Форма № 24

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 проєкту (роботи)
Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему: Дослідження переваг наземно-завальної машини від завалювального крана.
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи М-313м

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

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

ГОЛОВЧЕНКО Д.О.
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. СИДОРЕНКО М.В.
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2024

Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Магістр
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.

« 14 » 10 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ГОЛОВЧЕНКО Дмитро Олександрович
(ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження переваг наземно-завальної машини від завалювального крана
керівник проєкту (роботи) доц. СИДОРЕНКО М.В.,
(науковий ступінь, вчене звання, ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)
затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» 10 2024 року № 404
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10.12.2024р
3. Вихідні дані до проєкту (роботи)
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Устрій та принцип роботи машини, розрахунок механізма підйому крана, розрахунок механізма пересування візка, розрахунок металоконструкції візка, розрахунок механізма пересування крана.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів) Креслень 6 листів

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРІЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		
2	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		
3	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		
4	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		
5	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		
6	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент		

7. Дата видачі завдання «11» 10 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	16.10. 2024р	
2	Устрій та принцип роботи машини	23.10. 2024р	
3	Розрахунок механізма підйому крана	30.10. 2024р	
4	Розрахунок механізма пересування візка	04.11. 2024р	
5	Розрахунок металоконструкції візка	06.11. 2024р	
6	Розрахунок механізма пересування крана	08.11.2024р	
7	Висновки	20.11. 2024р	
8	Оформлення креслення	27.11. 2024р	
9	Оформлення пояснювальної записки	05.12. 2024р	

Студент(ка) _____ **Дмитро ГОЛОВЧЕНКО**
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи) _____ **Михайло СИДОРЕНКО**
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Р Е Ф Е Р А Т

ПЗ : 66 с., 22 рис., 14 джерел.

Об′єкт проектування – напольно-козловий кран, який розвантажує колодязі уповільненого охолодження поковок у ковальському цеху.

Мета проекту – дослідження переваг наземно-завалювальної машини від завалювального крана. модернізація напольно-козлової машини вантажопідіймальністю 2т до вантажопідіймальності 5т, щоб машина могла розвантажувати поковки з більшими геометричними розмірами.

Напольно-козлова машина працює у ковальському цеху на дільниці колодязів уповільненого охолодження, де охолоджуються поковки після їх обробки на радіально-кувальних машинах. Стара машина не може розвантажувати поковки розміри яких у квадратному перерезі перевищують 270 мм, тому що їх вага перевищує 2 т (вантажопідіймальність старої машини 2т), тому приходиться розвантажувати колодязі мостовим краном, який працює в цьому прольоті. А так як цей кран ще і завантажує ці колодязі та обслуговує радіально-кувальні машини, то зменшується продуктивність цеху. При модернізації напольно-козлової машини до вантажопідіймальності 5 т вона зможе розвантажувати колодязі з поковки будь-яких типорозмірів.

МАГНІТ, ПОКОВКА, ЖОРСТКА ОПОРА, КОЛОДЯЗЬ УПОВІЛЬНЕНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ, РЕЛЕ ПЕРЕВАНТАЖУ.

З М І С Т

Завдання на проект .....……2

Реферат ..... ……4

Вступ .....……....6

1 Устрій та принцип роботи машини…..…… 11

2 Розрахунок механізма підйому крана .....……. 14

3 Розрахунок механізма пересування візка ...…….....37

4 Розрахунок металоконструкції візка.... .....…….46

5 Розрахунок механізма пересування крана.....…….....53

Висновки .....……. ……...65

Перелік посилань .....……..……66

ВСТУП

Напольно-козлова машина представляє собою різновид козлового крану, який у свою чергу є різновидом мостового крану. Але якщо подивитись на конструкцію цієї машини, то можна знайти і спільні риси з напольно-завалочною машиною: по-перше, це міст, опори якого пересуваються по напільному рейковому шляху (але в напольно-козлової машини міст піднято на опорах на деяку висоту від поверхні, що робить її схожою на козловий кран); по-друге, це візок з механізмами, який пересувається по рейковому шляху, який знаходиться на мосту крану.

Основною причиною модернізації напольно-козлової машини є робота зі всіма видами поковок, які виробляє ковальський цех. Напольно-козлова машина працює з поковками квадратного перерізу. Вантажопідіймальність старої машини була 2 тонни і це дозволяло працювати з поковками розміри сторони перерізу яких не перевищують 270 мм, при вантажопідіймальності машини 5 т ми можемо працювати з поковками розміри, яких набагато більше. Щоб зрозуміти яке місце ця машина займає у виробництві поковок розглянемо продукцію ковальського цеху та технічний процес її виготовлення.

Цех виробляє поковки з інструментальних сталей: хромонікелевих – Х12, Х12МС, 4ХМС, 3Х3М3С та швидкоріжучих Р18, Р6М5, Р9М4К8, ЭИ347ш. Вартість цих поковок різна: так вартість поковок з хромонікелевих інструментальних сталей починається з 6 тис. гривень за тонну і збільшується в залежності від складу додатків, які присутні в хімічному складі цієї сталі; а поковок зі швидкоріжучих інструментальних сталей – від 8 тис. гривень за тонну.

Ковальський цех виробляє поковки методом вільного кування, цей метод є основним, широко використовуємим, прогресивним та економічним процесом. Вільне кування здійснюється ударами бойків радіально-кувальної машини, при цьому плин металу відбувається в напрямках, які не обмежений поверхнями бойків машини. Вільне кування застосовують для виготовлення дрібних та великих поковок відносно простої форми (квадратного та круглого перерізу), не маючих достатньої чистоти поверхні та точних розмірів. Поковки середніх та дрібних розмірів виготовляють з обтиснутих болванок (блюмсов та слябів) та сортового прокату, великі поковки – із ковальських зливків. До ковальського цеху заготовки поступають із стелеплавільних цехів.

Процес вільного кування складається з наступних етапів:

- нагрівання металу під кування на радіально-кувальних машинах у кільцевих печах ковальського цеху;
- кування металу на радіально-кувальних машинах;
- охолодження металу;

- головна та донна обрізка поковок.

Розглянемо ці процеси докладніше.

Вимоги до зливків та заготівок. Вихідним матеріалом для нагріву в кільцевих печах під ковку є такі матеріали:

- зливки, які були піддати різцевому обточуванню;
- зливки ОДВ після абразивного зачищення;
- зливки ЕШВ у чорновому вигляді;
- попередньо деформовані заготівки квадратного перерізу 150-450 мм.

На поверхні зливків, які поставляються в холодному стані не допускається наявність плівок, заливин, шлакових включень; віспин, пригару метала виливниць, термічних тріщин, а також пережимів (зливки ЕШП). Поверхневі дефекти на зливках повинні бути видалені пологою вирубкою або абразивним зачищенням з відношенням ширини до глибини не менше ніж 6. Також на поверхні передільних заготівок, що поставляються до ковальського цеху не повинно бути тріщин, розкутих або розкатаних пузирів, закатів та заковів, пісочин.

Посадка зливків до печі та нагрівання їх.

Коротка характеристика печей:

- кількість печей – 2 шт;
- зовнішній діаметр печі – 14,3 м;
- максимальна ширина поду – 2,6 м;
- кількість зливків на поду (ємність печі) – 44-33 шт.;
- кількість зон в кожній печі – 4 шт.;
- паливо – природний газ;
- продуктивність – 3-9 зливків на годину;
- максимальна температура нагріву – 1250 C^o;
- підогрів повітря перед пальником – 200-400 C^o;
- витрати газу на піч – 1000 $нм^3$/год.

Подина печі повинна бути очищена від окалини, затвори та заслонки повинні бути справними. Зливки та заготовки завантажують до печі шаржир машиною в один ряд безпосередньо на подину.

Нагрів зливків та заготівок під кування виробляється в кільцевих печах по двостадійному та одностадійному режимах. При двостадійному нагріванні зливки нагріваються в печі №1 попереднього нагріву з послідуючою пересадкою до печі №2 остаточного нагріву до ковальської температури. Двостадійний режим нагрівання зливків та заготівок наведено в таблиці1 і є основним для всіх сталей та сплавів. Одностадійний режим нагріву наведено в

таблиці2. Час перебування металу в кожній зоні, у процесі двостадійного та одностадійного нагрівання, повинен бути не менше 1/4 загальної тривалості нагрівання в печі.

Таблиця 1. Режим гомогенізуючого нагріву з використанням двох печей.

Марка сталі	Попередній нагрів, піч №1, Cº				Температура печі №2 перед пересадкою зливків із печі №1	Гомогенізуючий нагрів, піч№2, Підіймання до температури і витримка					
	I зона	II зона	III зона	IIII зона		I ступінь		IIступінь		IIIступінь	
						ºС	год.	ºС	год.	ºС	год.
ЭИ347ш	650	750	950	1050	1050^{+30}_{-100}	1200	2	1240	2	1200	1,5

Таблиця 2. Одностадійний режим нагріву металу.

Група нагріву	Температура пічі по зонам, ºС			
	I зона	II зона	III зона	IIII зона
I	600	800	1150	1200
II	600	850	1150	1200
III	800	950	1180	1230

Видача металу з пічі під ковку виконується рівномірно.

Ковка металу.

Радіально-кувальні машини призначені для кування зливків та заготівок конструкційних інструментальних та нержавіючих сталей на кування круглого та квадратного перерізу розміром 230-400 мм, а також рівновеликих по перерізу смугових профілів. Кування металу на радіально-кувальних машинах здійснюється одночасно чотирма бойками в ручному, полуавтоматичному або автоматичному режимах роботи. Для пересування та утримання металу, що деформується в процесі кування працюють дві зажимні головки А та В, які розташовано по обидві сторони ковальського блоку.

Коротка технічна характеристика радіально-кувальної машини:

- зусилля на бойку машини – 10МН;
- кількість бойків – 4шт.;
- число ударів бойків у хвилину – 200;
- максимальна довжина заготівки – 10000 мм;
- вихідний розмір заготівки по перерізу (max) – круг-500 мм, квадрат-450мм;

- максимальне зменшення площі поперечного перерізу з одним комплектом бойків – 1:200;
- мінімальний розмір отриманих поковок – круг, квадрат – 100 мм;
- швидкість подачі затискної головки при безступінчастому регулюванні – 10-100 мм/с;
- вага машини – 680 т.

Для кування на радіально-кувальній машині застосовують три типорозміри бойків: універсальні, для смуги та для кругу. Робоча поверхня бойків повинна бути гладкою, без надривів та тріщин. Для кожної марки сталі встановлюються режими кування: величина обтиснень за прохід та швидкість пересування головки маніпулятора (вісьова подача заготівок).

Кування заготовок квадратного перерізу з притупленими ребрами здійснюється з круглої заготовки діаметром, який дорівнює 1,25-1,27 сторони квадрата, що ми отримаємо, а заготовок квадратного перерізу з гострими ребрами – з круглої заготовки діаметром, який дорівнює 1,4 сторони квадрату.

Охолодження поковок.

Важливим фактором, який впливає на якість поковок є режим їх охолодження після кування. При швидкому нерегулюємому охолодженні поковок, особливо низькопластичних (легованих) в поверхневих шарах поковок, починаючи з 700 ºС та нижче виникають розтягуючі теплові напруження, а також так названі структурні напруження, які можуть викликати появу внутрішніх та поверхневих тріщин та флокенів. Тому по закінченні кування рекомендується до 700 ºС охолоджувати поковки прискорено, щоб уникнути в них росту зерен металу, а з 700 ºС та нижче швидкість охолодження поковок уповільнюють поміщаючи їх до неотоплюємих колодязів уповільненого охолодження, і тим самим домагаючись уповільненим охолодженням вирівнювання температури по всій масі поковки та усунення теплових напружень.

Обрізь металу. Обрізь – це удаління донної та головної частин зливка, яке виконується на абразивно-відрізному верстаті. Також після охолодження поковка може піддаватися зачищенню від шлаків та інш.

Після цих операцій поковки поступають на склад готової продукції або у прокатний цех де їх розкатують у прутки і теж передають на склад.

Цех виробляє поковки з інструментальних сталей: хромонікелевих – Х12, Х12МС, 4ХМС, 3Х3М3С та швидкоріжучих Р18, Р6М5, Р9М4К8, ЭИ347ш. Практично всі ці сталі повинні охолоджуватись 36 годин у колодязях уповільненого охолодження (тільки Х12МС потребує 48 годин охолодження в термосі).

Продуктивність ковальського цеху ~ 75 тонн поковок сталі за зміну. З цих 75 тонн 30 тонн знаходяться в термічних печах (нагрівають для подальшої обробки), та 15 тонн в термосах для уповільненого охолодження, отже, в колодязі за зміну завантажується 30 тонн поковок інструментальної сталі.

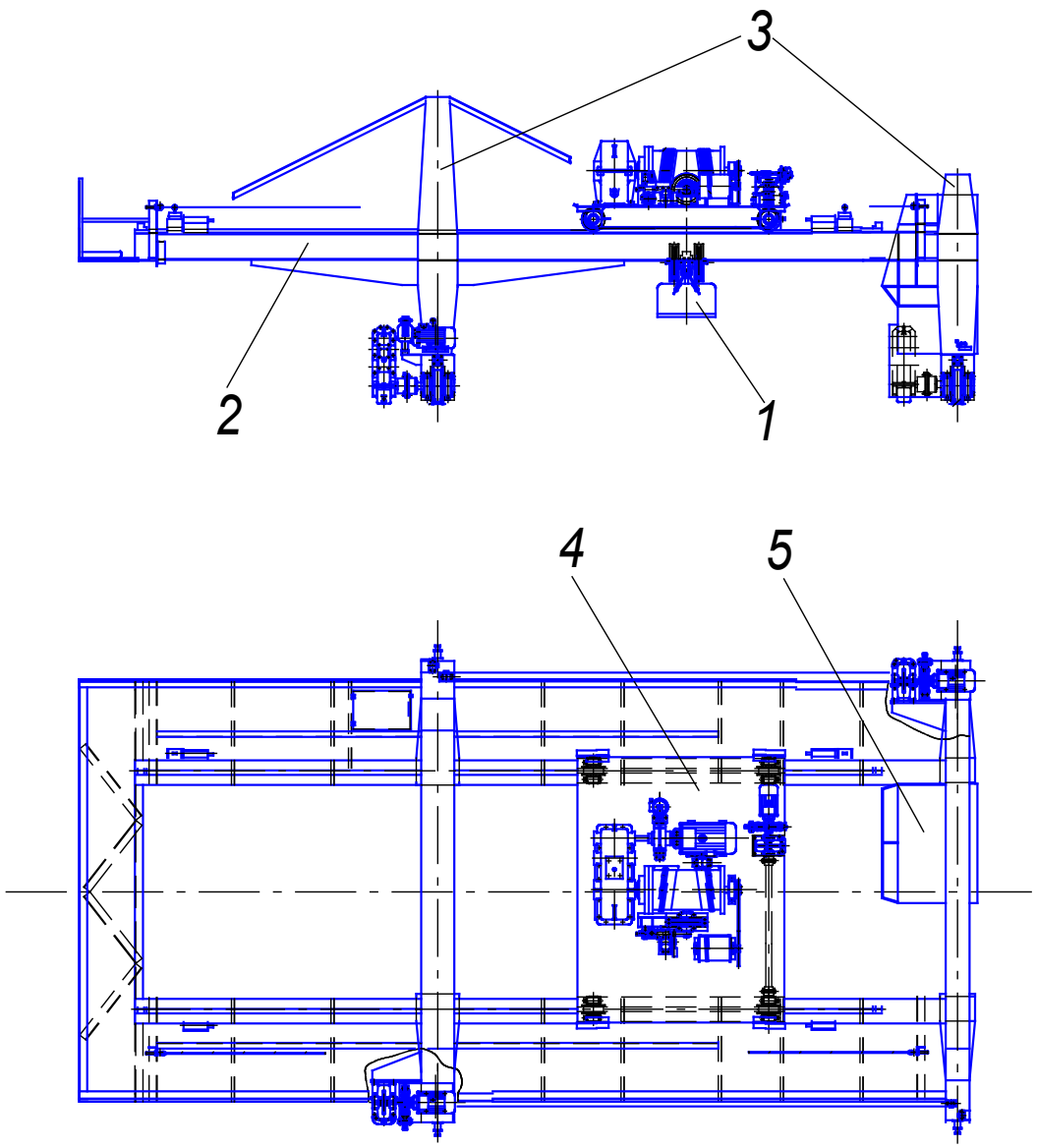
Згідно з інструкцією по обробці сталі для ковальського цеху № ТИ 143-К-18-86 поковки сталі, які повинні охолоджуватись в колодязях уповільненого охолодження можна накопичувати перед цими колодязями перед завантаженням протягом однієї години, тобто за зміну робляться чотири завантаження поковок сталі в колодязі уповільненого охолодження, отже, завантажується чотири колодязя по 7,5 тонн у кожний.

