена вісь для кріплення монтажного поліспасти. З протилежного боку передбачені кронштейни з вертикальною віссю для кріплення протиугінного захоплення.

Ось ходового колеса посаджена в посилені накладками розточеннях швелерів; вона несе ходове колесо з двома сферичні роликотішипники і зубчастим вінцем відкритої передачі.

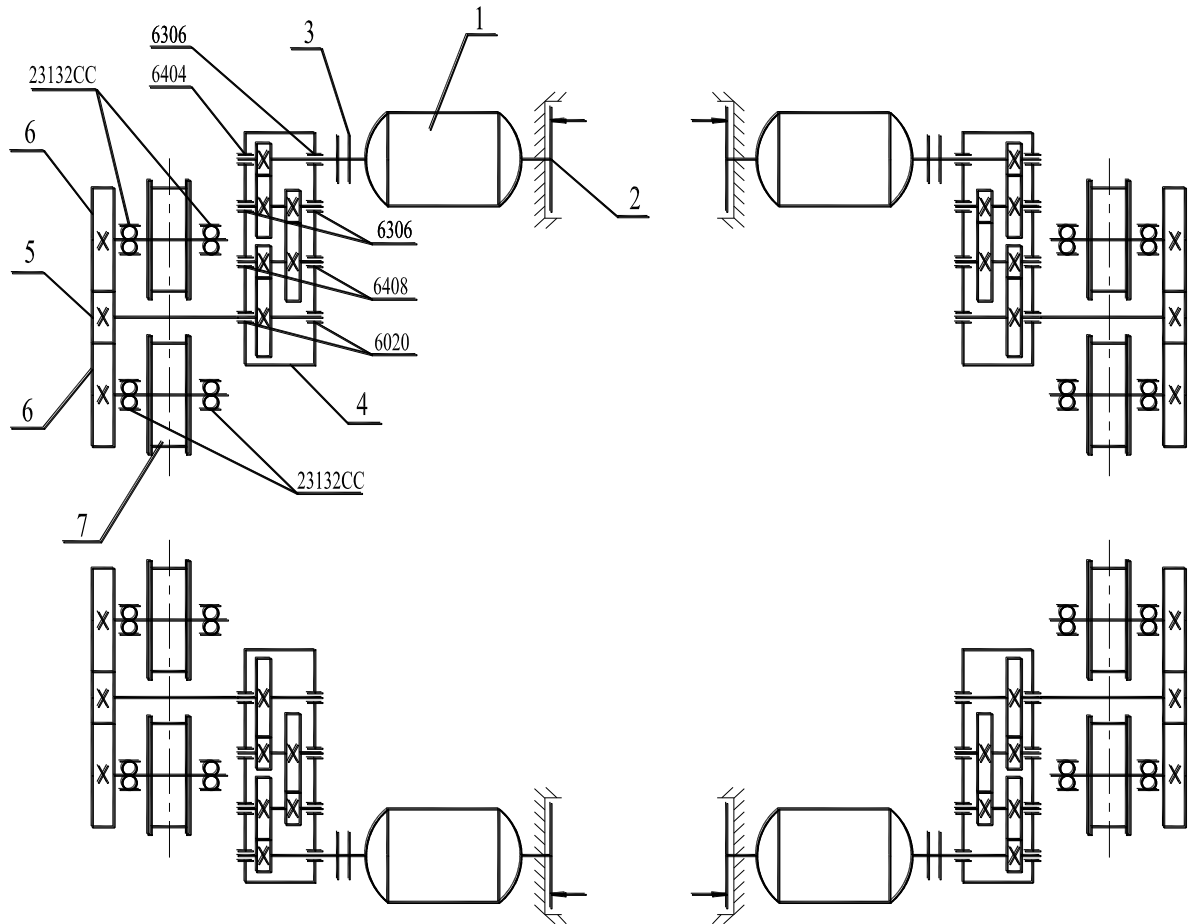
Вал ведучого колеса відкритої передачі, який обертається в двох опорах, з'єднаний з вихідним валом редуктора зубчастої муфтою. Таке з'єднання зручно для складання і ремонтів. Після установки ходового колеса і вала монтують інші механізми.

До установки редуктора двигуна і гальм до їх лап на болтах кріплять гнуті підставки; після установки і регулювання механізму ці підставки приварюють. Це значно зменшує трудомісткість виготовлення, так як виключає розмітку і свердління отворів під кріплять болти і регулювання по висоті за допомогою прокладок. Всі механізми закриті знімними кожухами.

Перевагою такої конструкції механізму пересування крана є її відносно невелика ширина. Однак проміжна шестерня на осі балансира надзвичайно ускладнює ремонт. Незручний і трудомісткий демонтаж ходових коліс. Разом з тим гнізда під осі коліс і балансира можуть бути без будь-яких ускладнень розточені з однієї установки, що забезпечує високу точність розташування коліс.

Недоліком такої конструкції є наявність відкритої зубчастої передачі, яка зазвичай вважається недоліком приводу, оскільки через свою схильність абразивного зносу відкрите зубчасте зачеплення зазвичай має більший модуль, ніж закрита зубчаста передача, яка передає той же крутний момент. У підсумку відкриті передачі виходять більш громіздкими і важкими.

2.1.2.2 Механізм пересування крана К46137



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – муфта, 4 – редуктор, 5 – шестерня,
6 - колесо зубчасте, 7 - колесо приводне.

Рисунок 2.6 – Схема механізму пересування

На даному крані К46137 використовується механізм пересування з роздільним приводом. Механізм пересування з роздільним приводом складається з двох окремих приводів для кожної сторони. Електродвигуни, розраховуються з урахуванням можливої нерівномірності їх завантаження

кожен на 60% від загальної необхідної потужності. За останні роки механізми з роздільним приводом набувають все більшого застосування на кранах багатьох типів.

При пересуванні крана виникають перекоси в горизонтальній площині підкранових колій. Причинами перекосів можуть бути неточність монтажу ходової частини, відмінність в діаметрах приводних коліс, неоднакова пробуксовка коліс по рейках, які не паралельність і ухили підкранових колій, а для механізмів з центральним приводом, крім того, неоднакове закручування кінців довгого трансмісійного вала. Неможливість повного усунення цих причин зумовлює неминучість перекосів при пересуванні будь-якого крана незалежно від типу приводу. Під час роботи механізмів з роздільним приводом перерозподіл навантажень між електродвигунами здійснюється через металоконструкцію. Рух крана з роздільним приводом відбувається з меншими перекосами, що і сприяє широкому застосуванню цього типу приводу.

Використання роздільного приводу доцільно, коли відношення прольоту крана до його бази перевищує 6:1. При більш високому значенні цього відношення необхідно штучне підвищити горизонтальну жорсткість крана, так як в протилежному випадку через підвищену гнучкості відбуваються значні забігання однієї кінцевої балки по відношенню до іншої.

Балансирна система може виконуватися за різними схемами в залежності від потрібного числа ходових коліс в одній опорі: опора у вигляді двоколісного балансира, трьох колісна опора з двома балансирами, для рівномірного розподілу тиску на колеса, чотириколісна з трьома балансирами, шестиколісна з п'ятьма балансирами і восьми колісна з сімома балансирами, як у деяких типів порталних, баштових і мостових кранів.

Порівнюючи наведені конструкції механізмів пересування 2 кранів між собою, можна зробити висновок, що найбільш перспективним є конструкція механізму пересування крана К46137, оскільки вона володіє

найменшими габаритами, а також найбільш простіша в монтажі, але водночас необхідно відзначити, що його використання в більшості випадків можливе тільки із застосуванням імпортних мотор-редукторів, вартість яких значно вище, ніж конструкції вітчизняних аналогів.

2.1.3 Аналіз конструкції вантажних візків кранів

2.1.3.1 Візок крана К46137

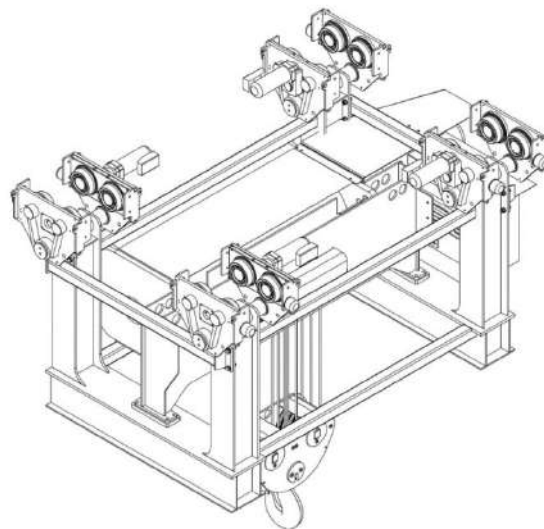


Рисунок 2.7.- Візок двоохрейковий крана К46137

На даному візку (Рис.2.7) встановлена таль марки СХТ, у талей цієї марки канати менш схильні до зносу. Використання канатних барабанів великого діаметра призводить до зменшення числа перегинів канатів. Наслідком є значно більш тривалий, порівняно з традиційними конструкціями, термін їх служби. Орган, який захоплює вантаж відрізняється ергономічністю і має запобіжний замок, що забезпечує надійне і безпечне кріплення вантажу. Також на талях встановлені високоякісні двигуни механізму підйому, з ПВ 60% спеціально розроблені, для

застосування на талях СХТ. Висока потужність, вдосконалена система охолодження, стійкість до тимчасових пікових навантажень є гарантією їх надійності. Дві швидкості підйому і регульоване інвертором плавне пересування механізму сприяють підвищенню продуктивності.

Особливістю таких візків є висока зносостійкість монорейок і відсутність поперечного розгойдування самого візка. У даному візку ходові колеса балансирних візків переміщуються по направляючих. Привідні колеса ходових візків приводяться у рух за допомогою компактних черв'ячних мотор-редукторів. Відносно малі розміри цих редукторів створюють сприятливі умови для кріплення стійок опор до прогінної споруди. Рівномірний розподіл тисків на колеса, незалежно від деформацій і похибок виготовлення моста і рами візка, забезпечується кріпленням в трьох точках останньої.

2.1.3.2 Візок крана КС-50-42В

Візок козлового крана вантажопідйомністю 50 т (рис. 2.8). Головний підйом тут обслуговується двома барабанами із загальним приводом від одного редуктора, що дає можливість дещо скоротити довжину візки і більш рівномірно розподілити навантаження на її колеса. Однак при цьому вдвічі збільшується кількість проміжних валів, муфт і відкритих зубчастих передач.

Для зменшення висоти візки барабани головного підйому опущені всередину рами; верхня площадка, на якій встановлені електродвигуни п редуктори, майже не піднімається над рівнем обода коліс візка.

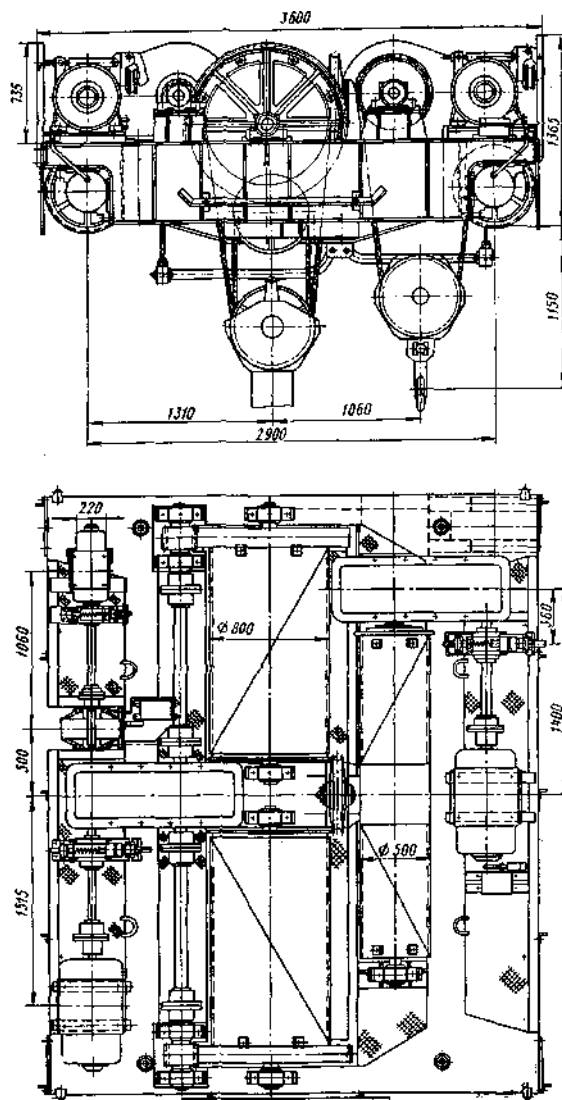
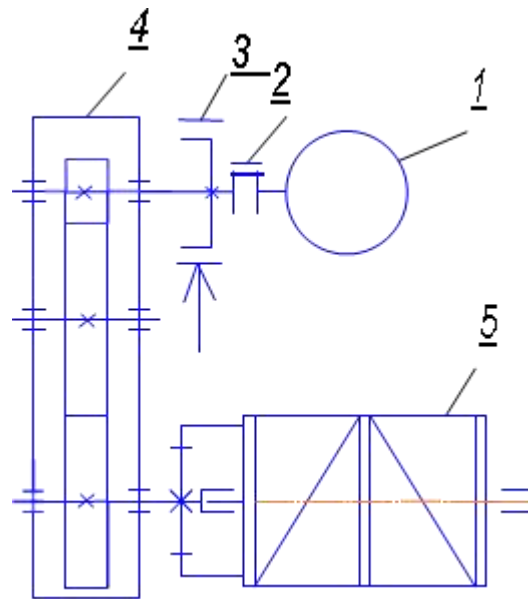


Рисунок 2.8 - Вантажний візок козлового крана вантажопідйомністю 50/10 т марки КС-50-42В

2.1.4 Аналіз конструкції механізму підйому кранів

2.1.4.1 Механізм підйому крана КС-50-42В



1 - електродвигун, 2 - муфта, 3 - гальмо, 4 - редуктор, 5 - барабан з вбудованою зубчастою муфтою

Рисунок 2.9 - Схема механізму підйому

Подібна схема набула найбільшого поширення в самих різних типах вантажопідіймальних кранів, перевагою подібної схеми є легкість і дешевизна. Нерідко в рамках даної схеми використовується додаткове гальмо, що дозволяє істотно підвищити надійність системи, також для полегшення монтажу на швидкохідній щаблі може застосовуватися вал-вставка. Недоліками є наявність складного, в ряді випадків досить дорогого і громіздкого електричного обладнання, передавальне відношення, обмежене можливостями серійно випускаються редукторів. Останній недолік може бути усунутий за рахунок введення в розглянуту схему відкритої зубчастої передачі або додаткового редуктора.

2.1.4.2 Механізм підйому крана К46137

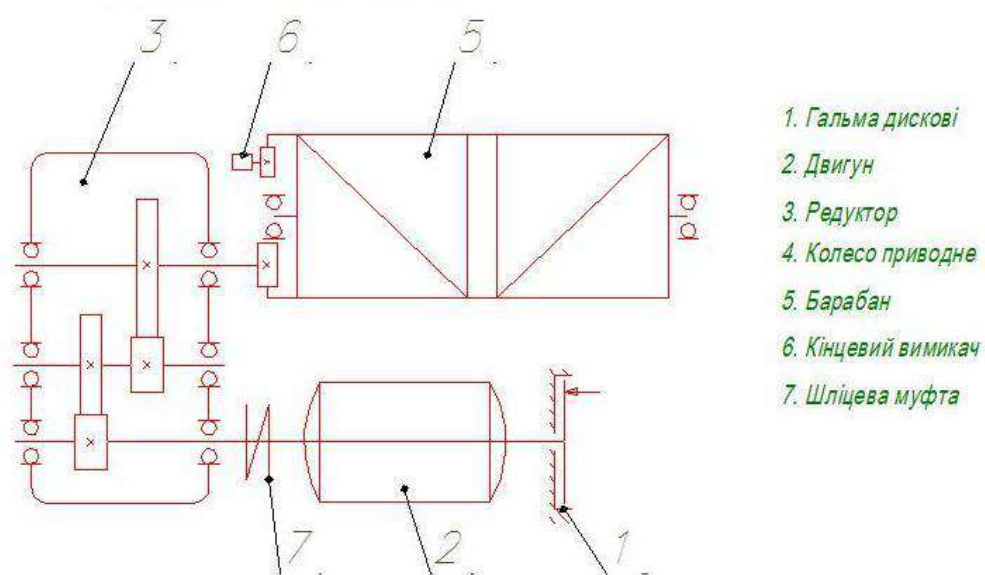


Рисунок 2.10- Схема механізму підйому

Порівнюючи наведені варіанти механізмів підйому між собою, можна зробити висновок, що найбільш перспективним є механізм підйому кран К46137, оскільки він володіє найменшими габаритами, а також найбільш простий в монтажі. Але в той же час необхідно відзначити, що його використання в більшості випадків можливе тільки із застосуванням імпортних мотор-редукторів, вартість яких явно вище, ніж у вітчизняних.

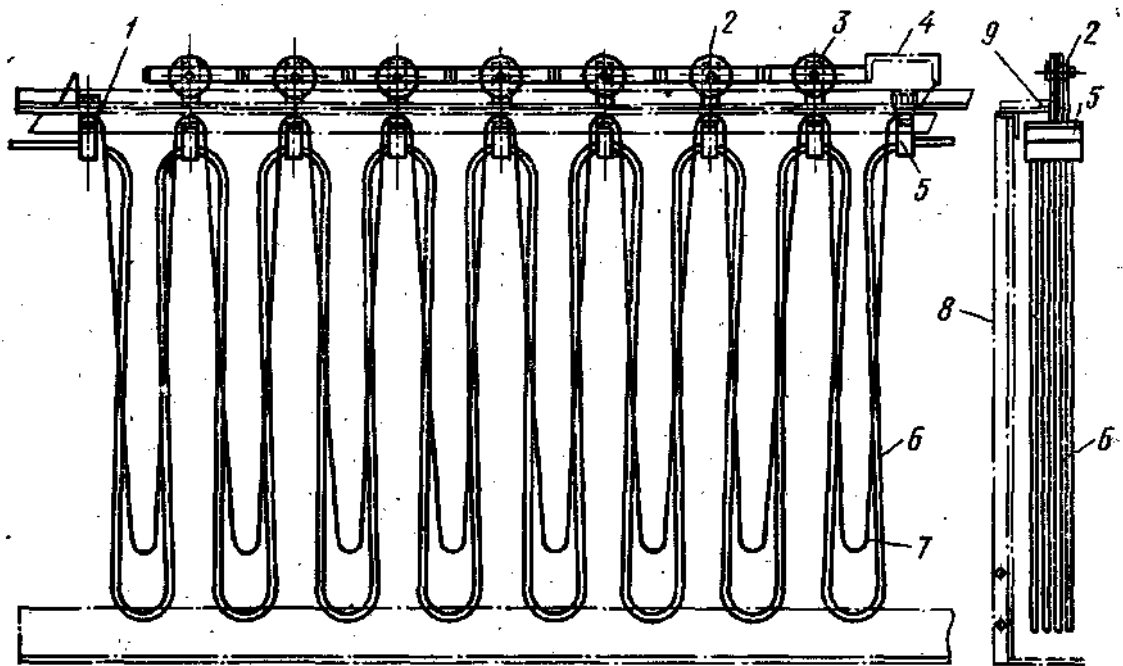
2.1.5 Кабельний струмопідвід

На крані К46137 встановлений кабельний струмопідвід, на відміну від

крана КС-50-42В.

В даний час кранові тролєї застосовують рідко (в основному на металургійних і старих кранах); для подачі електроенергії до механізмів вантажного візка козлового крана застосовують струмопідвід за допомогою гнучкого кабелю. Кабельний струмопідвід застосовують також у випадках, коли неможливо захистити тролейний струмомімання від впливу атмосферних опадів агресивних середовищ і у вибухонебезпечних приміщеннях. Для козлових кранів це єдиний спосіб токоподвода.

Для пристрою кабельного струмопідвода уздовж підкранової колії кріплять жорстку направляючу (сталевий куточок) або натягують допоміжний тонкий канат, по яких котяться ролики кареток або ковзають кільця підвісок. Один кінець кабелю жорстко прикріплений до вивідний коробці на нерухомій конструкції і підключений до силового розподільного ящика, а інший кінець закріплений на мосту крана (біля кабіни) або на рами вантажного візка і підключений до відповідних електроапаратів.



1 - нерухоме кріплення кабелю, 2 - каретка, 3 - ролик каретки, 4 - поводок, 5 - затиск, 6 - гнучкий кабель, 7 - допоміжний канат, 8 - опора, 9 – сталевий куточок.

Рисунок 2.11 - Кабельний струмопідвід с каретками

Щоб уберегти токоведучий кабель, що живить кран або приводні вантажозахватні пристрої, від можливого заплутування і пошкодження, застосовують спеціальні кабельні барабани, встановлені на мосту, крана (поруч з механізмом пересування) або на рами вантажного візка. Вбудована в кабельний барабан пружина або привід від механізму пересування і підйому вантажу забезпечує постійний натяг кабелю.

Струмознімальний пристрій барабана складається з мідних контактних кілець, закріплених на обертовому валу барабана, з якими пов'язані жили кабелю, і нерухомого щіткотримача з прилеглими вугільними щітками, з яких знімається підводиться напруга.

У розглянутій системі струмопідвода застосовують переважно гнучкі шлангові кабелі загального призначення з гумовою ізоляцією марки КРПТ або ліфтові гнучкі кабелі марки КЛШН. Радіус кривої перегину кабелю не повинен бути менше чотирьох його діаметрів.