Повернемось до нашої напольно-козлової машини, вона працює на ділянці розвантаження колодязів уповільненого охолодження (план ділянки див. плакат). Ця машина розвантажує колодязі від поковок після їх охолодження. Для цього вона обладнана стаціонарним магнітом (вантажопідіймальність 5 т), який кріпиться на блоковій канатній підвісці та ланцюговим пристроєм для зняття кришок колодязів, який теж кріпиться на підвісці.

1 УСТРІЙ ТА ПРИНЦИП РОБОТИ МАШИНИ.

Напольно-козлова машина складається з моста, який встановлено на жорстких опорах, для того щоб підняти мост на деяку висоту від підлоги цеху, щоб можна було підіймати вантаж. Жорсткі опори представляють собою рами П-образної форми і опираються на кінцеві балки. На кінцевих балках встановлено механізми пересування крана. По мосту пересувається вантажний візок, на якому встановлено механізм пересування візка та механізм підйому.

Машина працює за слідуючим принципом. Після того як поковка охолоне, машина з неробочої площадки під‘їзжає до колодязя. Візок становиться так, щоб вісь підвіски співпадала з віссю колодязя. Підвіска опускається так, щоб кільця ланцюгового пристрою доставали до кронштейнів кришки колодязя, потім кільця пристрою закріплюються в кронштейнах кришки і відбувається її підняття механізмом підйому. Після цього візок пересувається по мосту крана та опускає кришку на площадці розвантаження поковок, так щоб вона не заважала подальшому розвантаженню (якщо на площадці вже лежать поковка, кран може переміститися по рейковому шляху на іншу ділянку). Після того як кришка опуститься, з її кронштейнів звільняють ланцюговий пристрій та закріпляють його на полосах, які знаходяться на блочній підвісці. Підвіска підіймається і візок пересувається по мосту до встановлення його над колодязем. Кранівник опускає магніт до колодязя і захоплює поковку ним. Магніт підіймається із колодязя і візок пересуває вантаж до площадки розвантаження. Після того як візок зупиниться магніт опускає поковку на підлогу, кранівник відключає напругу від магніту і поковка розвантажуються. Підвіска знов підіймається. Цей процес повторюється доки колодязь не буде повністю розвантажено. Потім візок встановлюється над кришкою колодязя, підвіска опускається. Ланцюговий пристрій відкріплюється від полоси та закріплюється в кронштейнах кришки колодязя. Кришка підіймається. Візок переміщує її поки вона не опиниться над колодязем уповільненого охолодження. Підвіска опускає кришку на колодязь, ланцюговий пристрій вивільнюється з кронштейнів кришки. Підвіска підіймається. Кран пересувається на неробочу площадку. Розвантаження колодязя завершене.



1 – магніт ПМ-25; 2 – мост машини; 3 – жорсткі опори; 4 – візок; 5 – кабіна

Рисунок 1.1- Напольно-козлова машина

Переваги напольно-козлової машини перед мостовим краном:

- всі пристрої для розвантаження колодязя у машини стаціонарні і знаходяться на підвісці і немає потреби пересувати кран для того щоб змінити ланцюгові стропи для зняття кришки колодязя на кліщі для захоплення поковок у колодязі, як це робить мостовий кран, а це збільшує час розвантаження колодязя і не дає можливості завантажити цей колодязь;
- по інструкції після кування можливе накопичення поковок перед колодязем уповільненого охолодження протягом однієї години, але якщо мостовий кран буде працювати на розвантаженні колодязя він не зможе виконувати це накопичення, а це приведе до зниження швидкості виробництва поковок, тому що їх неможливо буде

забирати з кувальної машини і це в свою чергу приведе до зниження виробничих потужностей цеху взагалі, в той час як можливо розвантажувати колодязі напольно-козловою машиною та водночас накопичувати поковки для подальшого їх завантажування;

- продуктивність напольно-козлової машини вище ніж продуктивність мостового крану в 1,23 рази (розрахунок див. нижче).

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ КРАНА

2.1 Вихідні дані

Маса вантажу $Q=5$ т;

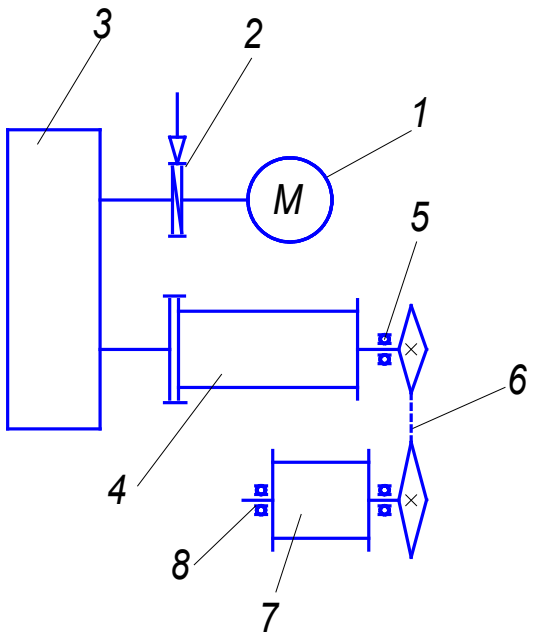
Висота підйому вантажу $H=3$ м;

Швидкість підйому $V_n=0,35$ м/с;

Група режиму роботи М4

2.2 Вибір кінематичної схеми

Обираємо наступну кінематичну схему для механізму підйому.



1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – барабан; 5,8 – підшипниковий вузол; 6 – ланцюгова передача; 7 – кабельний барабан.

Рисунок 2.1 - Кінематична схема механізму підйому

На цій схемі з‘єднання електродвигуна з редуктором виконується через гальмо, шків якого водночас виконує роль муфти. А з‘єднання барабана з редуктором – через муфту вмонтовану в барабан.

2.3 Загальний коефіцієнт корисної дії механізму.

$\eta_{заг} = \eta_{підв} \cdot \eta_{бар} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{з.муфт} \cdot \eta_{м.г}$, де

$\eta_{підв}$=0,98 – ККД підвіски;

$\eta_{бар}$=0,98 – ККД барабана;

$\eta_{ред}$=0,94 – ККД редуктора;

$\eta_{з.муфт}$=0,99 – ККД зубчастої муфти барабана;

$\eta_{м.г}$=0,99 – ККД муфти з гальмівним шківів.

$$\eta_{заг} = 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99 = 0{,}885$$

(значення ккд взяти із джерел : [4], стор30 та [6] т.2, стор92)

2.4 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держгірпромнагляд України[1] канат вибирають за розривним зусиллям $F_{розр}$

$$F_{розр} = z_p \cdot F_{\max} \le [F]_{розр}$$

де z_p =4 – коефіцієнт використання каната [1];

$F_{\max}$ - максимальне зусилля в канаті, Н:

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

де Q =5т – маса вантажу;

G_n =3,3т – маса підвіски;

a =2 – кількість гілок каната, які намотуються;

i_n =2 – кратність поліспаста;

η =0,99 – ККД поліспаста.

$$F_{\max} = \frac{10^4 \cdot (5 + 3{,}3)}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}99} = 20960\,\text{Н},$$

$$F_{розр} = 4 \cdot 20960 = 83840\,\text{Н}.$$

Обираємо канат: ЛК-З 6х25+1о.с. (ГОСТ 7665-80) $d_к = 17{,}5$ мм

$$[F]_{розр} = 110{,}5\,\text{кН} > F_{розр} = 83{,}84\,\text{кН}$$

2.5 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{кр} = \frac{F_{\max}}{e^{f\alpha}}$$

де e =2,72 – основа натурального логарифма;

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

α =3π (1,5 витка) – кут обхвату барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держгірпромнагляд України.

$$F_{кр} = \frac{163500}{2{,}72^{0{,}16\cdot 3\cdot 3{,}14}} = 4639{,}7 \text{ Н.}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату

$$Z = \frac{3F_{кр}}{d_1^2 [\sigma]_р}$$

де d_1 =12 мм – внутрішній діаметр різі гвинта;

$[\sigma]_р$ =55 МПа – допускне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

$$Z = \frac{3 \cdot 4639{,}7}{(0{,}012)^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 1{,}76$$

Приймаємо Z=2.

2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Правилами Держгірпромнагляд України [1] встановлено коефіцієнти, за допомогою яких визначаються розміри барабана, блока підвіски та врівноважуючого блока:

$D_{бар} = 22{,}4 \cdot d_к = 22{,}4 \cdot 17{,}5 = 392$ мм - діаметр барабана;

$D_{бл} = 25 \cdot d_к = 25 \cdot 17{,}5 = 437{,}5$ мм - діаметр блока;

$D_{вр.бл} = 16 \cdot d_к = 16 \cdot 17{,}5 = 280$ мм - діаметр врівноважуючого блока (збільшуємо до 320 мм).

Конструктивно збільшуємо діаметр барабана до 500 мм.

Визначаємо геометричні характеристики барабана.

Необхідне число витків нарізки

$$Z_в = \frac{L_К}{\pi \cdot (D_{бар} + d_к)} + 9$$

де 9 – кількість витків, що не змотуються;

$L_к$ – довжина каната, яка намотується на барабан,

$$L_K = 2 \cdot H \cdot i_n = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 12\,\text{м},$$

H =3м – висота підйому.

$$Z_в = \frac{12}{3{,}14 \cdot (0{,}5 + 0{,}0175)} + 9 = 16{,}4 \approx 17$$

Приймаємо що загальна кількість витків дорівнює $Z_в = 17$.

Повна довжина нарізної частини барабана

$$L_H = Z_в \cdot t_н = 17 \cdot 20 = 340 \text{ мм},$$

де $t_н$ =20мм – крок нарізки ([2], т.2 стор.262).

Повна довжина барабана

$$L_{бар} = L_H + 2b + c + 2\delta_р,$$

де b = 3 $t_н$ – довжина гладкої частини на кінці барабана;

c= 80 мм – довжина гладкої частини між нарізками;

$\delta_р = d_к$ – товщина реборди.

$$L_{бар} = 240 + 2 \cdot 3 \cdot 20 + 80 + 2 \cdot 17{,}5 = 575\,\text{мм}.$$

Конструктивно збільшуємо довжину барабана до 1000 мм , отже $L_{бар} = 1\,\text{м}$.

Перевіряємо стінки барабана на запас стійкості.

Матеріал корпуса барабана: сталь 35Л по ГОСТ 977-80.

Товщина стінки барабана:

$$\delta = 1{,}2 \cdot d_к = 1{,}2 \cdot 17{,}5 = 21 \text{ мм}$$

Стискаюче напруження в стінках барабана:

$$\tau_{ст} = \frac{F_{\max}}{\delta \cdot t_н} = \frac{20960}{0{,}021 \cdot 0{,}0175} = 59{,}9\,\text{МПа} < [\tau]_{ст} = 120 \text{ МПа}$$

Питомий тиск 1 см^2 поверхні барабану

$$P_П = \frac{2 \cdot F_{\max}}{D_{бар} \cdot t_н} = \frac{2 \cdot 20960}{0{,}5 \cdot 0{,}02} = 4{,}19 \text{ МПа}$$

Критичний тиск при якому можлива втрата стійкості стінки барабана

$$P_{КР} = 52500 \cdot \frac{\delta^3}{R_{бар}^3} = 52500 \cdot \frac{(0{,}021)^3}{(0{,}25)^3} = 31{,}1 \text{ МПа}$$

Стійкість забезпечується, так як

$$P_{КР} = 31{,}5\,\text{МПа} > 1{,}5 \cdot P_П = 1{,}5 \cdot 4{,}19 = 6{,}29\,\text{МПа}$$

Запас стійкості

$$n = \frac{P_{КР}}{P_П} = \frac{31{,}1}{4{,}19} = 7{,}42$$

2.7 Вибір двигуна

Електродвигун вибираємо із джерела [2] стор. 241 за статичною потужністю

$$P_{ст} = \frac{10 Q_{\max} V_n}{\eta_{заг}},$$

де $Q_{max}= (Q+G_n)$ – вага вантажу та підвіски з магнітом, т;

V_n – швидкість підйому вантажу, м/с;

$\eta_{заг}$ - загальний ККД механізму підйому.

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot (5 + 3{,}3) \cdot 0{,}35}{0{,}885} = 33{,}2 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун MTF 412-6 потужністю 36 кВт.

Перевіряємо двигун за нагріванням

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} \le P_{25},$$

де $K_{2\,5}$=0,75 – коефіцієнт приведення потужності;

γ=0,86 – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

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

$$P_{ЕКВ} = 0{,}75 \cdot 0{,}86 \cdot 33{,}2 = 21{,}4 \text{ кВт} < P_{25} = 36 \text{ кВт}$$

Отже двигун підходе. Його характеристики: n=965 об./хв., $\eta_{дв}$= 84,5%, M=932 Н·м, m=345кг.

2.8 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

$$U' = \frac{n_д}{n_б},$$

де $n_б = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{60 \cdot 0{,}35 \cdot 2}{3{,}14 \cdot 0{,}5} = 27{,}1$ хв.$^{-1}$ – частота обертання барабана;

$$U' = \frac{965}{27{,}1} = 35{,}6$$

Вибираємо редуктор РЦД – 650 ([3], стор. 322)

U=35,5; P=46,4 кВт, a =650мм.

Перевіряємо відхилення фактичного передаточного відношення від розрахункового

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{35{,}5 - 35{,}6}{35{,}5} \cdot 100\% = 0{,}2\%$$

Редуктор підходе.