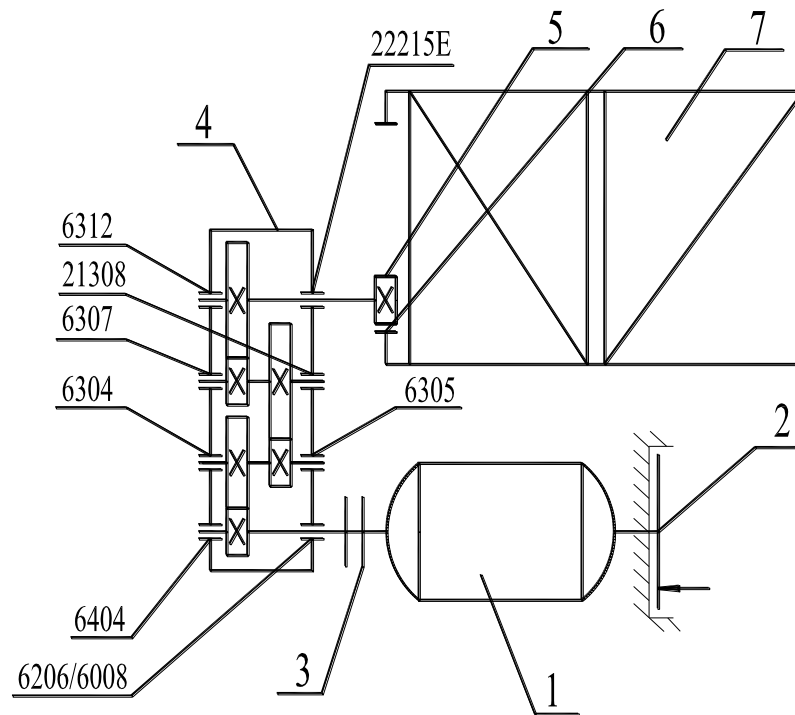
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок механізму підйому вантажу

3.1.1 Вихідні дані та кінематична схема підйому вантажу

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку крана

Параметри	Значення
Вантажопідйомність загальна Q_1 , т	50
Вантажопідйомність одного візка Q , т (усього 2 візка)	25
Проліт L , м	42
Висота підйому вантажу H , м	11,5
Група режиму роботи механізму	Середній $Z_p=4,5$
Швидкість підйому $V_{ван}$, м/с	0,083
Швидкість руху візка $V_в$, м/с	0,3



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – муфта, 4 – редуктор, 5 – вал-шестерня,
6 – колесо зубчасте, 7 – барабан.

Рисунок 3.1 – Кінематична схема підйому вантажу

3.1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Обираємо схему та кратність поліспасти згідно функціонального призначення, конструкції крана та вказівок викладача.

Отже вибираємо здвоєний поліспаст з кратністю 6.

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta_0 + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3 + 0,98^4 + 0,95^5}{6} = 0,9 \quad (3.1)$$

де $\eta = 0,98$ [3] - ККД блоку на підшипниках кочення, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість канату;

i_n – кратність поліспасту;

n – кількість блоків.

3.1.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами НПАОП 0.00 - 1.01 - 07 канат обираємо за розривним зусиллям $F_{розр}$, Н

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр} \quad (3.2)$$

$$F_{розр} = 4,5 \cdot 23726 = 106767$$

де $Z_p = 4,5$ - коефіцієнт запасу міцності каната згідно режиму роботи (табл.3.1.2);

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n} \quad (3.3)$$

$$F_{max} = \frac{10^4(25 + 0,625)}{2 \cdot 6 \cdot 0,9} = 23726$$

$$G_n = (0,02...0,03) \cdot Q$$

$$G_n = 0,025 \cdot 25 = 0,625$$

де - Q - маса вантажу, т;

G_n - маса підвіски, т;

$a = 2$ - кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

Таблиця 3.2 – Мінімальні значення коефіцієнтів використання канатів Z_p

Група класифікації механізму		Рухомі канати	Не рухомі канати
згідно ГОСТ 25835	згідно ІСО 4301/1	Z_p	
1М	М1	3,15	2,5
1М	М2	3,35	2,5
1М	М3	3,55	3,0
2М	М4	4,00	3,5
3М	М5	4,50	4,0
4М	М6	5,60	4,5
5М	М7	7,10	5,0
6М	М8	9,00	5,0

Канат вибираємо за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80, ГОСТ 766-80 за табл.

Д.1 (див. додаток А) згідно розривного зусилля.

Обираємо сталевий канат подвійного завивання ЛК-Р конструкції 6х19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688-80 [табл. 3.1.3], з умовним позначенням:

Канат 14 – Г – В – О – Н – 1764 ГОСТ 2688-80

Таблиця 3.3 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Маркувальна група , МПа	1764
Діаметр d_k , мм	14
Маса каната (1000м), кг	728
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	108,000

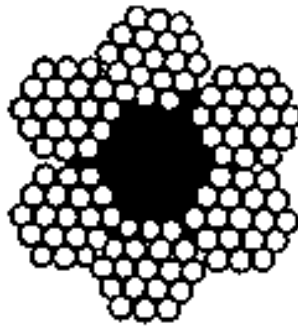


Рисунок 3.2- Канат подвійного завивання типу ЛК – Р конструкції 6×19
 $(1+6+6/6) + 1$ о.с. за ГОСТ 2688 - 80

3.1.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Визначаємо зусилля канату в місці кріплення

$$F_{\kappa} = \frac{F_{\max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{23726}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot 3,14}} = 5250 \text{ Н}; \quad (3.4)$$

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

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

$\alpha=3 \cdot \pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідне число болтів кріплення канату

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 5250}{12^2 \cdot 50} = 2,18 \quad (3.5)$$

де d_1 – діаметр болтів. Приймаємо $Z=3$;

$[\sigma]_p=50-60$ МПа для Ст.3–допускне напруження розтягу для болтів;

3.1.5 Вибір вантажного гака

Гак вибираємо по номінальній вантажопідйомності візка $Q=25$ т та групи режиму роботи М5. Вибираю заготовку однорогого гаку RSN10T DIN15401 за табл. Д.3 (дивись додаток А). Обираємо заготовку гаку

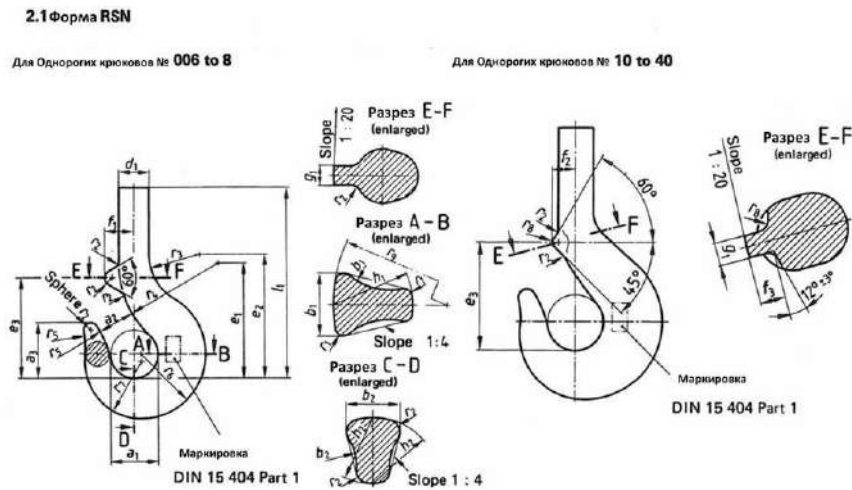


Рисунок 3.3 – Гак RSN10T DIN15401

Висота гакової гайки повинна приблизно дорівнювати довжині l_1 різьби хвостовика гака; зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гакової гайки визначаються ескізним компоуванням підвіски.

3.1.6 Розрахунок блоків та барабана

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (3.6)$$

де $d_k=0,014$ м – діаметр каната;

h – коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи;

$h_1=20$ – для барабана;

$h_2=22,4$ – для блоків.

$D_{\min \text{ бар}} = 20 \cdot 0,014 = 0,28 \text{ м}$, для покращення умов роботи каната та зменшення довжини барабана приймаємо $D_{\text{бар}} = 0,608 \text{ м}$

$D_{\min \text{ бл}} = 22,4 \cdot 0,014 = 0,313 \text{ м}$, приймаємо : $D_{\text{бл}} = 0,438 \text{ м}$. (по центрам каната)

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} + 4,5 = \frac{11,5 \cdot 6}{3,14 \cdot 0,608} + 4,5 = 40,6 \approx 41 \quad (3.7)$$

де H – висота підйому вантажу;

$H = 11,5 \text{ м}$;

4,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані

$$l = Z \cdot p = 41 \cdot 0,0215 = 0,88 \text{ м},$$

де p – крок нарізки на барабані;

$$p = 1,1 \cdot d_k = 1,1 \cdot 0,015 = 0,0165 \text{ м}, \quad (3.8)$$

Загальна довжина барабану

$$L = 2l + 2b + c, \quad (3.9)$$

де b – довжина гладкої частини на кінцях барабана;

$$b = 3 \cdot p = 3 \cdot 0,0165 = 0,0495 \text{ м}, \quad (3.10)$$

$c=214$ мм – довжина гладкої частини між нарізками;

$$L=2\cdot 0,88+2\cdot 0,0495+0,214=2,07 \text{ м,}$$

Товщина стінки барабана зі сталі:

$$\delta=0,01\cdot D_{\text{бар}} + 0,003 \text{ або } \delta=1,2\cdot d. \quad (3.11)$$

$$\delta=1,2\cdot 15=18 > 12 \text{ мм,}$$

Напруження стиску в стінці барабану

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{\text{ст}}, \quad (3.12)$$

де $[\sigma]_{\text{ст}}$ – допускне напруження на стиск;

$[\sigma]_{\text{ст}}=170$ МПа – для сталі 09Г2С.

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{26693 \cdot 10^3}{503,1} = 53 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}} = 170 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується для стінки барабану, що працює на стиск з запасом $([\sigma]_{\text{ст}} - \sigma_{\text{ст}}) / [\sigma]_{\text{ст}} = (170 - 53) / 170 \cdot 100\% = 68\%$.

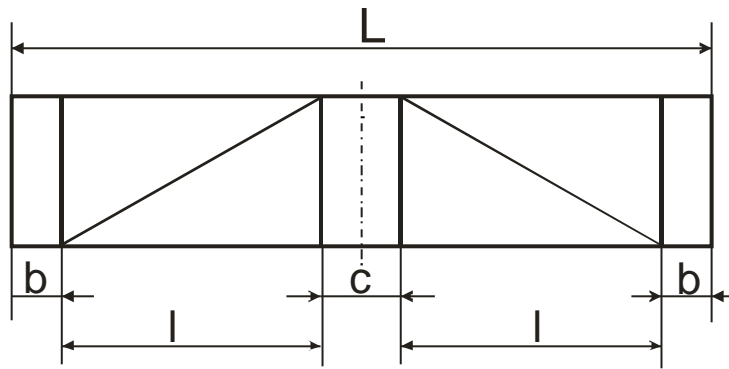


Рисунок 3.4 - Схема барабана

3.1.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_{п}}{\eta_3}, \quad (3.13)$$

$$\text{де } Q_{max} = Q + G_{п} = 25 + 0,625 = 25,625 \text{ т}; \quad (3.14)$$

$\eta_3 = \eta_{п} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{р} \cdot \eta_{м}$ – загальний ККД, відповідно поліспасти, барабана, редуктора та муфти;

$$\eta_3 = 0,9;$$

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot 25,625 \cdot 0,083}{0,9} = 23,06 \text{ кВт}$$

Згідно знайденої статичної вибираємо двигун серії MF13ZJ200 з дисковим гальмом [табл. 3.4].

Таблиця 3.4 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	MF13ZJ200
Напруження, В	380
Номинальний струм, А	44,2
Частота, Гц	50
Номинальна потужність, кВт	23 при ПВ60%
Частота оберту, об/хв	3000
Максимальний момент Н·м	116
Кількість, шт.	2
Момент інерції ротора кг·м ²	0,043

3.1.8 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому:

$$U' = \frac{n_d}{n_{\text{бар}}}, \quad (3.15)$$

$$\text{де } n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0,083 \cdot 6}{3,14 \cdot 0,608} = 15,64 \text{ хх}^{-1}$$

Таблиця 3.5 – Деталі схеми рисунка 3.1

Номер позицій за схемою	Найменування деталей	Модуль, мм	Кількість зубів
5	Вал-шестерня	5	18
6	Колесо зубчате	5	105

$$U_0 = \frac{U}{U_{ред}} = \frac{191,8}{31,17} = 6,15 \quad (3.16)$$

$$U_{зуб\ передачі} = z_2/z_1 = 105/18 = 5,83 \quad (3.17)$$

$$U = \frac{3000}{15,64} = 191,8$$

$$U = U_0 \cdot U_p = 6,15 \cdot 31,17 = 191,8 \quad (3.18)$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний косозубий, GEN408NB000-D з передаточним числом 31,17

Обраний редуктор перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 10\%$

$$\Delta V = \frac{U_o - U_{зуб}}{U_o} \cdot 100\% \leq 10\% \quad (3.19)$$

$$\Delta V = \frac{6,15 - 5,83}{6,15} \cdot 100\% = 5\% \leq 10\%$$

3.1.9 Вибір гальма

Вибираємо двоколочне нормально замкнуте гальмо NM40980NR2 вбудоване в двигун для механізму підйому тип, гальмовому моменту $T_T = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$; момент інерції гальма $I_T = 0,0017 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

3.1.10 Вибір муфти

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від діаметру швидкохідного вала редуктора та діаметра вала двигуна.

Підбираємо для з'єднання вала двигуна з швидкохідним валом редуктора муфту тип TSC32252 з параметрами D56x65.

3.1.11 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t_{\text{п}}] = 1 - 2\text{с} \quad (3.20)$$

де $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi n_{\text{д}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}; \quad (3.21)$$

$I_{\text{зв}}$ – зведений до валу двигуна момент інерції рухаючихся мас;

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_r) + m \frac{D_6^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot u_p^2 \cdot \eta_3} \quad (3.22)$$

де δ – коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

$$\delta = 1,2;$$

I_p, I_r - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківів;

$$I_p = 0,043 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_r = 0,0017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

m - маса вантажу, який піднімають;

$$m = 10^3 \cdot Q_{\max} = 10^3 \cdot 25,625 = 25625 \text{ кг}; \quad (3.23)$$

$U_p = 31,17$ – передаточне число редуктора;

$T_n^{\text{сп}}$ – середньо-пусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{\text{сп}} = \psi \cdot T_{нд} = 0,7 \cdot 2300 = 1610 \text{ Нм},$$

ψ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму з фазним ротором ;

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ – середня кратність пускового моменту для двигунів з короткозамкненим ротором ;

$$T_n = \frac{10^3 \cdot P_{дв}}{10} = \frac{10^3 \cdot 23}{10} = 2300 \text{ Нм} - \text{номінальний момент електродвигуна} \quad (3.24)$$

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси вантажу;

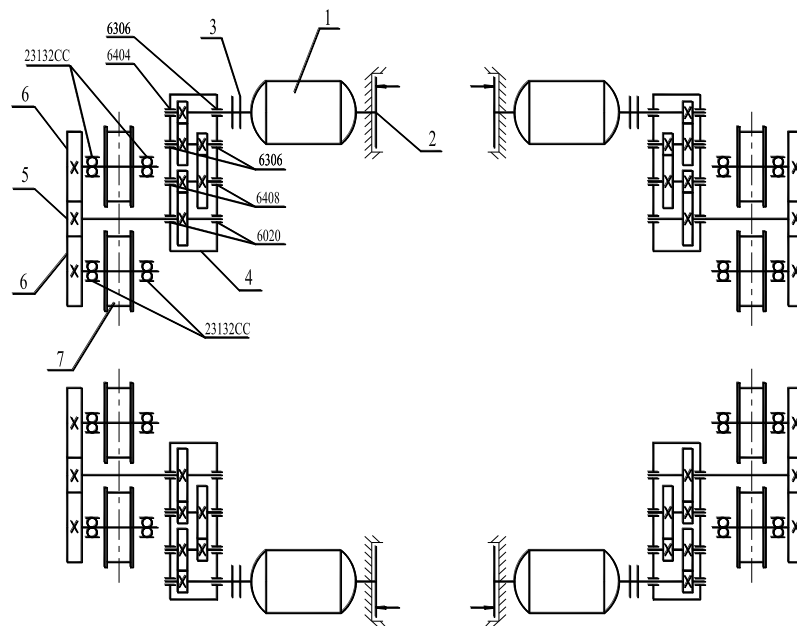
$$T_{cr} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{бар}}{2 \cdot i_n \cdot u_p \cdot \eta_s} = \frac{10^4 \cdot 25,625 \cdot 0,608}{2 \cdot 6 \cdot 31,17 \cdot 0,9} = 462,8 \text{ Нм} \quad (3.25)$$

$$I_{зв} = 1,2(0,043 + 0,0017) + 25625 \cdot \frac{0,608^2}{4 \cdot 6^2 \cdot 31,17^2 \cdot 0,9} = 0,0536 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$t_n = \frac{0,0536 \cdot 314}{1610 + 462,8} = 0,0081 \text{ с} \leq [t_n] = 1 - 2 \text{ с} \quad (3.26)$$

Умова виконується

3.2 Розрахунок механізму пресування крана



1 – електродвигун. 2 – гальмо, 3 – муфта, 4 – редуктор, 5 – шестерня,
6 – колесо зубчасте, 7 – колесо приводне

Рисунок 3.5 – Кінематична схема пресування крана

3.2.1 Вибір ходових коліс

Ходові колеса обираємо дворобордні (рис.3.5) з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

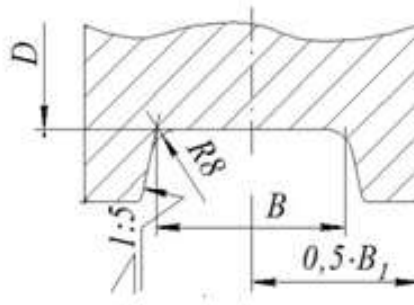


Рисунок 3.6– Колесо кранове дворобордне за ГОСТ 3569-74

Таблиця 3.6 – Параметри ходового колеса

Параметри	Значення
Швидкість руху, м/с	0,6
Допускний тиск на колесо, кН	300
Тип колеса	дворобордне
Діаметр колеса, мм	770
Тип рейки	P50
Діаметр поверхні кочення, мм	710
Ширина доріжки кочення B, мм	100

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d = (0,2...0,3) \cdot D = (0,2...0,3) \cdot 0,77 = 0,154...0,231 \text{ м} \quad (3.26)$$

приймаємо: $d = 0,160$ м.

3.2.2 Опір пересування крана

Максимальний опір пересуванню крана

$$W = W_{\text{тр}} + W_i, \quad (3.27)$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс крана;

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K = \frac{10^4 \cdot (25 + 120)}{77} \cdot (2 \cdot 0,02 + 0,015 \cdot 16) \cdot 1,5 = 7909H \quad (3.28)$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,02 \text{ см}$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$$K_p = 1,5;$$

Сила інерції

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G) \cdot [a] = 10^3 \cdot (25 + 120) \cdot 0,2 = 29000H \quad (3.29)$$

де $[a]$ – допускане прискорення;

$$[a] = 0,2 \text{ м/с}^2 .$$

3.2.3 Вибір електродвигуна

$$P = \frac{W \cdot V_{\text{п}}}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi}, \quad (3.30)$$

де W – загальний опір руху;

$$W = 7909 + 29000 = 36909;$$

$V_{\text{п}}$ – швидкість руху крана;

$$V_{\text{п}} = 0,6 \text{ м/с};$$

η_3 – загальний ккд приводу ;

$$\eta_3 = 0,9;$$

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна;

$$\psi = 1,5.$$

$$P = \frac{36909 \cdot 0,6}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,5} = 16,4 \text{ кВт} \quad (3.31)$$

По каталогу вибираємо найближчий по потужності двигун але з урахуванням розподіленого приводу:

$$P_d = 0,6P = 0,6 \cdot 16,4 = 9,84 \text{ кВт}; \quad (3.32)$$

Згідно знайденої статичної вибираємо двигун серії MF11XM200G з дисковим гальмом [табл. 3.7].

Таблиця 3.7– Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	MF11XM200G
Напруження, В	380
Номинальний струм, А	29
Частота, Гц	76
Номинальна потужність, кВт	11,2 при ПВ 40%
Частота оберту, об/хв	2140
Максимальний момент Н·м	37
Кількість, шт.	4
Момент інерції ротора кг·м ²	0,0032

3.2.4 Розрахунок редуктора

Розраховуємо необхідне передаточне число i_p :

$$U' = \frac{n_d}{n_k}, \quad (3.33)$$

де: $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна $n_{дв} = 2140 \text{ хв}^{-1}$;

n_k – частота обертання ходового колеса $n_k = 16,3 \text{ хв}^{-1}$;

$$n_k = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,7} = 16,3 \text{ хв}^{-1}; \quad (3.34)$$

Таблиця 3.8 – Деталі схеми рисунка 3.4

Номер позицій за схемою	Найменування деталей	Модуль, мм	Кількість зубів
5	Шестерня	10	29
6	Колесо зубчате	10	59

$$U_0 = \frac{U}{U_{ред}} = \frac{131,2}{54,9} = 2,38 \quad (3.35)$$

$$U_{зуб\ перед} = z_2/z_1 = 59/29 = 2,03 \quad (3.36)$$

$$U = \frac{2140}{16,3} = 131,2$$

$$U = U_0 \cdot U_p = 2,38 \cdot 54,9 = 131,2 \quad (3.37)$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний косозубий, QM756 з передаточним числом 54,9

3.2.5 Розрахунок та вибір гальма

Обираємо нормально замкнуті гальма вбудовані в двигун для механізму пересування тип NM38740, гальмовому моменту $T_r = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$:
Гальмо перевіряється по часу гальмування не завантаженого крана по залежності

$$t_r' = \frac{I_{\text{np}}' \cdot \omega}{T_r' + T_{\text{cr}}'} \geq t_r^{\text{min}}; \quad (3.38)$$

де $I_{\text{зв}}'$ – момент інерції рухомих мас, приведений до вала двигуна з урахуванням відсутності маси вантажу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$$T_{\text{cr}}' = \frac{W_r' R_k}{2U_p \eta} = \frac{780 \cdot 0,7}{2 \cdot 54,9 \cdot 0,9} = 5,52 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – момент сил опору не завантаженого крана}$$

або візка;

$$t_r^{\text{min}} = \frac{1200G \cdot V}{R_{\text{min}}^{\text{np}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 125 \cdot 0,6}{58620 \cdot 0,12} = 12,7 \text{ с} \text{ – мінімальний час гальмування не}$$

завантаженого крана або візка при відсутності юзу гальмівних коліс по рейкам, с;

G – вага крана або візка, т;

V – швидкість пересування, м/с;

$R_{\text{min}}^{\text{np}}$ – навантаження на гальмівні колеса без вантажа, $R_{\text{min}}^{\text{np}} = 58,62 \text{ кН}$;

$\varphi = 0,12$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками надворі;

Зведений момент рухомих мас:, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$I_{38}^{1m} = \delta(I_p + I_m) + m' \frac{R^2}{U_p^2} \eta = 1,1(0,0032 + 0,0012) + 125000 \frac{0,7^2}{54,9^2} 0,9 =$$

$$= 0,57 \text{ кгм}^2$$

(3.39)

де t' – маса крана без вантажу, кг.