2.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Час пуску двигуна не повинен перевищувати допустимий

$$t_n = \frac{I_{зв} \cdot \omega_д}{T_n^{CP} - T_{CT}}$$

де $I_{ЗВ}$ – зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кг·м^2;

$$I_{ЗВ} = \delta(I_P + I_M) + m\frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_{заг}}$$

$I_р$=0,675 кг·м^2 – момент інерції ротора двигуна;

$I_м$=0,6 кг·м^2 – момент інерції муфти;

m=8300 кг – вага вантажу та підвіски з магнітом;

δ=1,2 – коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

$$I_{ЗВ} = 1{,}2 \cdot (0{,}675 + 0{,}6) + 8300 \cdot \frac{(0{,}5)^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 35{,}5^2 \cdot 0{,}885} = 1{,}65 \text{ кг·м}^2$$

$\omega_д$ – кутова швидкість вала двигуна, с$^{-1}$;

$$\omega_д = \frac{\pi \cdot n_д}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 965}{30} = 105 \text{ с}^{-1}$$

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

$$T_n^{CP} = \psi \cdot T_H,$$

де ψ=1,5 – середня кратність пускового моменту для двигунів типу MTF;

T_H – номінальний момент двигуна, Н·м:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_д}{\omega_д} = \frac{10^3 \cdot 36}{105} = 343 \text{ Н·м};$$

$$T_n^{CP} = 1{,}5 \cdot 343 = 497 \text{ Н·м}.$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски з магнітом і вантажу, Н·м:

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_n) \cdot D}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta_{заг}} = \frac{10^4 (3{,}3 + 5) \cdot 0{,}5}{2 \cdot 2 \cdot 35{,}5 \cdot 0{,}885} = 330{,}2 \text{ Н·м}.$$

$$t_n = \frac{1{,}65 \cdot 105}{497{,}4 - 330{,}2} = 1{,}04 \text{ с} > [t_n] = 1 \text{ с}$$

2.10 Вибір гальма

Гальма механізму підйому вантажу вибираємо по необхідному гальмівному моменту $T_Г$, Н·м:

$$T_Г = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D \cdot \eta_{заг}}{2 \cdot i_n \cdot U} K_Г,$$

де $K_Г$=2 – коефіцієнт запасу гальмування;

$$T_Г = \frac{10^4 \cdot 8{,}3 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}885}{2 \cdot 2 \cdot 35{,}5} \cdot 2 = 517{,}3 \text{ Н·м}$$

Обираємо гальмо ТКГ–300

$$T_{Г.К.} = 800 \text{ Н·м} > T_Г$$

Умова виконується.

2.11 Вибір муфт

Спочатку знайдемо номінальний момент на валу двигуна

$$T_Н = \frac{P_д \cdot 10^3}{\omega_д},$$

де $P_д$ – номінальна потужність двигуна, $P_д$=36 кВт;

$\omega_д$ =105 с$^{-1}$ – кутова швидкість вала двигуна, с$^{-1}$.

$$T_Н = \frac{36 \cdot 10^3}{105} = 342{,}9 \text{ Н·м}$$

Для з’єднання вала двигуна зі швидкохідним валом редуктора використаємо гальмівний шків діаметром 300мм з номінальним крутним моментом 3150 Н·м, що набагато перевищує момент на валу двигуна, а значить шків-муфта не потребує перевірки.

Для з’єднання тихохідного вала редуктора з валом барабана використовуємо зубчасту муфту вмонтовану в барабан.

2.12 Розрахунок вала барабана

Для того щоб розрахувати вал барабана розглянемо вузол кріплення барабана.

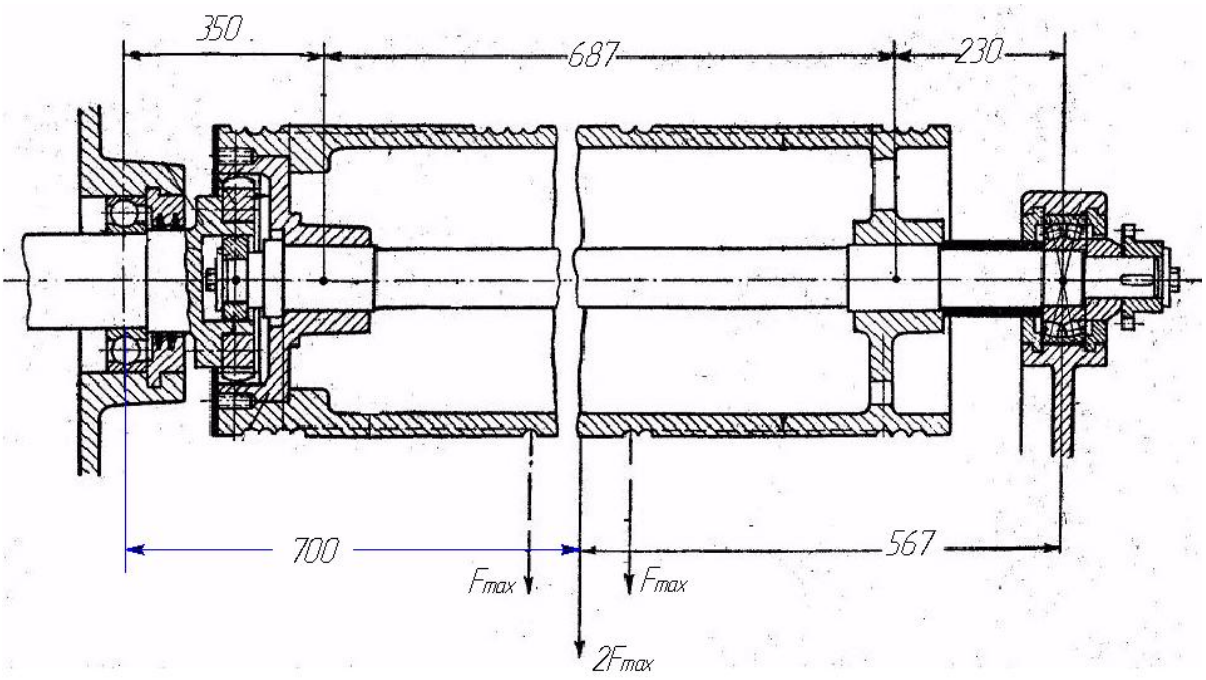


Рисунок 2.2- Вузол барабана механізму підйому

Отже, умовно ми об‘єднуємо сили, які діють на барабан від канатів в одну силу, яка прикладена по центру барабана. Зобразимо Розрахункову схему вала.

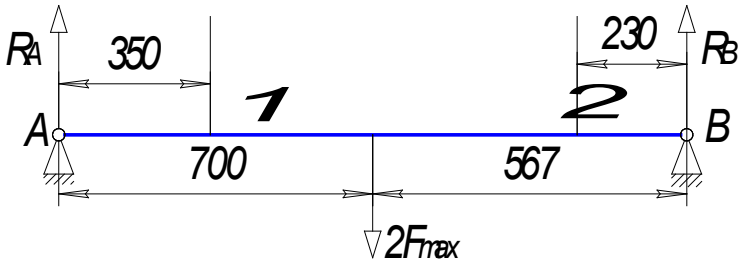


Рисунок 2.3- Розрахункова схема вала барабана

Знайдемо реакції опор.

$$R_A = 2F_{\max} \cdot \frac{567}{1267} = 2 \cdot 20960 \cdot \frac{567}{1267} = 18759 \text{ Н}$$

$R_B = 2F_{\max} - R_A = 2 \cdot 20960 - 18759 = 23161$ Н

Знайдемо згинаючі моменти у перерізах I та II

$M_{3I} = R_A \cdot 0{,}35 = 18759 \cdot 0{,}35 = 6565{,}7$ Н·м

$M_{3II} = R_B \cdot 0{,}23 = 23161 \cdot 0{,}23 = 5327{,}03$ Н·м

Так як переріз I більш навантажений, то знайдемо діаметр валу через напруження згину.

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{3I}}{0{,}1 \cdot \sigma_{I-I}}}$$

де $\sigma_{I-I} = \dfrac{\sigma_{-1}}{\kappa'_n \cdot n} = \dfrac{250}{2{,}5 \cdot 1{,}6} = 62{,}5$ МПа – напруження в перерізі I

n =1,6 – допускний запас міцності для вала барабана;

$\kappa'_n = 2{,}5$ – поправний коефіцієнт для приблизних розрахунків ;

$\sigma_{-1} = 250$ МПа – границя витривалості для сталі 45, (всі коефіцієнти та значення взяти з [4], стор. 19).

$$d' = \sqrt[3]{\frac{6565{,}7}{0{,}1 \cdot 250 \cdot 10^6}} = 0{,}073 \text{ м} = 73\text{мм}.$$

Приймаємо діаметр вала d = 75 мм.

2.13 Вибір підшипника опри барабана

Підшипник опори барабана обираємо за динамічною вантажопідіймальністю

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_б \cdot L_{10h}}{10^6}},$$

де $P_E = 1{,}2 \cdot R_B \cdot K_Q \cdot K_\nu \cdot K_д$ - еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

$K_Q = 0{,}55$ - коефіцієнт навантаження;

$K_\nu = 1{,}35$ - коефіцієнт кільця при обертаючомуся внутрішньому кільці;

$K_д = 1{,}2$ - коефіцієнт динамічності;

$n_б = 27{,}1$ хв.$^{-1}$ – частота обертання барабана;

$L_{10h} = 3500$ год. – ресурс служби підшипника.

$$C = 1{,}2 \cdot 23161 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 27{,}1 \cdot 3500}{10^6}} = 44212{,}6 \text{ Н}$$

Обираємо підшипник №3615 з динамічною вантажопідіймальністю С =200 кН, діаметрами внутрішнього та зовнішнього кілець відповідно 75мм та 160мм ([7]).

2.14 Перевірка на міцність ексцентрикового вала реле перевантажування

Зобразимо розрахункову схему вала

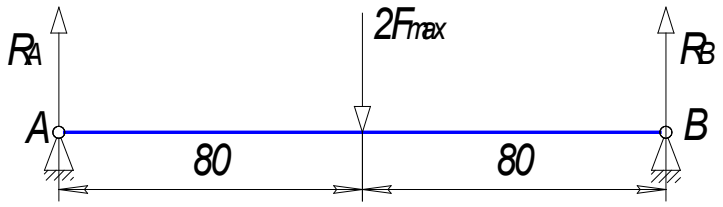


Рисунок 2.4- Розрахункова схема ексцентрикового валу

Матеріал вала: сталь 45, допускне напруження якої $[\sigma]_T = 360$ МПа.

Діаметр вала приймаємо приблизно 70 мм.

Найбільший згинаючий момент

$$M_{ЗГ} = \frac{2F_{\max} \cdot 0{,}08}{2} = \frac{2 \cdot 20960 \cdot 0{,}08}{2} = 1676{,}8 \text{ Н·м}$$

Момент опору перерізу

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3{,}14}{32} \cdot (0{,}07)^3 = 7{,}15 \cdot 10^{-5} \text{ м}^{-3}.$$

Напруження у небезпечному перерізі

$$\sigma = \frac{M_{ЗГ}}{W} = \frac{1676{,}8}{7{,}15 \cdot 10^{-5}} = 49{,}8 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 360 \text{ МПа}.$$

Запас міцності

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{360}{49{,}8} = 7{,}2$$

2.15 Перевірка на міцність вісі блоків підвіски

Зобразимо розрахункову схему

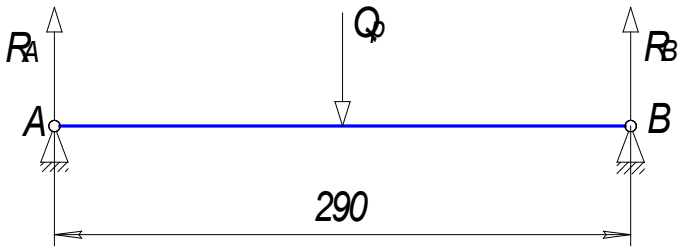


Рисунок 2.5- Розрахункова схема вісі блоків підвіски

Матеріал вісі: сталь 45, допускне напруження якої $[\sigma]_T = 360$ МПа.

Діаметр вісі приймаємо приблизно 80 мм.

Розрахункове навантаження:

$$Q_p = Q + Q_M = 50000 + 31500 = 81500\,\text{Н},$$

де Q =50000 Н – розрахункова вантажопідіймальність;

Q_M = 81500 Н – вага підвіски.

Найбільший згинаючий момент

$$M_{ЗГ} = \frac{Q_p \cdot 0{,}29}{4} = \frac{81500 \cdot 0{,}29}{4} = 5908{,}8 \text{ Н·м}.$$

Момент опору перерізу

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3{,}14}{32} \cdot (0{,}08)^3 = 5 \cdot 10^{-5}\,\text{м}^{-3}.$$

Напруження у небезпечному перерізі

$$\sigma = \frac{M_{ЗГ}}{W} = \frac{5908{,}8}{5 \cdot 10^{-5}} = 117{,}6 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 360 \text{ МПа}.$$

Запас міцності

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{360}{117{,}6} = 3{,}06 > 2$$

2 – найменший допускний запас міцності.

2.16 Вибір підшипників блочної підвіски

Підшипник блочної підвіски обираємо за динамічною вантажопідіймальністю

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_б \cdot L_{10h}}{10^6}},$$

де $P_E = 1{,}2 \cdot R \cdot K_Q \cdot K_\nu \cdot K_д$ - еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

$R = \frac{Q_p}{4} = \frac{81500}{4} = 20375$ Н – розрахункове навантаження, так як на підвісці встановлено два блоки і на кожен з них приходиться по два підшипники;

$K_Q = 0{,}55$ - коефіцієнт навантаження;

$K_\nu = 1{,}35$ - коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці;

$K_д = 1{,}2$ - коефіцієнт динамічності;

$n_{бл} = \frac{n_{бар} \cdot D_{бар}}{D_{бл}} = \frac{27{,}1 \cdot 0{,}5}{0{,}4375} = 30{,}97$ хв.$^{-1}$ – частота обертання блока;

$L_{10h} = 3500$ год. – ресурс служби підшипника.

$$C = 1{,}2 \cdot 20375 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 30{,}97 \cdot 3500}{10^6}} = 40664 \text{ Н.}$$

Обираємо підшипник №216 з динамічною вантажопідіймальністю С =45400 кН, діаметрами внутрішнього та зовнішнього кілець відповідно 80мм та 140мм ([7]).

2.17 Обладнання для зняття кришки колодязя

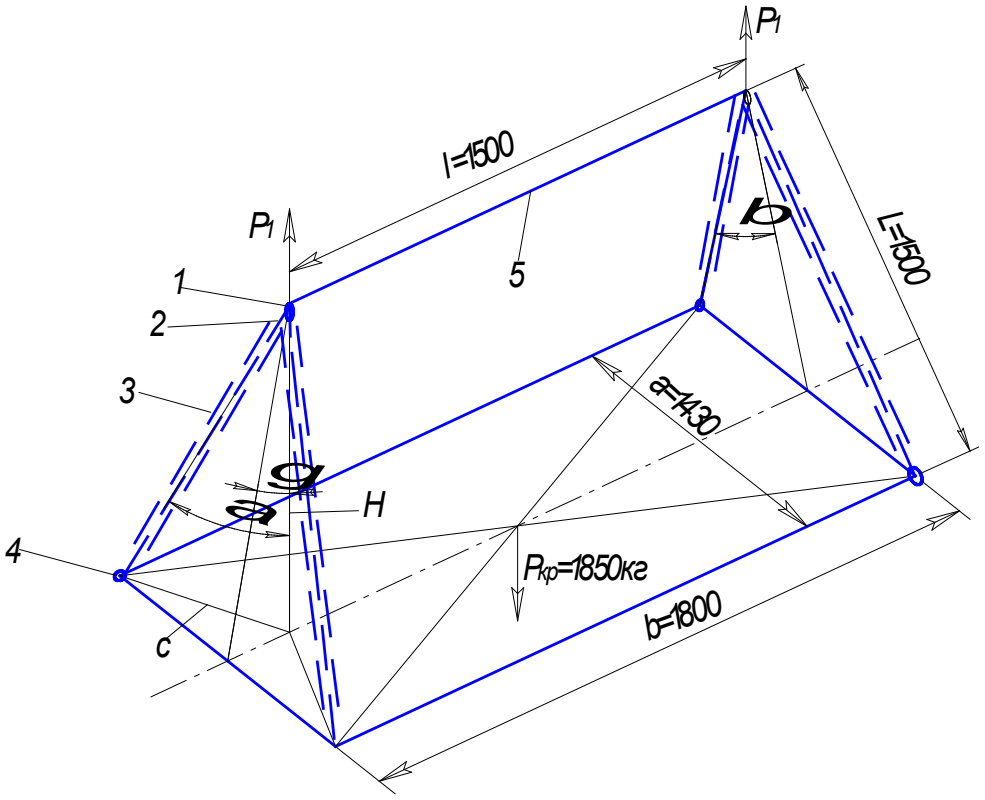
Підвіска кришки колодязя виконується згідно з рисунком

$$\sin\alpha = \frac{c}{L} = \frac{\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{b-l}{2}\right)^2}}{L} = \frac{\sqrt{\left(\frac{1{,}43}{2}\right)^2 + \left(\frac{1{,}8-1{,}5}{2}\right)^2}}{1{,}5} = 0{,}45$$

$$\alpha = \arcsin 0{,}45 = 27{,}03 = 27^\circ 2'$$

$$\sin\beta = \frac{a/2}{L} = \frac{0{,}715}{1{,}5} = 0{,}44$$

$$\beta = \arcsin 0{,}44 = 26{,}32 = 26^\circ 19'$$



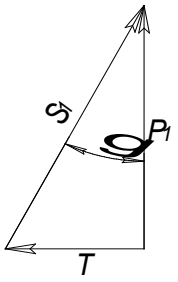
1 – скоба; 2 – перехідна ланка; 3 – ланцюг; 4 – кінцева петля; 5 – лист.

Рисунок 2.6- Підвіска кришки колодязя

$$P_1 = \frac{P_{кр}}{2} = \frac{18500}{2} = 9250 \text{ Н}$$

$$H = L \cdot \cos\alpha = 1{,}5 \cdot \cos 27{,}03 = 1{,}336 \text{ м}$$

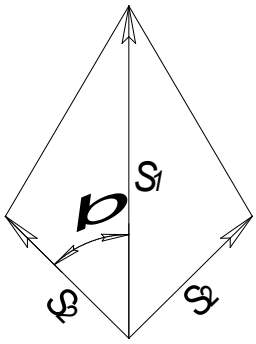
Трикутник сил.



$$tg\gamma = \frac{b-l}{2H} = \frac{1{,}8-1{,}5}{2 \cdot 1{,}336} = 0{,}11$$

$$\gamma = arctg\,0{,}11 = 6{,}4 = 6^{\circ}24'$$

S_1 - зусилля на скобі 1



$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\gamma} = \frac{9250}{\cos 6{,}4} = 9308 \text{ Н}$$

$$T = P_1 tg\gamma = 9250 \cdot tg\,6{,}4 = 1017{,}5 \text{ Н}$$

S_2 - натяжіння в ланцюгу 3 та в ланках 2 та 4.

$$S_2 = \frac{S_1}{2\cos\beta} = \frac{9308}{2 \cdot \cos 26{,}32} = 5192 \text{ Н}$$

2.18 Перевірка на міцність скоби

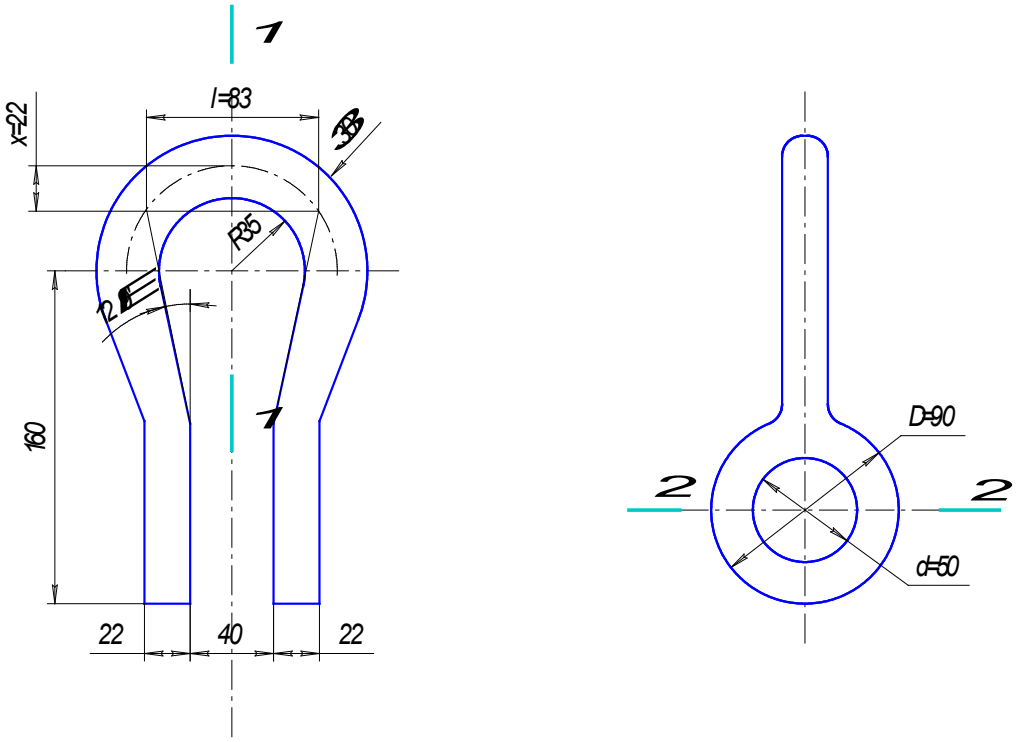


Рисунок 2.7- Геометричні характеристики скоби 1

Матеріал скоби – сталь Ст.3 , ГОСТ 380-71 (допустиме напруження $[\sigma]_т$ =240 МПа)

В перерізі I-I скоба працює на згин. Нормальне напруження в перерізі:

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} + \frac{P}{F}.$$

Сила, що діє в перерізі:

$$P = \frac{S_1}{2} tg12{,}15 = \frac{9308}{2} tg12{,}15 = 1002 \text{ Н}.$$

Момент, що діє в перерізі:

$$M_{зг} = \frac{S_1 \cdot l}{6} + P \cdot x = \frac{9308 \cdot 0{,}083}{6} + 1002 \cdot 0{,}022 = 150{,}8 \text{ Н·м.}$$

Момент опору переріза I-I:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot (0{,}03)^3}{32} = 2{,}65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Площа перерізу I-I:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot (0{,}03)^2}{4} = 7{,}1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$\sigma = \frac{150{,}8}{2{,}65 \cdot 10^{-6}} + \frac{1002}{710 \cdot 10^{-6}} = 58{,}3 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 240 \text{ МПа.}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{58{,}3} = 4{,}2 > 4 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

В перерізі II-II скоба працює на розтяг

$$\sigma_p = \frac{S_1}{2F_{II-II}} = \frac{9308}{2 \cdot (0{,}09 - 0{,}05) \cdot 0{,}022} = 5{,}3 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 240 \text{ МПа.}$$

Також в перерізі II-II скоба працює на зминання (допустиме напруження зминання для Ст.3 $[\sigma]_{зм}$=100 МПа)

$$\sigma_{зм} = \frac{S_1}{2 \cdot \delta \cdot d} \cdot \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} = \frac{9308}{2 \cdot 0{,}022 \cdot 0{,}05} \cdot \frac{0{,}09^2 + 0{,}05^2}{0{,}09^2 - 0{,}05^2} = 6{,}3 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа.}$$

2.19 Розрахунок перехідної ланки

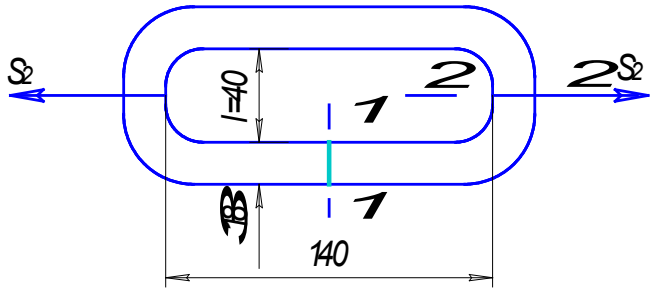


Рисунок 1.8- Геометричні характеристики перехідної ланки

Матеріал скоби – сталь Ст.3 , ГОСТ 380-71 (допустиме напруження $[\sigma]_т$ =240 МПа)

Зусилля, яке сприймає ланка $S_2 = 5192$ Н

Напруження згину в перерізі І-І:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W},$$

Згинаючий момент, який діє на перехідну ланку:

$$M_{зг} = \frac{S_2 \cdot l}{6} = \frac{5192 \cdot 0{,}04}{6} = 34{,}2 \text{ Н·м}$$

Момент опору в перерізі:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{3{,}14}{32} \cdot (0{,}018)^3 = 0{,}573 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{зг} = \frac{34{,}2}{0{,}573 \cdot 10^{-6}} = 59{,}6 \text{ МПа} < [\sigma]_т = 240 \text{ МПа}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{59{,}6} = 4{,}1 > 4 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

Переріз ІІ-ІІ працює на розтяг. Напруження розтягу в перерізі:

$$\sigma_p = \frac{S_2}{2F} = \frac{2 \cdot 5192}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 5192}{3{,}14 \cdot 0{,}018^2} = 10{,}2 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 240 \text{ МПа}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{10{,}2} = 23{,}5 > 4 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

2.20 Розрахунок кінцевої петлі

Матеріал петлі – сталь Ст.3 , ГОСТ 380-71 (допустиме напруження $[\sigma]_т = 240$ МПа)

Зусилля, яке сприймає петля $S_2 = 5192$ Н

Напруження згину в перерізі І-І:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W},$$

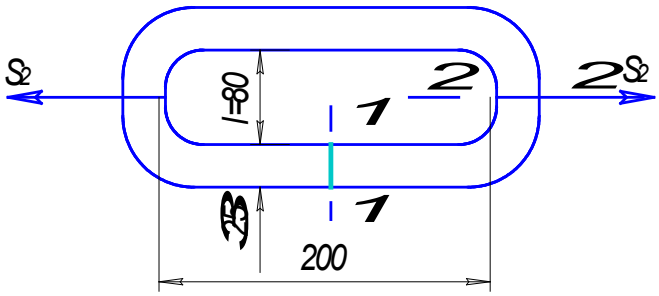


Рисунок 2.9- Геометричні характеристики кінцевої петлі

Згинаючий момент, який діє на перехідну ланку:

$$M_{зг} = \frac{S_2 \cdot l}{6} = \frac{5192 \cdot 0{,}08}{6} = 69{,}2 \text{ Н·м.}$$

Момент опору в перерізі:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{3{,}14}{32} \cdot (0{,}025)^3 = 1{,}5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{зг} = \frac{69{,}2}{1{,}5 \cdot 10^{-6}} = 45{,}11 \text{ МПа} < [\sigma]_т = 240 \text{ МПа.}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{45{,}11} = 5{,}3 > 4 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

Переріз II-II працює на розтяг. Напруження розтягу в перерізі:

$$\sigma_p = \frac{S_2}{2F} = \frac{2 \cdot 5192}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 5192}{3{,}14 \cdot 0{,}025^2} = 5{,}3 \text{ МПа} < [\sigma]_T = 240 \text{ МПа.}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{5{,}3} = 45{,}4 > 4 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

2.21 Вибір ланцюга

Натяжіння в ланцюгу дорівнює $S_2 = 5192$ кН. Для зварного некаліброваного ватажного ланцюга з діаметром ланцюгової сталі рівним 16мм, при кроку 44мм, розривне зусилля дорівнює $P_p = 100$ кН.

Запас міцності:

$$n = \frac{P_p}{S_2} = \frac{100000}{5192} = 19{,}3 > 6 \text{ (найменший допустимий запас міцності [1]).}$$

2.22 Розрахунок вісі кріплення ланцюга.

Матеріал петлі – сталь 45 , ГОСТ 1050-71 (допустиме напруження $[\sigma]_т$ =360 МПа)

Діаметр вісі приймаємо приблизно 50 мм.

Реакції опор:

$$R_A = R_B = \frac{S_1}{2} = \frac{9308}{2} = 4654 \text{ Н.}$$

Найбільший згинаючий момент:

$$M_{\max} = R_A \cdot 0{,}035 = 4654 \cdot 0{,}035 = 162{,}9 \text{ Н·м.}$$

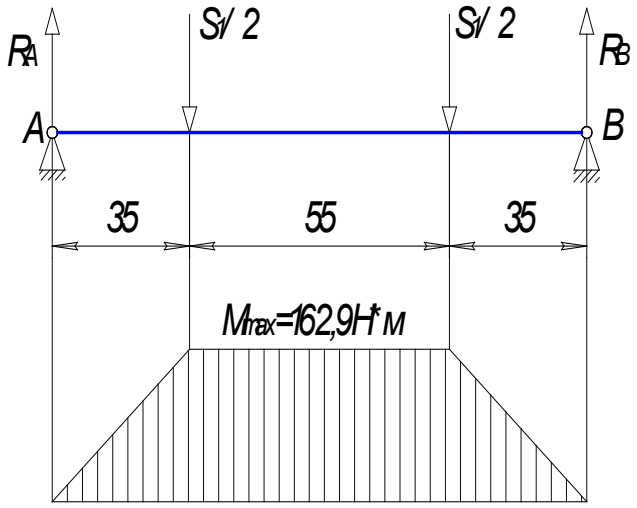


Рисунок 2.10- Розрахункова схема та епюра моментів вісі кріплення ланцюга

Момент опору в перерізі:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{3{,}14}{32} \cdot (0{,}05)^3 = 12{,}3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Напруження у небезпечному перерізі:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{162{,}9}{12{,}3} = 13{,}24 \text{ МПа.}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{360}{13{,}24} = 27 \text{ .}$$

2.23 Перевірний розрахунок листа поз. 5

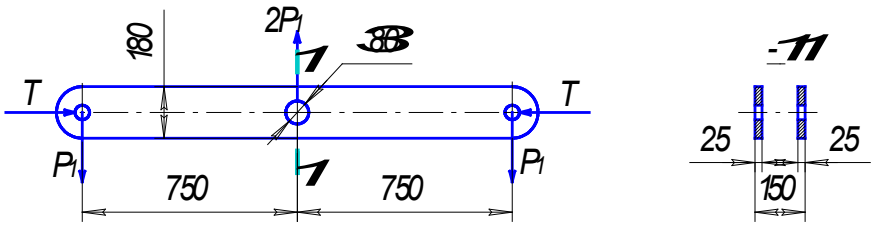


Рисунок 1.11- Дія сил на лист та його геометричні характеристики поз.5

Матеріал листа – сталь Ст.3 , ГОСТ 380-71 (допустиме напруження $[\sigma]_т$ =240 МПа)