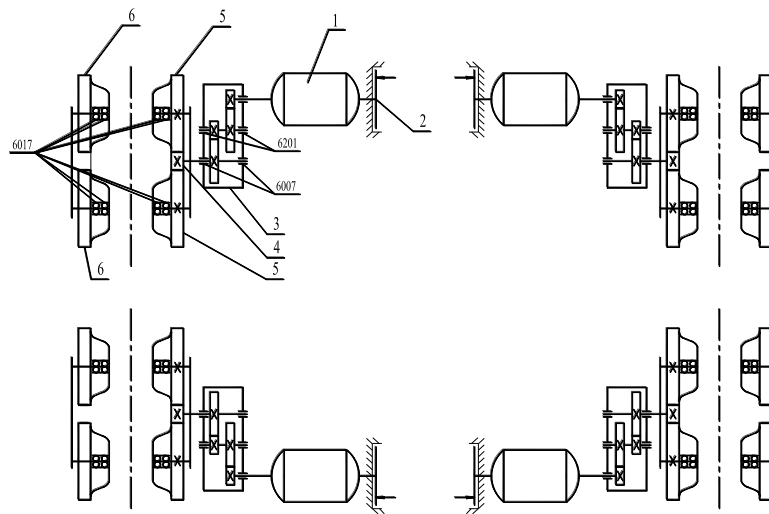
$$t'_2 = \frac{0,57 \cdot 230}{60 + 5,52} = 2c \geq 1,33c$$

3.2.6 Вибір муфти

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від діаметру швидкохідного вала редуктора та діаметра вала двигуна.

Підбираємо для з'єднання вала двигуна з швидкохідним валом редуктора муфту тип TSC32252 з параметрами D56x65 $I_m = 0,0012$ Нм.

3.3 Розрахунок механізму пресування візка



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – редуктор, 4 – шестерня, 5 – колесо приводне, 6 – колесо холосте.

Рисунок 3.7 – Кінематична схема механізму пересування вантажного візка

3.3.1 Визначення тиску на ходові колеса та вибір коліс

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} = \frac{(25 + 2,5) \cdot 10^4}{4} = 68750H, \quad (3.40)$$

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} = \frac{(25 + 2,5) \cdot 10^4}{4} = 68750H,$$

де G_B – вага візка;

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму механізму підбираємо колеса за табл. Д.4 (дивись додаток А). з діаметром 320мм, для швидкості руху 0,3м/с, допускний тиск 102кН.

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d = (0,2...0,3) \cdot D = (0,2...0,3) \cdot 0,32 = 0,064...0,096 \text{ м} \quad (3.41)$$

приймаємо: $d = 0,09 \text{ м}$.

3.3.2 Опір пересуванню візка

Максимальний опір пересування візка

$$W = W_{\text{тр}} + W_i, \quad (3.41)$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візка;

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{в}})}{D} (2\mu + f \cdot d) \cdot K_p, \quad (3.34)$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$\mu = 0,02 \text{ см}$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$$K_p = 1,5;$$

$$W_{mp} = \frac{10^4 \cdot (25 + 2,5)}{32} (2 \cdot 0,02 + 0,015 \cdot 9) \cdot 1,5 = 2256 H$$

Сила інерції:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_{II}) \cdot [a] = 10^3 \cdot (25 + 2,5) \cdot 0,2 = 5500 H, \quad (3.43)$$

де $[a]$ – допускане прискорення;

$$[a] = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

3.3.3 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка

$$P = \frac{W \cdot V_n}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi}, \quad (3.44)$$

де W – опір руху візка;

$$W = 2256 + 5500 = 7756 H; \quad (3.45)$$

V_{Π} – швидкість руху візка;

$$V_{\Pi} = 0,3 \text{ м/с};$$

η_3 – загальний ккд приводу ;

$$\eta_3 = 0,9;$$

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна;

$$\psi = 1,6.$$

$$P = \frac{7756 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,6} = 1,61 \text{ кВт}$$

По каталогу вибираємо найближчий по потужності двигун але з урахуванням розподіленого приводу:

$$P_{\text{д}} = 0,6P = 0,6 \cdot 1,61 = 0,96 \text{ кВт}; \quad (3.46)$$

Згідно знайденої статичної вибираємо двигун серії MF06LB200 з дисковим гальмом [табл. 3.9].

Таблиця 3.9– Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	MF06LB200
Напруження, В	400
Номинальний струм, А	3
Частота, Гц	100
Номинальна потужність, кВт	1,1 при ПВ 40%
Частота оберту, об/хв	2770
Максимальний момент Н·м	10,4

Кількість, шт.	8
Момент інерції ротора кг·м ²	0,006

3.3.4 Розрахунок редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$U = \frac{n_d}{n_b}; \quad (3.47)$$

$$\text{де } n_b = \frac{60 \cdot V_n}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,608} = 9,4 \text{ хх}^{-1} \quad (3.48)$$

Таблиця 3.10 – Деталі схеми рисунка 3.7

Номер позиції на схемі	Позначення за кресленням	Найменування деталей	Модуль, мм	Кільк. зубців	Матеріал, марка	Термообробка (твердість зубців)
4	GES 3W101	Шестерня	3	17	AISI8620	60 HRC
5	D002510-A	Колесо зубчасте	3	69	GGG-7	230-300 HB

$$U_{\text{зуб перед}} = z_2/z_1 = 69/17 = 4,05 \quad (3.49)$$

$$U = \frac{2770}{9,4} = 294,6$$

$$U_0 = \frac{U}{U_{ред}} = \frac{294,6}{196} = 1,5 \quad (3.50)$$

$$U = U_0 \cdot U_p = 1,5 \cdot 196 = 294 \quad (3.51)$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний косозубий, GES320 з передаточним числом 196.

3.3.5 Розрахунок гальма

Двоколочне нормальне замкнуте гальмо вбудовані в двигун для механізму пересування тип DC, гальмовому моменту $T_\Gamma = 4 \text{ Н}\cdot\text{м}$:

Гальма перевіряються за тривалістю гальмування не навантаженого візка за умовою:

$$t_\Gamma^1 = \frac{I_{зв}^{1T} \cdot \omega}{T_\Gamma + T_{CT}^\Gamma} \geq t_{\Gamma MN.} = \frac{0,012 \cdot 471}{4 + 0,38} = 1,29 \text{ с}, \quad (3.52)$$

Момент сил опору при усталеному русі не навантаженого візка при гальмуванні:

$$T_{CT}^2 = \frac{W_T^1 \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{420 \cdot 0,32}{2 \cdot 196 \cdot 0,9} = 0,38 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.53)$$

Зведений момент інерції рухомих мас:

$$I_{зв}^{I\Gamma} = \delta \cdot (I_p + I_M) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_3 = 1,1 \cdot (0,006 + 0) + 2,1 \cdot \frac{0,32^2}{196^2} \cdot 0,9 = 0,012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.54)$$

Мінімальний час гальмування $t_{r\min}$ не навантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейкам ($\kappa_{сц} > 1,2$), с:

$$t_{z\min} = \frac{1200 \cdot G \cdot V}{R_{np}^{I\min} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 2,5 \cdot 0,3}{7756 \cdot 0,2} = 1,3 \text{ с}. \quad (3.55)$$

3.3.6 Перевірка електродвигуна

а) Час розгону візка з вантажем:

$$t_p' = \frac{I_{зв}' \cdot \omega}{T_{п}^{ср} - T_{ср}'} \leq [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с}; \quad (3.56)$$

де $I_{зв}'$ – приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2 :

$$\begin{aligned} I_{зв}' &= \delta(I_p + I_m) + m \frac{R^2}{U_p^2 \eta_3} = 1,1(0,0006 + 0) + 27500 \frac{0,32^2}{196^2 \cdot 0,9} = \\ &= 0,05 \text{ кгм}^2 \end{aligned} \quad (3.57)$$

де I_p , I_m – відповідно моменти інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

U_p – передаточне число редуктора;

$m = 10^3(Q+G) = 10^3(2,5+25) = 27500$ - маса візка з вантажем, кг;

$$(3.60)$$

R – радіус колеса в механізмі з приводними колесами або радіус барабана в механізмі з канатною тягою, м;

$[t_p]=4-5$ – для механізму пересування візка, с.

Момент від сил опору завантаженого візка, Нм:

$$T_n = \frac{P_d \cdot 10^3}{\omega_d} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{350} = 3 \text{ Нм} - \text{ номінальний момент двигуна} \quad (3.61)$$

$$T_n^{cp} = T_n \cdot \psi = 3 \cdot 1,6 = 4,8 \text{ Нм} - \text{ середній пусковий момент двигуна} \quad (3.62)$$

ψ - середня кратність пускового моменту, $\psi = 1,5 \dots 1,6$;

$$t_p' = \frac{0,05 \cdot 350}{4,8 - 0,13} = 3,8 \text{ с}; \quad (3.63)$$

б) Запас зчеплення приводних коліс порожнього візка оцінюють коефіцієнтом запасу зчеплення.

$$K_{кз} = \frac{R_{пр}^{1min} \cdot \phi}{W_{тр}' + W_{ин}' + W_{пр}^{геп}} \geq 1,2; \quad (3.64)$$

де $R_{пр}^{1min}$ – найменший тиск приводних коліс порожнього візка на рейки, Н;

$\phi = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення коліс з роликками при роботі крана в приміщенні;

$W_{тр}^1$ – сумарний опір пересування візка від тертя в опорах при $Q = 0$, Н;

W_i – сила інерції порожнього крана, Н;

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^{\text{пор}}} = 10^3 \cdot 2,5 \cdot \frac{0,3}{3,8} = 197,3H \quad (3.64)$$

G_v маса крана без вантажу, т;

V – швидкість руху, м/с;

$t_p^{\text{пор}}$ – час розгону порожнього візка, с:

$W_{\text{тр}}^{\text{пр}}$ - опір в цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н;

$$W_{\text{тр}}^{\text{пр}} = R_{\text{пр}}^{\text{лmin}} \cdot f \cdot d \frac{1}{D} = 7756 \cdot 0,015 \cdot 0,09 \cdot \frac{1}{0,32} = 32,72 \quad (3.65)$$

де $R_{\text{пр}}^{\text{лmin}}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f=0,015\dots0,02$ – коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d – діаметр цапфи, м;

D – діаметр ходового колеса, м;

Таким чином коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу буде дорівнювати:

$$K_{\text{зч}} = \frac{7756 \cdot 0,2}{197,3 + 420 - 32,72} = 2,6 \geq 1,2 - \text{умова виконується.} \quad (3.66)$$

3.4 Розрахунок металоконструкції вантажного візка

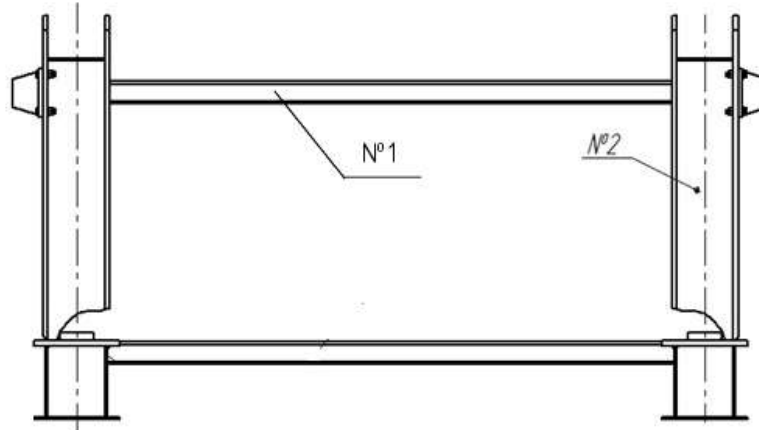


Рисунок 3.8 – Металоконструкція візка

3.4.1 Розрахунок поперечної балки (№1)

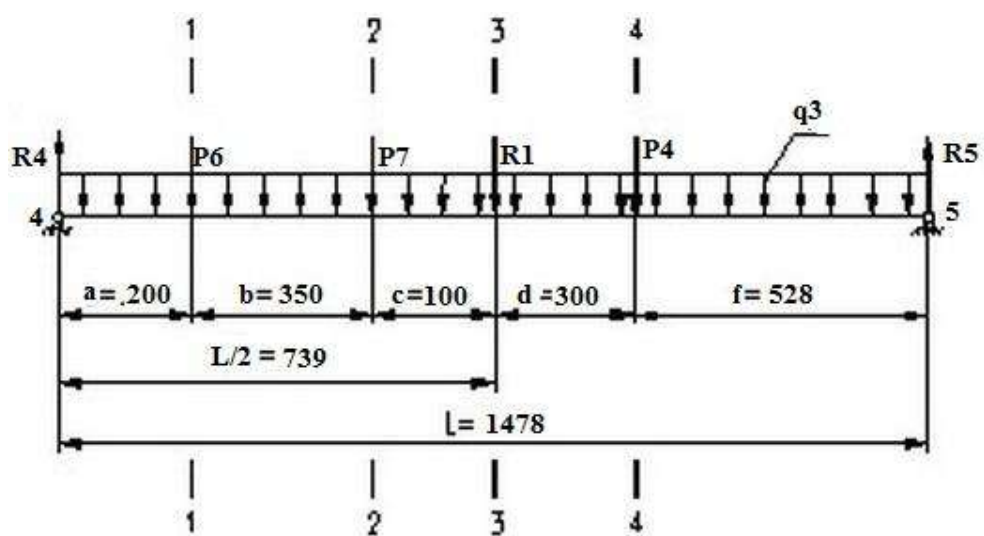
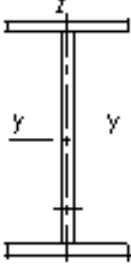


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема балки

Таблиця 3.11 – Характеристики перетину балки

Перетин	Характеристики
	$F = 4920 \text{ мм}^2$ $I_y = 146967200 \text{ мм}^4$ $W_y = 674161 \text{ мм}^3$ $S_{ny} = 389100 \text{ мм}^3$

Таблиця 3.12 – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Розподілене навантаження, кН/м	q_3	0,95
Зосереджене навантаження, кН	P_4	10
	P_6	2,5
	P_7	1,5
	R_1	13,8

Визначаємо опорні реакції балки:

$$R_4 = \frac{P_4 \cdot f + R_1 \cdot L/2 + P_7 \cdot (L/2 + c) + P_6 \cdot (L - a)}{L} + \frac{q_3 \cdot L}{2} \quad (3.67)$$

$$R_4 = \frac{10 \cdot 0,528 + 13,8 \cdot 0,739 + 1,5 \cdot 0,839 + 2,5 \cdot 0,1278}{1,478} + \frac{0,95 \cdot 1,478}{2} = 12,2 \text{ кН}$$

$$R_5 = \frac{P_4 \cdot (L - f) + R_1 \cdot L/2 + P_7 \cdot (a + b) + P_6 \cdot a}{L} + \frac{q_3 \cdot L}{2} \quad (3.68)$$

$$R_5 = \frac{10 \cdot (1,478 - 0,528) + 13,8 \cdot 0,739 + 1,5 \cdot (0,200 + 0,350) + 2,5 \cdot 0,200}{1,478} + \frac{0,95 \cdot 1,478}{2} = 14,9$$

Розраховуємо згинаючий момент в перетині 1-1:

$$M_1 = R_4 \cdot a - \frac{q_3 \cdot L^2}{2} \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{a^2}{L^2} \right) = 12,2 \cdot 0,200 - \frac{0,95 \cdot 1,478^2}{2} \cdot \left(\frac{0,95}{1,478} - \frac{0,95^2}{1,478^2} \right) = 2,2 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.69)$$

Розраховуємо згинаючий момент в перетині 2-2:

$$\begin{aligned} M_2 &= R_4 \cdot (a + b) - P_6 \cdot b - \frac{q_3 \cdot L^2}{2} \cdot \left[\frac{a + b}{L} - \frac{(a + b)^2}{L^2} \right] = \\ &= 12,2 \cdot (0,2 + 0,35) - 2,5 \cdot 0,35 - \frac{0,95 \cdot 1,478^2}{2} \cdot \left[\frac{0,2 + 0,35}{1,478} - \frac{(0,2 + 0,35)^2}{1,478^2} \right] = 5,6 \text{ кН} \cdot \text{м} \end{aligned} \quad (3.70)$$

Розраховуємо згинаючий момент в перетині 3-3 (кН*м) :

$$\begin{aligned}
 M_3 &= R_4 \cdot \frac{L}{2} - P_6 \cdot (b+c) - P_7 \cdot c - \frac{q_3 \cdot L^2}{8} = \\
 &= 12,2 \cdot \frac{1,478}{2} - 2,5 \cdot (0,35 + 0,1) - 1,5 \cdot 0,1 - \frac{0,95 \cdot 1,478^2}{8} = 7,49
 \end{aligned}
 \tag{3.71}$$

Розрахуємо згинаючий момент в перетині 4-4:

$$M_4 = R_5 \cdot f - \frac{q_3 \cdot L^2}{2} \cdot \left(\frac{f}{L} - \frac{f^2}{L^2} \right) = 14,9 \cdot 0,528 - \frac{0,95 \cdot 1,478^2}{2} \cdot \left(\frac{0,528}{1,478} - \frac{0,528^2}{1,478^2} \right) = 7,62 \text{ кН*м}$$

(3.72)

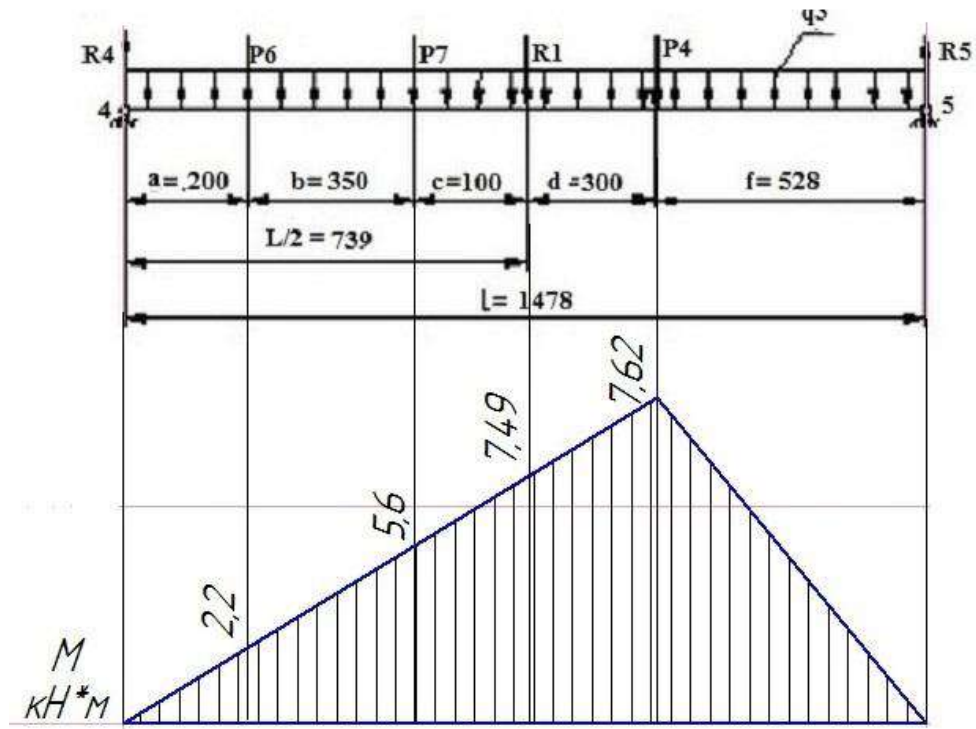


Рисунок 3.10– Епюра моментів

Отже вигин в небезпечному перерізі 4-4 дорівнює:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_4}{W_y} = 11,3 \text{ МПа} \quad (3.73)$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (3.74)$$

$$11,3 \leq 145$$

Умова міцності виконується

Вконструкції використовуються слідуючі матеріали:

– основний метал: сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89 $[\sigma]=145\text{МПа}$

Перетин балки прийнято конструктивно

3.4.2 Розрахунок стійки (№2)

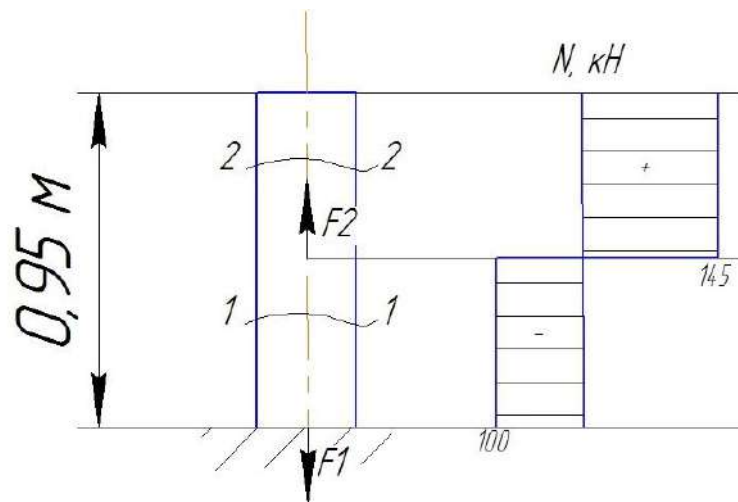


Рисунок 3.11 – Епюра поздовжніх сил

$$F_1 = 100 \text{ кН}$$

$$F_2 = 245 \text{ кН}$$

Визначаємо внутрішні поздовжні сили для перетину 1-1:

$$N_1 = - F_1 = -100 \text{ кН} \quad (3.75)$$

Визначаємо внутрішні поздовжні сили для перетину 2-2:

$$N_2 = - F_1 + F_2 = -100 + 245 = 145 \text{ кН} \quad (3.76)$$

Таким чином при розтягуванні та стисненні в поперечних перетинах стрижня виникає тільки один внутрішній силовий фактор - нормальна сила N .