Небезпечний переріз I-I

Напруження згину в перерізі

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W}$$

Згинаючий момент, що діє в перерізі:

$$M_{зг} = P_1 \cdot 0{,}75 = 9250 \cdot 0{,}75 = 6937{,}5 \ \text{Н·м}$$

Момент опору в перерізі:

$$W = \frac{I}{\frac{H}{2}} = \frac{2I}{H} = \frac{2}{0{,}18} \cdot \left(\frac{2 \cdot 0{,}025 \cdot (0{,}18)^3}{12} - \frac{2 \cdot 0{,}025 \cdot (0{,}08)^3}{12} \right) = 246{,}3 \cdot 10^{-6} \ \text{м}^3$$

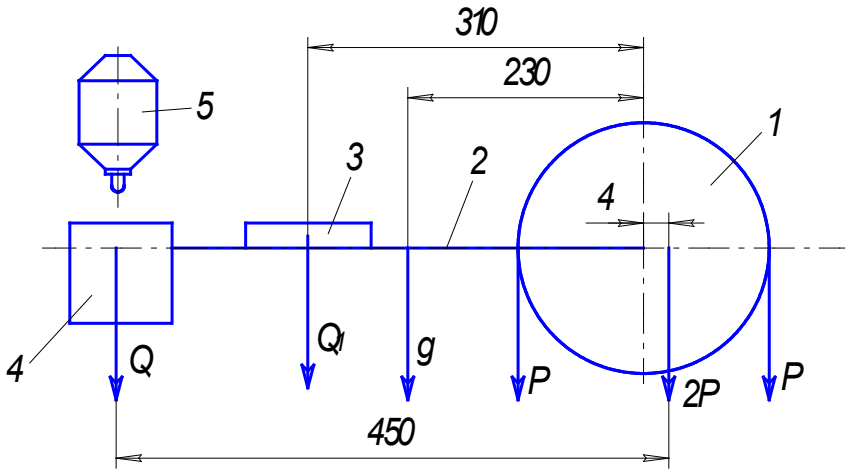
$$\sigma_{зг} = \frac{6937{,}5}{246{,}3 \cdot 10^{-6}} = 28{,}17 \ \text{МПа}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma]_T}{\sigma} = \frac{240}{28{,}17} = 8{,}52 > 2$$ (найменший допустимий запас міцності [1]).

2.24 Розрахунок реле перевантажування

Зобразимо кінематичну схему реле перевантажу.



1 – врівноважуючий блок; 2 – важіль; 3 – вантаж; 4 – контрвантаж;
5 – кінцевий вимикач ВК-411

Рисунок 2.12- Кінематична схема реле перевантажу

g = 10,52 кг – вага важеля поз.2;

Q_1 = 13,7 кг – вага вантажу поз.3;

Q = х – вага вантажу поз.4;

b = 230 мм – відстань до центру ваги важеля (див. Нижче);

S_1 = 310 мм – відстань до вантажу поз.3;

S = 450 мм – відстань до вантажу поз.4.

Методику розрахунку аналогічна викладеній в [8].

1. Центр ваги важіля.

Статичний момент важеля:

$$S_1 = g_2 \cdot x_2 + g_3 \cdot x_3 + g_4 \cdot x_4 = 8 \cdot 0{,}218 + 0{,}9 \cdot 0{,}45 + 0{,}52 \cdot 0{,}565 = 2{,}4 \text{ кг·м}.$$

Положення центра ваги важіля:

$$b = x_{цв} = \frac{S_1}{g} = \frac{2{,}4}{10{,}52} = 0{,}23 \text{ м}.$$

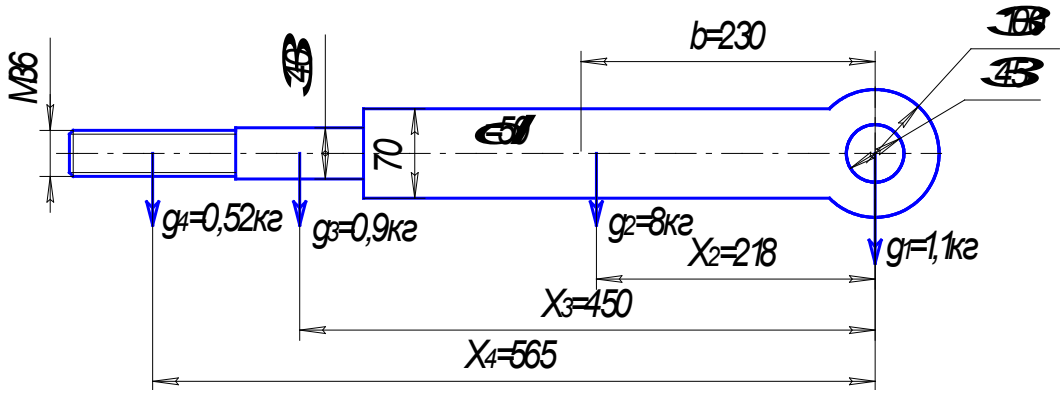


Рисунок 2.13 - Важіль реле перевантажування

2. Рівняння моментів відносно точки „О”

$$Q \cdot S + Q_1 \cdot S_1 + g \cdot b = 2P \cdot e \cdot \eta \cdot \alpha$$

де P =1,25·F_{max} = 1,25·20960 = 26200 Н – найбільше натяжіння канату;

e = 4мм – ексцентриситет вала;

α = 1,05 – коефіцієнт перевантажування;

η = 0,9 – ККД ексцентрикового валу.

З рівняння моментів знаходимо необхідну вагу вантажу Q:

$$Q = \frac{2P \cdot e \cdot \eta \cdot \alpha - Q_1 \cdot S_1 - g \cdot b}{S};$$

$$Q = \frac{2 \cdot 26200 \cdot 0{,}004 \cdot 1{,}05 \cdot 0{,}9 - 137 \cdot 0{,}31 - 105{,}2 \cdot 0{,}23}{0{,}45} = 290 \text{ Н}$$

Необхідна контрвага:

$$I = Q - Q_{підв} - P_{вим}$$

де $Q_{підв}$ = 4 кг – вага підвіски

$P_{вим}$ = 2 кг – зусилля, яке необхідно для подолання сили вимикача.

$$I = 29 - 4 - 2 = 23 \text{ кг}$$

Визначення контрваги при вантажопідіймальності Q = 5т

$P = F_{max}$ = 20960 Н – натяжіння канату;

Підставимо це значення у рівняння, яке зазначено вище

$$Q' = \frac{2 \cdot 20960 \cdot 0{,}004 \cdot 1{,}05 \cdot 0{,}9 - 137 \cdot 0{,}31 - 105{,}2 \cdot 0{,}23}{0{,}45} = 204 \text{ Н}$$

Необхідна контрвага:

$$I = Q' - Q_{підв} - P_{вим} = 20{,}4 - 4 - 2 = 16{,}4 \text{ кг.}$$

2.25 Визначення строку служби каната

Строк служби каната T_p визначають з формули [9]:

$$N_{\sum екс} = \frac{T_p \cdot t_{год} \cdot 2K_n \cdot i_p}{1000},$$

де $N_{\sum екс}$ - експлуатаційне число перегинів каната в тисячах, яке вираховується з формули:

$$N_{\sum 0} = \frac{N_{\sum екс}}{K_д \cdot K_к \cdot K_T \cdot K_{\sigma_в}},$$

де $N_{\sum 0}$ - питома довговічність в тисячах перегинів каната при $\frac{D+d}{d} = \frac{0{,}5+0{,}0175}{0{,}0175} = 29{,}57$

для середнього режиму роботи $N_{\sum 0}$=98, D =0,5 м – діаметр барабана, d = 0,0175 м – діаметр каната.

$K_д$ = 0,82 – коефіцієнт враховуючий абсолютний розмір діаметра каната;

$K_к$ = 0,7 – коефіцієнт конструкції каната;

K_T = 1 – коефіцієнт, який враховує тип підйомного механізму;

$K_{св}$ = 1,04 – коефіцієнт, який враховує границю міцності стальних дротиків каната.

$$N_{\sum екс} = N_{\sum 0} \cdot K_д \cdot K_к \cdot K_T \cdot K_{св} = 98 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}7 \cdot 1 \cdot 1{,}04 = 58{,}5$$

$t_{год}$ - кількість машинних годин роботи підіймального механізму протягом 1 року

$$t_{год} = 365 \cdot 24 \cdot K_{доб} \cdot K_p \cdot P,$$

$K_{доб}$=0,67 – добовий коефіцієнт використання підіймального механізму;

K_p=0,5 – річний коефіцієнт використання підіймального механізму;

P = 0,25 – тривалість включення механізму від загального часу в долях для середнього режиму роботи.

$$t_{год} = 365 \cdot 24 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}25 = 735$$

K_n=15 – число технологічних циклів роботи підіймального механізму протягом 1 години роботи

Розрахункове середнє число перегинів каната при підійманні вантажу за один технологічний цикл розраховується по залежності:

$$i_p = i_T + c$$

i_T - теоретичне число перегинів каната на основних блоках поліспастової підвіски при

$$H_{\max} \le \frac{30P \cdot V}{K_n};\ i_T = a - 1$$

$H_{\max}$ =3 м – максимальна висота підйому вантажу, $3 < \frac{30 \cdot 0{,}25 \cdot 21{,}27}{15} = 10{,}6$ м

V =21,27 м/хв. – швидкість підйому вантажу;

a =2 – кратність поліспаста.

$$i_T = 2 - 1 = 1$$

c =0,5 – число додаткових перегинів каната на обвідних блоках і на барабані.

$$i_p = 1 + 0{,}5 = 1{,}5$$

Мінімально-можливий строк служби каната T_p:

$$T_p = \frac{N_{\sum екс} \cdot 1000}{t_{год} \cdot 2 \cdot K_n \cdot i_p} = \frac{58{,}5 \cdot 1000}{735 \cdot 2 \cdot 15 \cdot 1{,}5} = 1{,}77 \text{ року} \approx 21 \text{ місяць}$$

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

3.1 Вихідні дані

Вага вантажу Q=5 т;

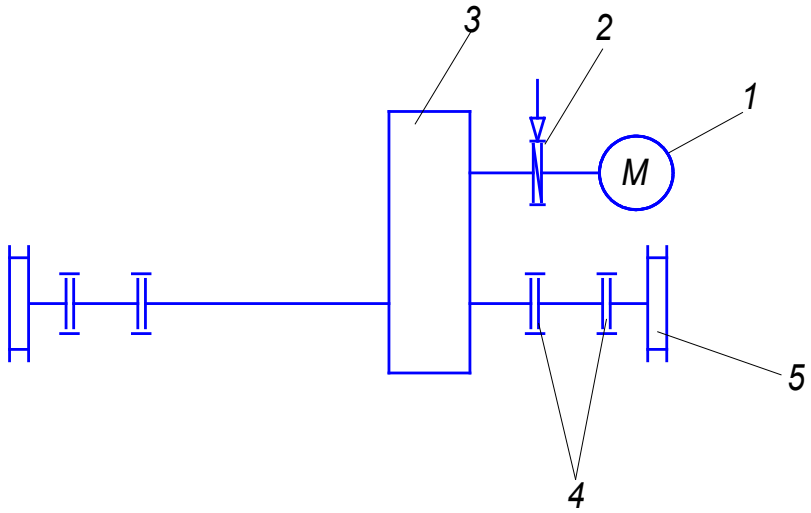
Вага візка G_B =6 т;

Швидкість пересування візка V_B=0,79 м/с;

Група режиму роботи М4

3.2 Вибір схеми механізму пересування візка

Механізм пересування візка виконується з центральним приводом. Побудуємо його кінематичну схему.



1 – електродвигун; 2 – гальмо зі шківом-муфтою; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – ходове колесо

Рисунок 3.1- Кінематична схема механізму пересування візка

3.3 Вибір ходових коліс

По рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо:

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4},$$

де Q = 5 т –вага вантажу;

G_B = 6 т – маса візка .

$$R = \frac{(5+6)\cdot 10^4}{4} = 27{,}5 \text{ кН.}$$

Обираємо ходове колесо діаметром 250 мм, яке витримує тиск 48,5 кН при швидкості 1,32м/с.

Діаметр цапфи вала ходового колеса визначимо з формули:

$$d_ц = (0{,}2...0{,}3)D = 55 \text{ мм.}$$

3.4 Опір пересуванню візка

Максимальний опір пересуванню візка:

$$W = W_{TP} + W_I,$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візка, Н:

$$W_{TP} = \frac{10^4 (Q + G_B)}{D}(2\mu + f \cdot d_ц) \cdot K_P,$$

де μ =0,02 – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

f =0,015 – коефіцієнт тертя ковзання;

K_P =2,5 – коефіцієнт тертя реборд з рейками.

$$W_{TP} = \frac{10^4 (5+6)}{25}(2 \cdot 0{,}02 + 0{,}015 \cdot 5{,}5) \cdot 2{,}5 = 1347{,}5 \text{ Н.}$$

W_I - сила інерції при допускному прискоренні [a] =0,3 м/с^2

$$W_I = 10^3 (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 (5+6) \cdot 0{,}3 = 3300 \text{ Н}$$

$$W = 1347{,}5 + 3300 = 4647{,}5 \text{ Н.}$$

3.5 Вибір двигуна

Загальний ККД привода:

$$\eta_{заг} = \eta_{ред} \cdot \eta_{т.м} \cdot \eta_{з.м}^4 \cdot \eta_{підш}^4$$

де $\eta_{ред}$ =0,94 – ККД редуктора;

$\eta_{з.м}$ =0,99 – ККД зубчастої муфти;

$\eta_{т.м}$ =0,99 – ККД муфти з гальмівним шківів;

$\eta_{підш}$ = 0,98 – ККД підшипників, що знаходяться у буксах.

$$\eta_{заг} = 0{,}94 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99^4 \cdot 0{,}98^4 = 0{,}825$$

Необхідна потужність двигуна

$$P = \frac{W \cdot V_B}{10^3 \cdot \eta_{заг} \cdot \psi} = \frac{4647,5 \cdot 0,79}{10^3 \cdot 0,825 \cdot 1,55} = 2,87 \text{ кВт}$$

Двигун вибираємо згідно з умовою:

$$P_{ЕКВ} \le P_д \le P,$$

де $P_{ЕКВ} = P_{СТ} \cdot \gamma \cdot K_{25}$ - еквівалентна потужність;

$P_{СТ} = \frac{W \cdot V_B}{10^3 \cdot \eta_{заг}} = \frac{1347,5 \cdot 0,79}{10^3 \cdot 0,825} = 1,29$ кВт – потужність при усталеному русі;

γ=1,12 – коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму;

K_{25}=0,75 – коефіцієнт, що залежить від групи режиму роботи.

$$P_{ЕКВ} = 1,29 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 1,08 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун MTF 012-6 з потужністю 2,7 кВт

$$P_{ЕКВ} = 1,08 \le P_д = 2,7 \le P = 2,87,$$

умова виконується.

Його характеристики: *n*=840 об./хв., $\eta_{дв}$= 62%, *M*=56 Н·м, *m*=58кг.

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_к},$$

де $n_{дв}$ = 840 об./хв. – частота обертання вала двигуна;

$n_к = \frac{60V_B}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,79}{3,14 \cdot 0,25} = 59,35$ об./хв. – частота обертання приводного колеса.

$$U_p = \frac{840}{59,35} = 15,1$$

Розрахункова потужність:

$$P_p = K_p \cdot P = 2,2 \cdot 2,7 = 5,94 \text{ кВт},$$

де $K_p = 2,2$ – коефіцієнт, що залежить від групи режиму роботи.

Вибираємо редуктор: ВК-400 з характеристиками $U_p = 15,95$; *P* = 7,3 кВт; *n* = 1000 об./хв.

Перевіряємо відхилення фактичного передаточного відношення від розрахункового

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{15,7 - 15,1}{15,7} \cdot 100\% = 4,9\% < [\Delta U] = 5\%$$

Умови виконуються.

3.7 Вибір гальма

Гальмо вибирається та регулюється за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні візка, Н·м:

$$T_Г = \frac{I_{зв}^{Г} \cdot \omega_д}{t_Г} - T_{СТ}^{Г},$$

де $\omega_д = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 840}{30} = 93{,}2$ с$^{-1}$;

$t_Г = \frac{V_В}{[a]} = \frac{0{,}79}{0{,}3} = 2{,}6$ с – тривалість гальмування візка;

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м^2:

$$I_{зв}^{Г} = \delta(I_Р + I_М) + m\frac{R^2}{U_р^2} \cdot \eta_{заг},$$

де $\delta(I_Р + I_М)$ - момент інерції обертаючих мас, δ =1,2;

$I_Р = 0{,}029$ кг·м^2 – момент інерції ротора двигуна;

$I_М = 0{,}125$ кг·м^2 – момент інерції муфти;

m = 11 т – маса візка з вантажем;

R = 0,125 м – радіус ходового колеса;

$$I_{зв}^{Г} = 1{,}2 \cdot (0{,}029 + 0{,}125) + 11000 \cdot \frac{0{,}125^2}{15{,}95^2} \cdot 0{,}825 = 0{,}74 \text{ кг·м}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого візка:

$$T_{СТ}^{Г} = \frac{W_{ТР} \cdot D}{2 \cdot U_р \cdot \eta_{заг}} = \frac{1347{,}5 \cdot 0{,}25}{2 \cdot 15{,}95 \cdot 0{,}825} = 12{,}8 \text{ Н·м.}$$

$$T_Г = \frac{0{,}74 \cdot 93{,}2}{2{,}6} - 12{,}8 = 13{,}7 \text{ Н·м.}$$

З конструктивних мір поковок (економії місця на візку) вибираємо гальмо ТКТ 200/100 з гальмівним моментом 40 Н·м та діаметром шківа 200мм.

Вибране гальмо перевіряємо по тривалості гальмування ненавантаженого візка за умовою:

$$t'_Г = \frac{I'^{Г}_{зв} \cdot \omega_д}{T_Г + T'_{СТ}} \geq t_{Г\min}.$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого візка при гальмуванні, Н·м:

$$T'_{CT} = \frac{W'_{TP} \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_{заг}},$$

де W'_{TP} - опір руху ненавантаженого візка,

$$W'_{TP} = \frac{10^4 \cdot G_B}{D}\left(2\mu + f \cdot d_ц\right)K_p = \frac{10^4 \cdot 6}{25}(2 \cdot 0{,}02 + 0{,}015 \cdot 5{,}5) \cdot 2{,}5 = 735\ \text{Н}$$

$$T'_{CT} = \frac{735 \cdot 0{,}25}{2 \cdot 15{,}95 \cdot 0{,}825} = 7\ \text{Н·м}$$

Зведений момент інерції рухомих мас:

$$I'^{\,Г}_{ЗВ} = \delta\left(I_P + I_M\right) + m' \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_{заг} = 1{,}2 \cdot \left(0{,}029 + 0{,}125\right) + 6000 \cdot \frac{0{,}125^2}{15{,}92^2} \cdot 0{,}825 = 0{,}49\ \text{кг·м}^2$$

Мінімальний час гальмування $t_{Г\min}$ ненавантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{СЦ}$ >1,2), с:

$$t_{Гmin} = \frac{1200G \cdot V_B}{R'^{min}_{ПР} \cdot \varphi}, \text{ с;}$$

де $R'^{min}_{ПР} = \frac{10^4 G_B}{2} = \frac{60000}{2} = 30000$ Н – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу;

$\varphi = 0{,}2$ – коефіцієнт ковзання коліс по рейкам.

$$t'_Г = \frac{0{,}49 \cdot 93{,}2}{13{,}7 + 7} \geq t_{Гmin} = \frac{1200 \cdot 6 \cdot 0{,}79}{30000 \cdot 0{,}2};$$

$$t'_Г = 2{,}2c \geq t_{Гmin} = 0{,}9c\ .$$

Умова виконується.

3.8 Вибір муфт

Спочатку знайдемо номінальний момент на валу двигуна

$$T_H = \frac{P_д \cdot 10^3}{\omega_д},$$

де $P_д$ – номінальна потужність двигуна, $P_д$=2,7 кВт;

$\omega_д$ =93,2 с$^{-1}$ – кутова швидкість вала двигуна, с$^{-1}$.

$$T_H = \frac{2{,}7 \cdot 10^3}{93{,}2} = 29\ \text{Н·м}$$

Для з’єднання вала двигуна зі швидкохідним валом редуктора використаємо гальмівний шків діаметром 200мм з номінальним крутним моментом 700 Н·м, що набагато перевищує момент на валу двигуна, а значить шків-муфта не потребує перевірки.

Для з’єднання тихохідного вала редуктора з трансмісійним валом використовуємо зубчасту муфту МЗП №2 з номінальним крутним моментом 1400 Н·м.

Для з’єднання трансмісійного вала з валом приводного колеса використовуємо зубчасту муфту МЗП №2 з номінальним крутним моментом 1400 Н·м.

3.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Для порожнього візка тривалість розгону буде:

$$t'_p = \frac{I'_{зв} \cdot \omega_д}{T_П^{СР} - T'_{СТ}}, \text{ кг·м}^2;$$

де $I'_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас.

$$I'_{зв} = \delta\left(I_Р + I_М\right) + m' \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta_{заг}} = 1{,}2 \cdot \left(0{,}029 + 0{,}125\right) + 6000 \cdot \frac{0{,}125^2}{15{,}95^2 \cdot 0{,}825} = 0{,}63 \text{ кг·м}^2;$$

$T_П^{СР} = T_Н \cdot \psi$ - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$T_Н = \frac{P_д \cdot 10^3}{\omega_д} = \frac{2700}{93{,}2} = 29$ Н·м – номінальний момент двигуна;

ψ =1,55 – середня кратність пускового моменту;

$$T_П^{СР} = 29 \cdot 1{,}55 = 44{,}95 \text{ Н·м}$$

$t'_p = \frac{0{,}63 \cdot 93{,}2}{44{,}95 - 7} = 1{,}55 > 1{,}5$ (найменше допустиме значення часу розгону візка [5], стор.28)

3.10 Перевірка двигуна по запасу зчеплення коліс з рейкою

Сила інерції при розгоні ненавантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V_В}{t'_p} = 10^3 \cdot 6 \cdot \frac{0{,}79}{1{,}55} = 3058 \text{ Н.}$$

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу:

$$W_{ТР}^{ПР} = R'^{min}_{ПР} \cdot f \cdot d_ц \frac{1}{D} = 30000 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}055 \frac{1}{0{,}25} = 99 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу ковзання колеса по рейкам при розгоні без вантажу:

$$K_{СЦ} = \frac{R'^{min}_{ПР} \cdot \varphi}{W'_{ТР} + W_i - W^{ПР}_{ТР}} = \frac{30000 \cdot 0{,}2}{735 + 3058 - 99} = 1{,}62 > 1{,}2;$$

φ = 0,2 – коефіцієнт ковзання колеса по рейкам.

Умова виконується.

3.11 Розрахунок трансмісійного валу

Методика розрахунку взята з джерела [3], стор312.

Матеріал трансмісійного валу сталь 45.

Розрахунковий момент на валу двигуна:

$$M_{пуск} = 2{,}1 M_{ном} = 2{,}1 \cdot 56 = 117{,}6 \text{ Н·м}$$

Розрахунковий момент на тихохідному валу редуктора:

$$M_{р.т.} = \frac{2R}{Q + G_B} M_{пуск} \cdot U_р \cdot \eta_р = \frac{55000}{110000} \cdot 117{,}6 \cdot 15{,}95 \cdot 0{,}94 = 881{,}6 \text{ Н·м}$$

Попередній розрахунок на міцність:

$$d_т = \sqrt[3]{\frac{M_{р,т}}{0{,}2[\tau]}},$$

де $[\tau] = 0{,}6[\sigma]$ - допускне напруження на кручення, МПа;

$[\sigma] = 360$ МПа – допускне напруження на згин.

$$[\tau] = 0{,}6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа}$$

$$d_т = \sqrt[3]{\frac{881{,}6}{0{,}2 \cdot 216 \cdot 10^{-6}}} = 0{,}027 \text{ м} = 27 \text{мм}$$

Конструктивно приймаємо діаметр вала рівним 75 мм.

Перевірка на критичне число обертів:

$$n_{кр} = 1210 \frac{d}{l^2},$$

де d =7,5 см – діаметр трансмісійного валу;

l = 1,6 м – довжина ділянки, що розглядається.

$$n_{кр} = 1210 \frac{7{,}5}{1{,}6^2} = 3545 \text{ об/хв.}$$

Критичне число обертів більше фактичного $n_{кр} = 3545$ об/хв. > $n_Ф = 59{,}35$ об/хв. – умова виконується.

Перевірка на кут закручення.

Повний кут закручення

$$\varphi = \frac{M_{p.m.} \cdot l}{G \cdot I_K} = \frac{881{,}6 \cdot 1{,}6}{8 \cdot 10^5 \cdot 0{,}1 \cdot 7{,}5^4} = 0{,}00056 = 0{,}03^\circ,$$

де G =$8 \cdot 10^4$ МПа – модуль зсуву;

$I_K = 0{,}1d^4$ кг·м^2 – момент інерції вала.

Кут закручення на довжині 1 м:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{l} = \frac{0{,}03}{1{,}6} = 0{,}019 < [\varphi] = 0{,}25 \text{ град/м}$$

Умови виконано.

3.12 Перевірка на міцність ходового колеса

Матеріал ходового колеса: сталь 65Г, по ГОСТ 1050-71.

Діаметр ходового колеса: $D = 250$ мм, рейка підвізкова 40*x*40 (мм).

Напруження місцевого зминання визначаємо по формулі:

$$\sigma_{\max} = 80\sqrt{\frac{2P_E}{b \cdot D}}, \text{ МПа ([10], стор. 166)}$$

де $P_E = R \cdot 1{,}3 = 27500 \cdot 1{,}3 = 35750$ Н – еквівалентне навантаження;

b = 40 мм – ширина робочої частини плоскої головки рейки.

$$\sigma_{\max} = 800 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 35750}{0{,}04 \cdot 0{,}25}} = 676 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 850 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

3.13 Вибір підшипників в букси ходових коліс

Умовне навантаження на підшипник:

$$P_{разр} = (\frac{R}{2} K_к + m \cdot A) \cdot K_д \cdot K_T,$$

де $K_к$ = 1 – коефіцієнт, який враховує яке з кілець обертається;

m = 3,5 – коефіцієнт приведення осьового та радіального навантажень;

$K_д$ = 1,4 – коефіцієнт динамічності;

K_T = 1 – коефіцієнт, що враховує вплив робочої температури.

$A = 0,1 \cdot R$ =0,1·27500=2750 Н – осьове навантаження, яке з‘являється при перекосі візка ([4], стор.152)

$$P_{разр} = \left(\frac{27500}{2} \cdot 1 + 3,5 \cdot 2750 \right) \cdot 1,4 \cdot 1 = 32725 \text{ Н}$$

Вибираємо підшипники №3612, з динамічною вантажопідіймальністю 98700 Н. Характеристики підшипника d = 60 мм, D = 130 мм, B = 40 мм.

4 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ВІЗКА

4.1 Вихідні дані

Вагові характеристики.

По механізму пересування візка:

- вага електродвигуна $Q'_{дв} = 58$ кг;
- вага редуктора $Q'_{ред} = 149$ кг;
- вага гальма $Q'_{г} = 25$ кг.

По механізму підйому:

- вага електродвигуна $Q_{дв} = 345$ кг;
- вага редуктора $Q_{ред} = 885$ кг;
- вага гальма $Q_{г} = 100$ кг;
- вага барабана $Q_{бар} = 500$ кг;
- вага кабельного барабана $Q_{к.бар} = 100$ кг;
- вага підвіски з електромагнітом $Q_{п} = 3300$ кг;
- вага реле перевантажу $Q_{р.п} = 170$ кг;
- вага вантажу $Q = 5000$ кг.

Конструктивна вага металоконструкції рами візка $\approx$ 1500 кг

На підставі вихідних даних та конструктивно прийнятої конструкції рами візка виконуємо розрахунок.

На візок діють навантаження, які викликають напруження згину та зрізу.

Найбільш навантаженою є балка *B-B1* (див. рис 4.1)

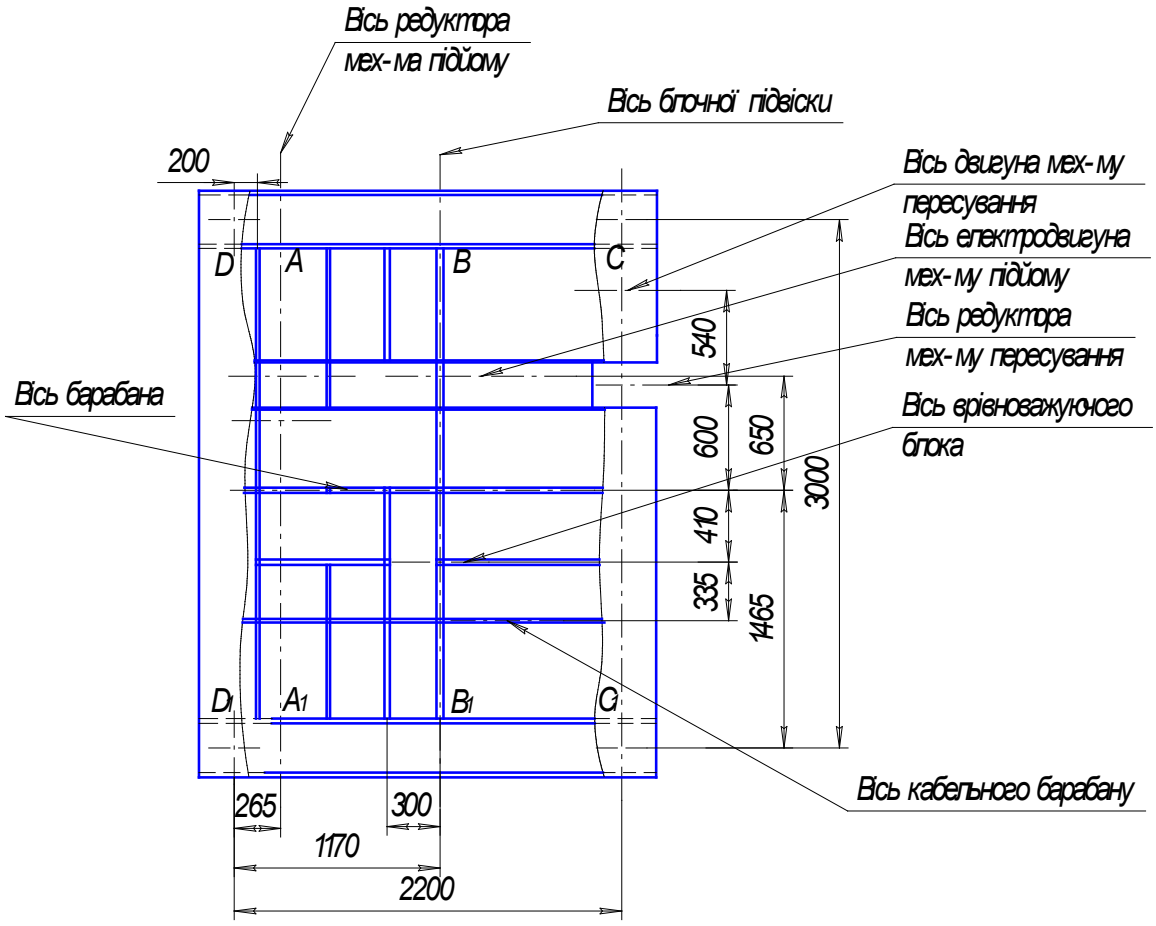


Рисунок 4.1- Конструктивна схема металоконструкції візка.