Визначаємо небезпечне перетин - перетин, в якому нормальні напруження максимальні

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \quad (3.77)$$

де $A = 10 \text{ см}^2$ - площа поперечного перетину

$$G_{\max} = \frac{14.5 * 1000}{10} = 1450 \text{ кг * см}^2 = 145 \text{ кН}$$

$[\sigma] = 250 \text{ МПа} = 2500 \text{ кг/см}^2$ - допустиме напруження на розтягування і стиснення для сталі 09Г2С

Умова виконуються.

4. ВИСНОВОК

В результаті проведеної роботи був розрахований козловий кран компанії KONECRANES, та зроблений його порівняльний аналіз конструкцій, з вітчизняним краном. В ході аналізу було виявлено, що обидва крана мають загальну конструкцію головної балки, дана балка має ґратчасту конструкцію, яка має свої достоїнства і недоліки, які були описані в розділі 2. На крані K46137 в механізмі пересування крана та механізмі підйому встановлені високообертові двигуни, які дозволяють зменшити габарити даних механізмів. У механізмі підйому встановлено СХТ привід, типу електроталі без коліс.

Ці талі мають такі технічні та експлуатаційні переваги:

- компактність конструкції. Канатні талі СХТ відрізняються компактними розмірами і невеликою вагою. Їх конструкція забезпечує максимальне наближення гака до кранових рейках і найбільшу висоту підйому вантажу, а також дозволяє найкращим чином використовувати робочий простір, площа підлоги і висоту будівлі. Заміна зношеного механізму проводиться легко і швидко.

- легкість і ефективність переміщення вантажів. Талі СХТ переміщаються плавно і безшумно. Завдяки інверторному управлінню механізмом пересування візка, гранично зменшується розгойдування вантажу. Конструкція з великим діаметром канатного барабана забезпечує мінімальне горизонтальне зміщення гака в процесі опускання. Результатом є швидке і точне позиціонування вантажу, та бездоганна якість. Високоякісні двигуни механізму підйому з ПВ 60% спеціально розроблені для застосування на талях СХТ. Висока потужність, вдосконалена система охолодження, стійкість до тимчасових пікових навантажень є гарантією їх

надійності. Дві швидкості підйому і регульоване інвертором плавне пересування механізму сприяють підвищенню продуктивності.

- високий рівень безпеки і тривалий термін служби.

Підйомні канати талей СХТ менш схильні до зносу. Використання канатних барабанів великого діаметра призводить до зменшення числа перегинів канатів. Наслідком є значно більш тривалий, порівняно з традиційними конструкціями, термін їх служби. Вантажозахватний орган відрізняється ергономічністю і має запобіжний замок, що забезпечує надійне і безпечне кріплення вантажу. Пилозахисне гальмо механізму підйому розрахований на весь термін служби талі і може виконувати понад мільйон гальмувань без регулювання. Зубчасті передачі з загартованої і відшліфованою поверхнею зубів виготовлені з вкрай високою точністю. Даний набір характеристик забезпечує безперебійне функціонування механізмів навіть після багатьох років інтенсивної експлуатації.

Також був зроблений аналіз конструкції візків, кожна конструкція має свої особливості, переваги та недоліки, які описані в розділі 2 да3ного дипломного проекту.

Таблиця 4.1- Характеристики крана К46137:

Найменування показника	Значення
Вантажопідйомність, т	50
Висота підйому, м	11,5
Проліт, м	42
Група режиму роботи механізму підйому	M5
Пересування візка	M5
Пересування крана	M5
Швидкість, м \с:	
Підйому номінального вантажу	0,083
Пересування візка	0,3
Пересування крана	0,6

Продовження таблиці 4.1

Маса крана без візка, т	120
Маса 1 візка, т	2,5
Тип рельса	P50
Токопідвід	3~380V 50Hz
Робоча температура роботи крана	-20...+40°C
Напруження управління	220V

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХП», 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. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, 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 «ХП», 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.

1	> 10 до 12	13	40	40	12	1,5	10	13	M12
2	“ 12 “ 14	15	45	45	14	2,0	11	13	M12
3	“ 14 “ 17	18	55	50	16	2,5	12	17	M16
4	“ 17 “ 20	22	65	55	18	3,0	14	22	M20
5	“ 20 “ 23	25	75	60	22	3,5	16	26	M24
6	“ 23 “ 26	28	85	65	26	4,0	18	26	M24
7	“ 26 “ 27,5	32	95	70	30	4,5	20	32	M30
8	“ 27,5 “ 31	34	105	80	30	5,0	22	32	M30

Таблиця Д.3 – Гаки кранові однорогі

Номер крюка	a_1	a_2	a_3	b_1	b_2	d_1	e_1	e_2	e_3	f_1	f_2	f_3	g_1	h_1	h_2	l_1	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	Вес, кг
006	25	20	28	13	11	14	60	60	52	14,5	—	—	6,5	17	14	100	2	3	32	53	53	27	26	—	34	0,2
010	28	22	32	16	13	16	67	68	60	16,5	—	—	7	20	17	109	2	3,5	35	60	60	31	30	—	40	0,3
012	30	24	34	19	15	16	71	73	63	18	—	—	7,5	22	19	115	2,5	4	37	63	63	34	33	—	44	0,4
020	34	27	39	21	18	20	81	82	70	20	—	—	8,5	26	22	138	2,5	4,5	40	71	71	39	37	—	52	0,6
025	36	28	41	22	19	20	85	88	74	22	—	—	9	28	24	144	3	5	43	75	75	42	40	—	56	0,8
04	40	32	45	27	22	24	96	100	83	25	—	—	10	34	29	155	3,5	5,5	46	85	85	49	45	—	68	1,1
05	43	34	49	29	24	24	102	108	89	26	—	—	10,5	37	31	167	4	6	48	90	90	53	48	—	74	1,6
08	48	38	54	35	29	30	115	120	100	29	—	—	12	44	37	186	4,5	7	52	100	100	61	56	—	88	2,3
1	50	40	57	38	32	30	120	128	105	31	—	—	12,5	48	40	197	5	8	55	106	106	65	60	—	96	3,2
1.6	56	45	64	45	38	36	135	146	118	35	—	—	14	56	48	224	6	9	60	118	118	76	68	—	112	4,5
2.5	63	50	72	53	45	42	152	167	132	40	—	—	16	67	58	253	7	10	65	132	132	90	78	—	134	6,3
4	71	56	80	63	53	48	172	190	148	45	—	—	16	80	67	285	8	12	71	150	150	103	90	—	160	8,8
5	80	63	90	71	60	53	194	215	165	51	—	—	18	90	75	318	9	14	80	170	170	114	100	—	180	12,3
6	90	71	101	80	67	60	218	240	185	57	—	—	18	100	85	380	10	16	90	190	190	131	112	—	200	17,1
8	100	80	113	90	75	67	242	268	210	64	—	—	23	112	95	418	11	18	100	212	212	146	125	—	224	24
10	112	90	127	100	85	75	256	286	221	—	46	26	23	125	106	452	12	20	65	165	236	163	140	12	250	34
12	125	100	143	112	95	85	292	316	252	—	53	34	28	140	118	510	14	22	70	185	265	182	160	16	280	47
16	140	112	160	125	106	95	325	357	280	—	58	35	33	160	132	582	16	25	80	210	300	204	180	16	320	66
20	160	125	180	140	118	106	370	405	330	—	68	45	33	180	150	653	18	28	90	240	335	232	200	20	360	95
25	180	140	202	160	132	118	415	455	360	—	74	45	38	200	170	724	20	32	100	270	375	262	224	20	400	136
32	200	160	225	180	150	132	465	510	400	—	80	45	38	224	190	796	22	36	115	300	425	292	250	20	448	187
40	224	180	252	200	170	150	517	567	447	—	93	55	42	250	212	893	25	40	130	335	475	326	280	25	500	264

Таблиця Д.4 - Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів

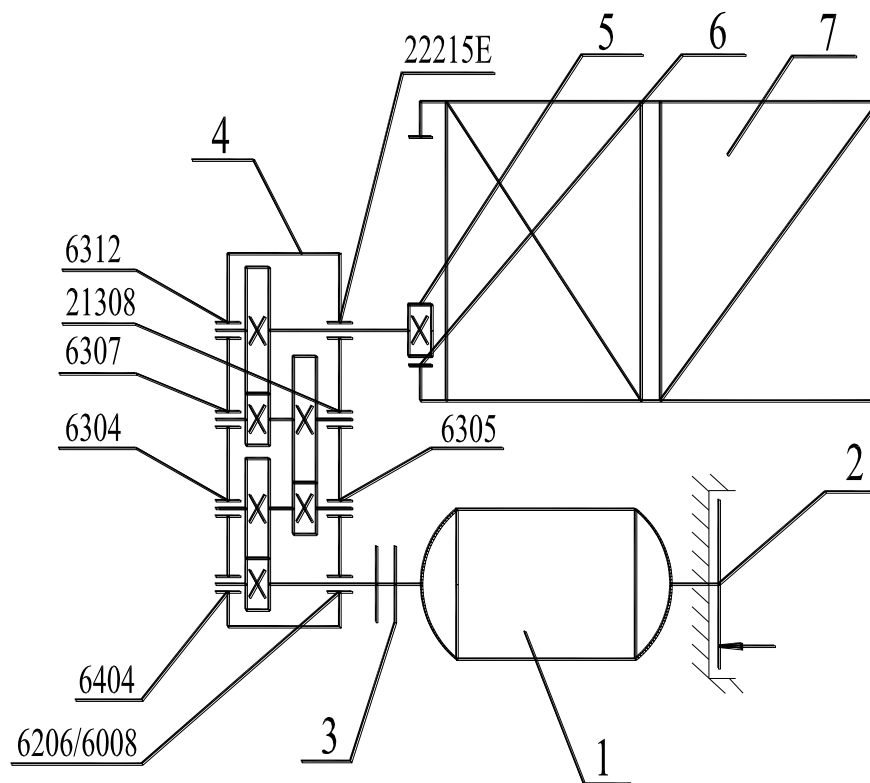
Діаметр колеса та тип рейки	160/P8			200/P11			250/P15		
Режим роботи	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	26.8	15.4	10.8	42.5	23.2	16.3	70.0	58.3	50.0
0.67	22.9	12.6	8.7	34.6	19.0	13.2	70.0	58.3	41.5
1.32	18.6	10.2	7.1	28.0	15.4	10.7	70.0	48.5	33.8
1.67	17.3	9.6	6.6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

**ДОДАТОК Б – ТЕХНІЧНІ ДАНІ І ХАРАКТЕРИСТИКИ
СКЛАДАЛЬНИХ
ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ КРАНА К46137**

Таблиця Д.5 - Електродвигуни

Параметри	Механізм, на якому встановлено електродвигун		
	підйому	пересування	
		Вантажного візка	Крана
Тип і умовне позначення	MF13ZJ200	MF06LB200	MF11XM200G
Напруження, В	380	400	380
Номинальний струм, А	44,2	3	29
Частота, Гц	50	100	76
Номинальна потужність, кВт	23 при ПВ60%	1,1 при ПВ40%	11.2 при ПВ 40%
Частота оберту, об/хв	3000	2770	2140
Виконання	нормальне	нормальне	
Кількість, шт.	2	8	4
Степінь захисту по ГОСТ 17494-87	IP55		IP55

Кінематична схема механізму підйому крана



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – муфта, 4 – редуктор, 5 – вал-шестерня, 6, колесо зубчасте, 7 – барабан

Таблиця Д.6 - Характеристика зубчастих передач механізму підйому

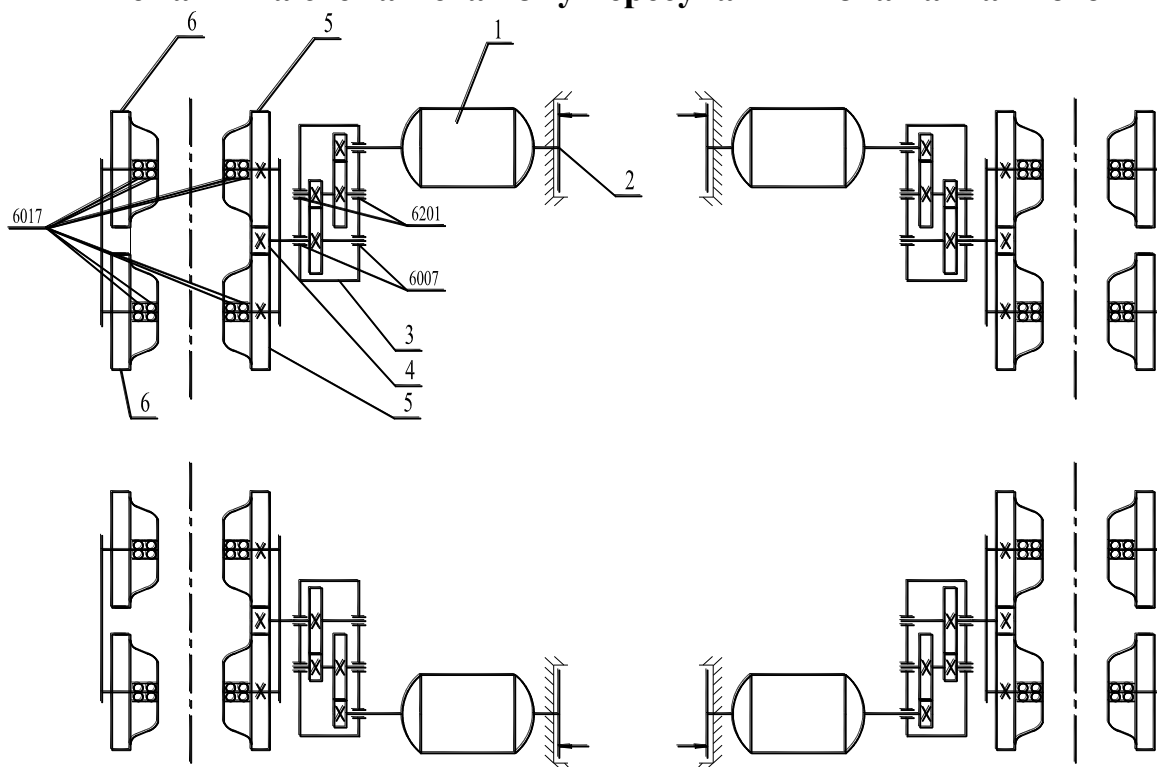
Номер позиції за схемою	Найменування деталей	Модуль, мм	Кількість зубців

5	Вал-шестерня	5	18
6	колесо зубчасте	5	105

Таблиця Д.7- Характеристика редуктора механізму підйому

Номер позиції на схемі	Найменування, тип	Позначення	Передаточне число
4	Циліндричний , косозубий	GEN408NB000-D	31.17

Кінематична схема механізму пересування візка вантажного



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – редуктор, 4 – вал-шестерня, 5 – колесо приводне, 6 – колесо зубчасте

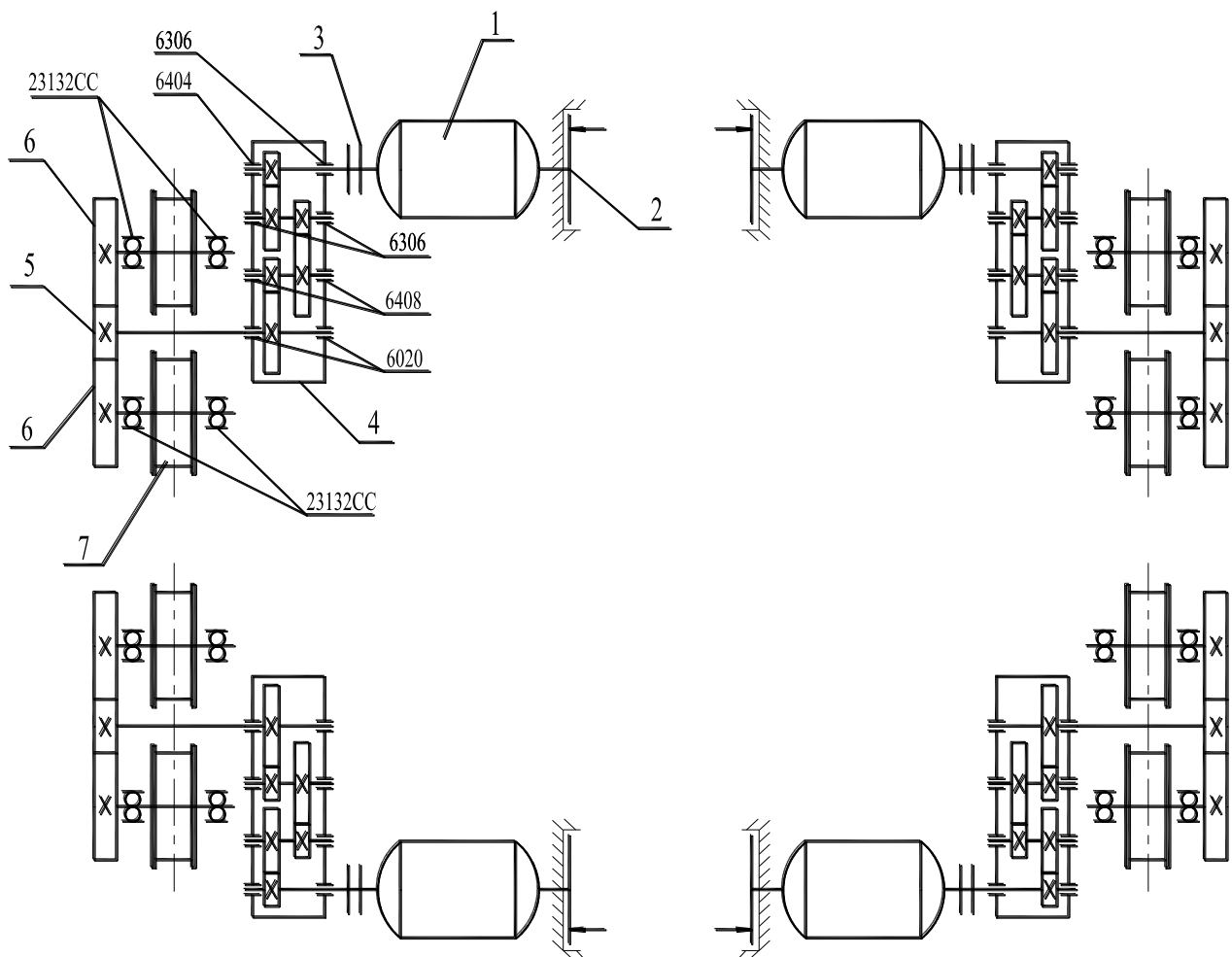
Таблиця Д.8- Характеристика зубчастих передач механізму пересування візка

Номер позиції на схемі	Позначення за кресленням	Найменування деталей	Модуль, мм	Кільк. зубців	Матеріал, марка	Термообробка (твердість зубців)
4	GES 3W101	Шестерня	3	17	AISI8620	60 HRC
5	D002510-A	Колесо зубчасте	3	69	GGG-7	230-300 HB

Таблиця Д.9 - Характеристика редуктора механізму пересування візка

Номер позиції на схемі	Найменування, тип	Позначення по кресленню	Передаточне число
3	Циліндричний, косозубий	GES320	196

Кінематична схема механізму пересування крана



1 – електродвигун, 2 – гальмо, 3 – муфта, 4 – редуктор, 5 – шестерня, 6, колесо зубчасте, 7 – колесо привідне

Таблиця Д.10 - Характеристика зубчастих передач

Номер позиції на схемі	Позначення по кресленню	Найменування деталей	Модуль, мм	Кільк зубців	Матеріал, марка	Термообробка (твердість зубців)
5	ТКК71-09-В1С	Шестерня	10	29	17CrNiMo6	HRC60
6	ТКК71-09-В3	Колесо зубчасте	10	59	42CrMo4+Q Т	200-245HB

Таблиця Д.11 - Характеристика редуктора механізму пересування крана

Номер позиції на схемі	Найменування, тип	Позначення по кресленню	Передаточне число
4	Циліндричний, косозубий	QM756	54,9

Таблиця Д.12- Характеристики гальм

Параметри	Механізм, на якому встановлено гальмо		
	підйому	пересування	
		візки	крана
Тип гальма, система	NM40980NR2 нормально закрита	DC нормально закрита	NM38740, нормально закрита
Кількість гальм	1	4	4
Діаметр гальмівного шківа, мм	-	-	-
Розрахунковий гальмівний момент, на який налаштовується гальмо, Нм	200	4	60
Коеф. запасу гальмування	>1.5	не нормується	не нормується
Тип привода	електро-магнітно пружинний	електро-магнітно пружинний	електро-магнітно пружинний
Шлях гальмування приводу, мм	62.5	600	3100

Таблиця Д.13- Характеристики каната

Параметры	Механізм головного підйому	
	Конструкція каната і позначення стандарту	PZ371K xK19S LE
Діаметр, мм	14	
Довжина, м	2x117	2x117
Тимчасовий опір дротів розриву, Н / мм ²	2160	
Розрахунковий натяг каната, Н	20433	
Коефіцієнт використання (коефіцієнт запасу міцності): розрахунковий нормативний	7.44 4.5	
Сертифікат	DN1303327/6002 RC7873	DN1303329/3056 RC7932
Покриття поверхні дроту (ОЖ, Ж, З)	Galvanized	

Таблиця Д.14- Характеристики гака

Параметри	Механізм підйому	
	Тип	однорогий
Номер заготовки по стандарту і позначення стандарту	RSN10T DIN15401	
Кількість гаків, шт.	2	
Номінальна вантажопідйомність, т	25	
Фактична висота вертикального перерізу гака, мм		
Фактичний розмір зіву крюка, мм		
Заводський номер	69017	69017
Рік виготовлення	2013	2013
Клеймо ОТК	ELD T10 F-EE 085-104	ELD T10 F-EE 085-104