4.2 Визначення навантажень, які діють на металоконструкцію візка

Методика розрахунку взята з джерела [11]

Побудуємо розрахункову схему балки B-B_1 .

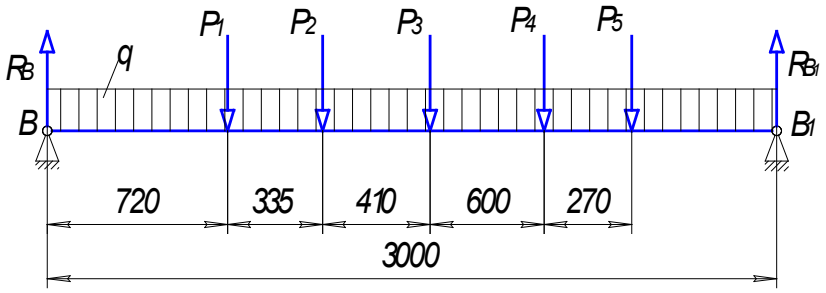


Рисунок 4.2 - Розрахункова схема балки B-B_1 .

На балку B-B_1 діють слідуючи зусилля

1. Розподілене навантаження на балку від ваги металоконструкції балки:

$$q = \frac{Q_{візка}}{2 \cdot 3} = \frac{15000}{6} = 2500 \text{ Н/м.}$$

2. Від кабельного барабану:

$$P_1 = 1000 \text{ Н.}$$

3. Від ваги вантажу, підвіски та реле перевантажу:

$$P_2 = \frac{Q}{2} + \frac{Q_п}{2} + Q_{р.п} = \frac{50000}{2} + \frac{33000}{2} + 1700 = 43200 \text{ Н.}$$

4. Від ваги вантажу, підвіски, барабана та редуктора підйому:

$$P_3 = \frac{Q}{4} + \frac{Q_п}{4} + \frac{Q_{бар}}{2} + 0{,}46\left(\frac{Q}{4} + \frac{Q_п}{4} + \frac{Q_{бар}}{2} + \frac{Q_р}{2}\right),$$

$$P_3 = \frac{50000}{4} + \frac{33000}{4} + \frac{5000}{2} + 0{,}46\left(\frac{50000}{4} + \frac{33000}{4} + \frac{5000}{2} + \frac{8850}{2}\right) = 35948 \text{ Н.}$$

5. Від редуктора, гальма та двигуна механізму пересування:

$$P_4 = \frac{Q'_р}{2} + Q'_г + \frac{Q'_{дв}}{2} = \frac{1490}{2} + 250 + \frac{580}{2} = 1290 \text{ Н.}$$

6. Від редуктора і двигуна механізму підйому, від редуктора механізму пересування:

$$P_5 = 0{,}46 \cdot \frac{Q_р}{2} + Q_{дв} + \frac{Q'_р}{2} = 0{,}46 \cdot \frac{8850}{2} + 3450 + \frac{1490}{2} = 6225 \text{ Н.}$$

Дані зусилля є розрахунковими так як коефіцієнт динамічності при $V = 1$ м/с дорівнює 1.

Визначаємо реакції в опорах B та B_1:

$$\sum M_B = P_1 \cdot 0{,}72 + P_2 \cdot 1{,}055 + P_3 \cdot 1{,}465 + P_4 \cdot 2{,}065 + P_5 \cdot 2{,}335 - R'_{B_1} \cdot = 0$$

(без врахування ваги візка)

$$R'_{B_1} = \frac{1000 \cdot 0{,}72 + 43200 \cdot 1{,}055 + 35948 \cdot 1{,}465 + 1290 \cdot 2{,}065 + 6225 \cdot 2{,}335}{3} = 38720 \text{ Н,}$$

$$R_{B_1} = R'_{B_1} + \frac{Q_{візка}}{4} = 38720 + \frac{15000}{4} = 42470 \text{ Н,}$$

$$R_B = \sum Q - R_{B_1} = \frac{Q_{візка}}{4} + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 - R_{B_1},$$

$$R_B = \frac{15000}{4} + 1000 + 43200 + 35948 + 1290 + 6225 - 42470 = 48943 \text{ Н.}$$

Визначаємо згинаючи моменти, які діють на балку B-B_1:

$$M_1 = R_B \cdot 0{,}72 - q\frac{0{,}72^2}{2} = 48943 \cdot 0{,}72 - 2500 \cdot \frac{0{,}72^2}{2} = 34591 \text{ Н·м}$$

$$M_2 = R_B \cdot 1{,}055 - P_1 \cdot 0{,}335 - q\frac{1{,}055^2}{2} = 48943 \cdot 1{,}055 - 1000 \cdot 0{,}335 - 2500 \cdot \frac{1{,}055^2}{2} = 49909 \text{ Н·м}$$

$$M_3 = R_B \cdot 1{,}465 - P_1 \cdot 0{,}745 - P_2 \cdot 0{,}41 - q\frac{1{,}465^2}{2}$$

$$M_3 = 48943 \cdot 1{,}465 - 1000 \cdot 0{,}745 - 43200 \cdot 0{,}41 - 2500 \cdot \frac{1{,}465^2}{2} = 50562_{...}\ \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$M_4 = R_{B_1} \cdot 0{,}935 - P_5 \cdot 0{,}27 - q\frac{0{,}935^2}{2} = 42470 \cdot 0{,}935 - 6225 \cdot 0{,}27 - 2500 \cdot \frac{0{,}935^2}{2} = 36936\ \text{Н·м}$$

$$M_5 = R_{B_1} \cdot 0{,}665 - q\frac{0{,}665^2}{2} = 42470 \cdot 0{,}665 - 2500 \cdot \frac{0{,}665^2}{2} = 27688\ \text{Н·м}$$

Побудуємо епюри перерізуючої сили та згинаючого моменту:

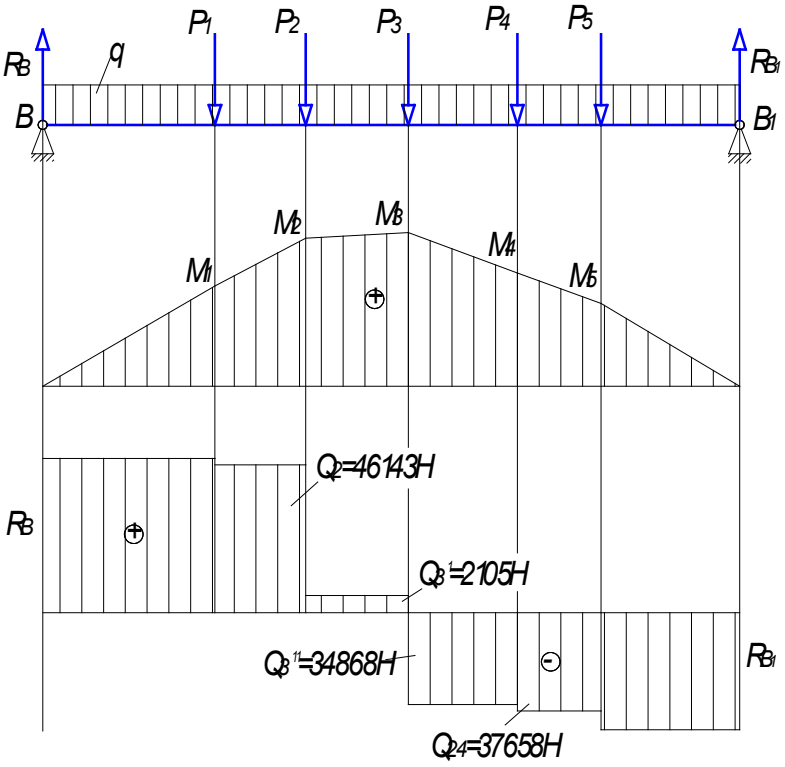


Рисунок 4.3- Епюри перерізуючої сили та згинаючого моменту

Найбільший згинаючий момент $M_{\max} = M_3 = 50562$ Н·м

Найбільша перерізуюча сила у опор B : $Q_{\max} = R_B = 48943$ Н

4.3 Геометричні характеристики перерізу балки

Площа перерізу:

$$F = 0{,}01 \cdot 0{,}18 + 0{,}265 \cdot 0{,}01 + 0{,}06 \cdot 0{,}01 = 0{,}00505\ \text{м}^2.$$

Статичний момент площі перерізу відносно вісі $x_1 - x_1$:

$$S_{x1-x1} = 1 \cdot 18 \cdot 28 + 1 \cdot 26{,}5 \cdot 14{,}25 + 1 \cdot 6 \cdot 0{,}5 = 884{,}63 \text{ см}^3.$$

Положення нейтральної вісі *x-x* відносно заданої вісі $x_1 - x_1$:

$$z = \frac{S_{x1-x1}}{F} = \frac{884{,}63}{50{,}5} = 17{,}52 \text{ см}$$

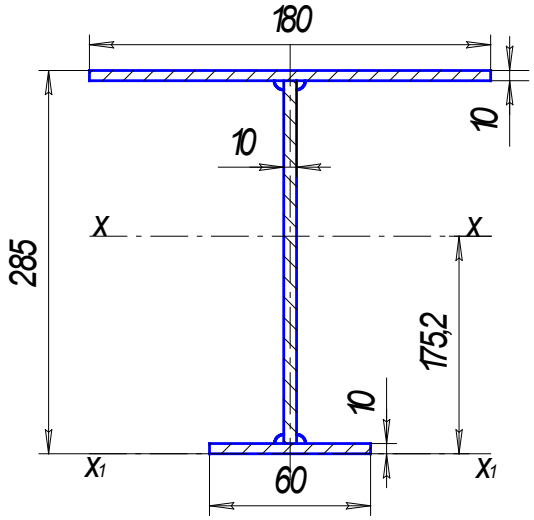


Рисунок 4.4 -Переріз ходової балки в місці максимального моменту

Визначаємо момент інерції площі перерізу відносно вісі $x - x$

$$I_{x-x} = \frac{1^3 \cdot 18}{12} + 1 \cdot 18 \cdot (28{,}5 - 17{,}52 - 0{,}5)^2 + \frac{26{,}5^3 \cdot 1}{12} + 26{,}5 \cdot 1 \cdot (17{,}52 - 14{,}25)^2 + \frac{1^3 \cdot 6}{12} + 1 \cdot 6 \cdot (17{,}52 - 0{,}5)$$

$$I_{x-x} = 5946{,}6 \text{ см}^4.$$

Мінімальний момент опору площі переріза:

$$W_{роб} = W_{\min} = \frac{I_{x-x}}{z} = \frac{5946{,}6}{17{,}52} = 339{,}47 \text{ см}^3.$$

Статичні моменти площі відносно нейтральної вісі:

$$S_1 = 1 \cdot 6 \cdot 17{,}02 + 1 \cdot 17{,}52 \cdot 8{,}26 = 249{,}8 \text{ см}^3.$$

$$S_2 = 1 \cdot 18 \cdot (28 - 17{,}52) + 1 \cdot 4{,}99 \cdot 9{,}98 = 238{,}4 \text{ см}^3.$$

Для подальшого розрахунку обираємо більше значення тобто S_1.

4.4 Визначення напружень в перерізах

Матеріал рами візка сталь Ст.3 (ГОСТ 380-71 (допустиме напруження $[\sigma]$ =160 МПа; $[\tau] = 100$ МПа).

1. а) Найбільше нормальне напруження в площині дії максимального моменту:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{роб}} = \frac{50562}{339,47} = 148,9 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}.$$

б) Дотичне напруження згину в цьому перерізі:

$$\tau = \frac{Q_3'' \cdot S_1}{I_{x-x} \cdot \delta} = \frac{34868 \cdot 249,8}{5946,6 \cdot 1} = 14,64 \text{ МПа} < [\tau] = 100 \text{ МПа}.$$

2. а) Нормальне напруження в площині дії моменту M_2

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_{роб}} = \frac{49909}{339,47} = 147 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}.$$

б) Дотичне напруження згину в перерізі:

$$\tau_2 = \frac{Q_2 \cdot S_1}{I_{x-x} \cdot \delta} = \frac{46143 \cdot 249,8}{5946,6 \cdot 1} = 19,4 \text{ МПа} < [\tau] = 100 \text{ МПа}.$$

в) Дотичне напруження згину в волокні 1

$$\tau_2' = \frac{46143 \cdot 1 \cdot 6 \cdot 17,02}{5946,6 \cdot 1} = 7,9 \text{ МПа}.$$

г) Сумарне напруження згідно з третій теорією міцності:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_2^2 + 4(\tau_2')^2} = \sqrt{147^2 + 4(7,9)^2} = 148 \text{ МПа}.$$

3. Найбільше дотичне напруження в площині у опори:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_1}{I_{x-x} \cdot \delta} = \frac{48943 \cdot 249,8}{5946,6 \cdot 1} = 20,6 \text{ МПа} < [\tau] = 100 \text{ МПа}.$$

4.5 Визначення тиску на холості та приводні колеса візка

Вага візка з вантажем: $Q_в = 12132$ кг

Тиск, як для холостих, так і для приводних коліс приймаємо сумарним тобто

$$P_2 = R_C + R_C'; \; P_1 = R_D + R_D'.$$

де R_C, R_C', R_D, R_D' - відповідно тиск коліс в точках C, C', D, D'

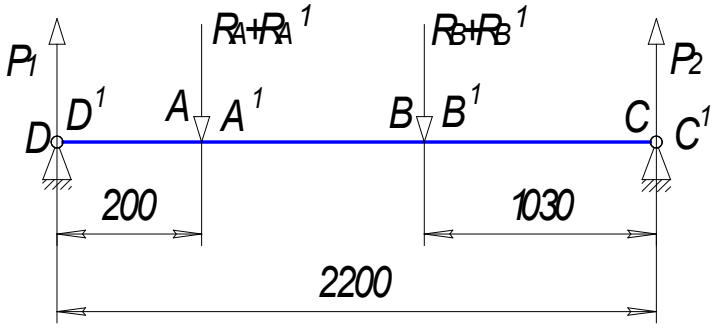


Рисунок 4.5 -Схема навантажень на колеса візка

$$R_B + R'_B = 48943 + 42470 = 91413 \text{ Н}$$

$$R_A + R'_A = Q_в - \left(R_B + R'_B\right) = 121320 - 91413 = 29907 \text{ Н}$$

Тепер знайдемо тиск на приводні і холості колеса

$$P_2 = \frac{\left(R_B + R'_B\right) \cdot 1{,}17 + \left(R_A + R'_A\right) \cdot 0{,}2}{2{,}2} = \frac{91413 \cdot 1{,}17 + 29907 \cdot 0{,}2}{2{,}2} = 51334 \text{ Н}$$

$$P_1 = Q_в - P_2 = 121320 - 51334 = 69986 \text{ Н}$$

Тиск на холості колеса $P_2 = 51334$ Н

Тиск на приводні колеса $P_1 = 69986$ Н

5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

5.1 Вихідні дані

Вантажопідіймальність крану Q=*8,3* т;

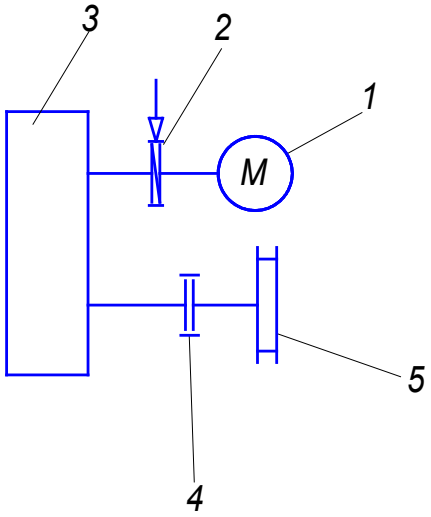
Вага крана G_K =*25* т;

Швидкість пересування крану V_K=*0,58* м/с;

Група режиму роботи М4

5.2 Вибір схеми механізму пересування крана

Механізм пересування крана виконується з роздільним приводом. Побудуємо його кінематичну схему.



1 – електродвигун; 2 – гальмо зі шківом-муфтою; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – ходове колесо

Рисунок 5.1-Кінематична схема механізму пересування крана

5.3 Вибір ходових коліс

По рівномірному навантаженні на колеса крана максимальний тиск на колесо:

$$R = \frac{(Q + G_K) \cdot 10^4}{4},$$

де Q = 8,3 т – вантажопідіймальність крана;

G_K =25 т – маса візка з електромагнітом.

$$R = \frac{(25 + 8{,}3) \cdot 10^4}{4} = 83{,}25 \text{ кН.}$$

Обираємо ходове колесо діаметром 400 мм, яке витримує тиск 159 кН при швидкості 0,67м/с

Діаметр цапфи вала ходового колеса визначимо з формули:

$$d_ц = (0{,}2...0{,}3)D = 95 \text{ мм}$$

5.4 Опір пересуванню крана

Максимальний опір пересуванню крана:

$$W = W_{TP} + W_I + W_{ук},$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс крана, Н:

$$W_{TP} = \frac{10^4 (Q + G_K)}{D} (2\mu + f \cdot d_ц) \cdot K_P,$$

де μ =0,02 – коефіцієнт тертя кочення коліс;

f =0,015 – коефіцієнт тертя ковзання;

K_P =2 – коефіцієнт тертя реборд з рейками для козлового крану.

$$W_{TP} = \frac{10^4 (25 + 8{,}3)}{40} (2 \cdot 0{,}02 + 0{,}015 \cdot 9{,}5) \cdot 2 = 3038{,}6 \text{ Н}$$

W_I - сила інерції при допускному прискоренні [a] =0,3 м/с^2

$$W_I = 10^3 (Q + G_K) \cdot [a] = 10^3 (25 + 8{,}3) \cdot 0{,}3 = 9990 \text{ Н}$$

$W_{ук}$ – опір від уклону підкранових рейок:

$$W_{ук} = \alpha \cdot (Q + G_K) \cdot 10^4,$$

α = 0,003 – уклон підкранових рейок ([5], стор. 68)

$$W_{ук} = 0{,}003 \cdot (25 + 8{,}3) \cdot 10^4 = 999 \text{ Н}$$

$$W = 3038{,}6 + 9990 + 999 = 14027{,}6 \text{ Н}$$

5.5 Вибір двигуна

Загальний ККД привода:

$$\eta_{заг} = \eta_{ред} \cdot \eta_{т.м} \cdot \eta_{з.м} \cdot \eta^2_{підш}$$

де $\eta_{ред}$=0,94 – ККД редуктора;

$\eta_{з.м}$=0,99 – ККД зубчастої муфти;

$\eta_{т.м}$=0,99 – ККД муфти з гальмівним шківів;

$\eta_{підш}$ = 0,98 – ККД підшипників, що знаходяться у буксах.

$$\eta_{заг} = 0{,}94 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}98^2 = 0{,}885$$

Необхідна потужність двигуна

$$P = \frac{W \cdot V_K}{10^3 \cdot \eta_{заг} \cdot \psi} \cdot 0{,}6 = \frac{14027{,}6 \cdot 0{,}58}{10^3 \cdot 0{,}885 \cdot 1{,}5} \cdot 0{,}6 = 5{,}5 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт 0,6 введено до формули тому що привод розподілений і це потужність яка потрібна на одному двигуні.

Обираємо двигун MTF 112-6 з потужністю 5,8 кВт

Його характеристики: *n*=920 об./хв., $\eta_{дв}$= 74%, *M*=137 Н·м, *m*=88кг.

5.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_к},$$

де $n_{дв}$ = 920 об./хв. – частота обертання вала двигуна;

$n_к = \frac{60V_B}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0{,}58}{3{,}14 \cdot 0{,}4} = 29{,}8$ об./хв. – частота обертання привідного колеса.

$$U_p = \frac{920}{29{,}8} = 31{,}2$$

Розрахункова потужність:

$$P_p = K_p \cdot P = 5{,}8 \cdot 2{,}2 = 12{,}76 \text{ кВт},$$

де K_p = 2,2 – коефіцієнт, що залежить від групи режиму роботи.

Вибираємо редуктор: ВК-600 з характеристиками U_p = 32,93; *P* = 14,1 кВт; *n* = 1000 об./хв.

Перевіряємо відхилення фактичного передаточного відношення від розрахункового

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{32{,}93 - 31{,}2}{32{,}93} \cdot 100\% = 5\% = [\Delta U] = 5\%$$

Умови виконуються.

5.7 Вибір гальма

Гальмо вибирається та регулюється за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні крана, Н·м:

$$T_Г = \frac{I_{зв}^{Г} \cdot \omega_д}{t_Г} - T_{СТ}^{Г},$$

де $\omega_д = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 920}{30} = 96{,}3$ с$^{-1}$;

$t_Г = \frac{V_B}{[a]} = \frac{0{,}58}{0{,}3} = 1{,}9$ с – тривалість гальмування крана;

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м^2:

$$I_{зв}^{Г} = \delta(I_Р + I_М) + m\frac{R^2}{U_р^2} \cdot \eta_{заг},$$

де $\delta(I_Р + I_М)$ - момент інерції обертаючих мас, δ =1,2;

$I_Р$ =0,067 кг·м^2 – момент інерції ротора двигуна;

$I_М$ =0,125 кг·м^2 – момент інерції муфти;

m = 11 т – маса крана з вантажем;

R = 0,2 м – радіус ходового колеса;

$$I_{зв}^{Г} = 1{,}2 \cdot (0{,}067 + 0{,}125) + 33300 \cdot \frac{0{,}2^2}{32{,}93^2} \cdot 0{,}885 = 1{,}32 \text{ кг·м}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана:

$$T_{СТ}^{Г} = \frac{W_{ТР} \cdot D}{2 \cdot U_р \cdot \eta_{заг}} = \frac{3038{,}6 \cdot 0{,}4}{2 \cdot 32{,}93 \cdot 0{,}885} = 20{,}85 \text{ Н·м.}$$

$$T_Г = \frac{1{,}32 \cdot 96{,}3}{1{,}9} - 20{,}85 = 46{,}1 \text{ Н·м.}$$

Вибираємо гальмо ТКТ 200 з гальмівним моментом 160 Н·м та діаметром шківа 200мм.

Вибране гальмо перевіряємо по тривалості гальмування ненавантаженого крана за умовою:

$$t'_Г = \frac{I'^{Г}_{зв} \cdot \omega_д}{T_Г + T'_{СТ}} \geq t_{Г\min}.$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого крана при гальмуванні, Н·м:

$$T'_{СТ} = \frac{W'_{ТР} \cdot D}{2 \cdot U_р \cdot \eta_{заг}},$$

де $W'_{ТР}$ - опір руху ненавантаженого крана,

$G'_K = 28{,}3$ т – вага ненавантаженого крану з електромагнітною підвіскою,

$$W'_{TP} = \frac{10^4 \cdot G'_K}{D}\left(2\mu + f \cdot d_ц\right)K_p = \frac{10^4 \cdot 28{,}3}{40}(2 \cdot 0{,}02 + 0{,}015 \cdot 9{,}5) \cdot 2 = 2582{,}4\,\text{Н}$$

$$T'_{CT} = \frac{2582{,}4 \cdot 0{,}4}{2 \cdot 32{,}93 \cdot 0{,}885} = 17{,}7\,\text{Н·м}$$

Зведений момент інерції рухомих мас:

$$I'^{\,Г}_{ЗВ} = \delta\left(I_P + I_M\right) + m'\frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_{заг} = 1{,}2 \cdot \left(0{,}067 + 0{,}125\right) + 28300 \cdot \frac{0{,}2^2}{32{,}93^2} \cdot 0{,}885 = 1{,}15\ \text{кг·м}^2$$

Мінімальний час гальмування $t_{Г\min}$ ненавантаженого крана, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{СЦ}$ >1,2), с:

$$t_{Гmin} = \frac{1200G'_K \cdot V_K}{R'^{min}_{ПР} \cdot \varphi},\ \text{с;}$$

де $R'^{min}_{ПР} = \frac{10^4 G'_K}{2} = \frac{283000}{2} = 141500$ Н – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу;

$\varphi = 0{,}2$ – коефіцієнт ковзання коліс по рейкам.

$$t'_Г = \frac{1{,}15 \cdot 96{,}3}{46{,}1 + 17{,}7} \geq t_{Гmin} = \frac{1200 \cdot 28{,}3 \cdot 0{,}58}{141500 \cdot 0{,}2}$$

$$t'_Г = 1{,}74c \geq t_{Гmin} = 0{,}7c$$

Умова виконується.

5.8 Вибір муфт

Спочатку знайдемо номінальний момент на валу двигуна

$$T_H = \frac{P_д \cdot 10^3}{\omega_д},$$

де $P_д$ – номінальна потужність двигуна, $P_д$=5,8 кВт;

$\omega_д$ =96,3 $с^{-1}$ – кутова швидкість вала двигуна, $с^{-1}$.

$$T_H = \frac{5{,}8 \cdot 10^3}{96{,}3} = 60{,}23\ \text{Н·м}$$

Для з’єднання вала двигуна зі швидкохідним валом редуктора використаємо гальмівний шків діаметром 200мм з номінальним крутним моментом 700 Н·м, що набагато перевищує момент на валу двигуна, а значить шків-муфта не потребує перевірки.

Для з’єднання тихохідного вала редуктора з валом приводного колеса використовуємо зубчасту муфту МЗП №5 з номінальним крутним моментом 8000 Н·м.

5.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Для порожнього крана тривалість розгону буде:

$$t'_p = \frac{I'_{зв} \cdot \omega_д}{T_П^{СР} - T'_{СТ}}, \text{ кг·м}^2;$$

де $I'_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас.

$$I'_{зв} = \delta\left(I_Р + I_М\right) + m' \frac{R^2}{U_р^2 \cdot \eta_{заг}} = 1{,}2 \cdot \left(0{,}067 + 0{,}125\right) + 28300 \cdot \frac{0{,}2^2}{32{,}93^2 \cdot 0{,}885} = 1{,}4 \text{ кг·м}^2;$$

$T_П^{СР} = T_Н \cdot \psi$ - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$T_Н = \frac{P_д \cdot 10^3}{\omega_д} = \frac{5800}{96{,}3} = 60{,}23$ Н·м – номінальний момент двигуна;

ψ =1,55 – середня кратність пускового моменту;

$$T_П^{СР} = 60{,}23 \cdot 1{,}5 = 90{,}3 \text{ Н·м}$$

$t'_p = \frac{1{,}4 \cdot 96{,}3}{90{,}3 - 17{,}7} = 1{,}85 > 1{,}5$ (найменше допустиме значення часу розгону крану [5], стор.28)

5.10 Перевірка двигуна по запасу зчеплення коліс з рейкою

Сила інерції при розгоні ненавантаженого крану, Н

$$W_i = 10^3 G'_К \frac{V_К}{t'_p} = 10^3 \cdot 28{,}3 \cdot \frac{0{,}58}{1{,}85} = 8872{,}4 \text{ Н.}$$

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу:

$$W_{ТР}^{ПР} = R_{ПР}'^{min} \cdot f \cdot d_ц \frac{1}{D} = 141500 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}095 \frac{1}{0{,}4} = 504 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу ковзання колеса по рейкам при розгоні без вантажу:

$$K_{СЦ} = \frac{R_{ПР}'^{min} \cdot \varphi}{W'_{ТР} + W_i - W_{ТР}^{ПР}} = \frac{141500 \cdot 0{,}2}{2582{,}4 + 8872{,}4 - 504} = 2{,}6 > 1{,}2;$$

φ = 0,2 – коефіцієнт ковзання колеса по рейкам.

Умова виконується.

5.11 Перевірка на міцність ходового колеса

Матеріал ходового колеса: сталь 65Г, по ГОСТ 1050-71.

Діаметр ходового колеса: $D = 400$ мм, рейка підкранова 60*x*60 (мм).

Напруження місцевого зминання визначаємо по формулі:

$$\sigma_{\max} = 80\sqrt{\frac{2P_E}{b \cdot D}}, \text{ МПа ([10], стор. 166)}$$

де $P_E = R \cdot 1{,}3 = 83250 \cdot 1{,}3 = 108225$ Н – еквівалентне навантаження;

$b = 60$ мм – ширина робочої частини плоскої головки рейки.

$$\sigma_{\max} = 80 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 108225}{0{,}06 \cdot 0{,}4}} = 240 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 850 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

5.12 Вибір підшипників в букси ходових коліс

Умовне навантаження на підшипник:

$$P_{разр} = (\frac{R}{2} K_к + m \cdot A) \cdot K_д \cdot K_T,$$

де $K_к = 1$ – коефіцієнт, який враховує яке з кілець обертається;

$m = 3{,}5$ – коефіцієнт приведення осьового та радіального навантажень;

$K_д = 1{,}4$ – коефіцієнт динамічності;

$K_T = 1$ – коефіцієнт, що враховує вплив робочої температури.

$A = 0{,}1 \cdot R = 0{,}1 \cdot 83250 = 8325$ Н – осьове навантаження, яке з‘являється при перекосі крана ([4], стор.152)

$$P_{разр} = \left(\frac{83250}{2} \cdot 1 + 3{,}5 \cdot 8325\right) \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 99067{,}5 \text{ Н}.$$

Вибираємо підшипники №3618, з динамічною вантажопідіймальністю 270000 Н.

Характеристики підшипника $d = 90$ мм, $D = 190$ мм, $B = 64$ мм.

5.13 Розрахунок вала приводного колеса

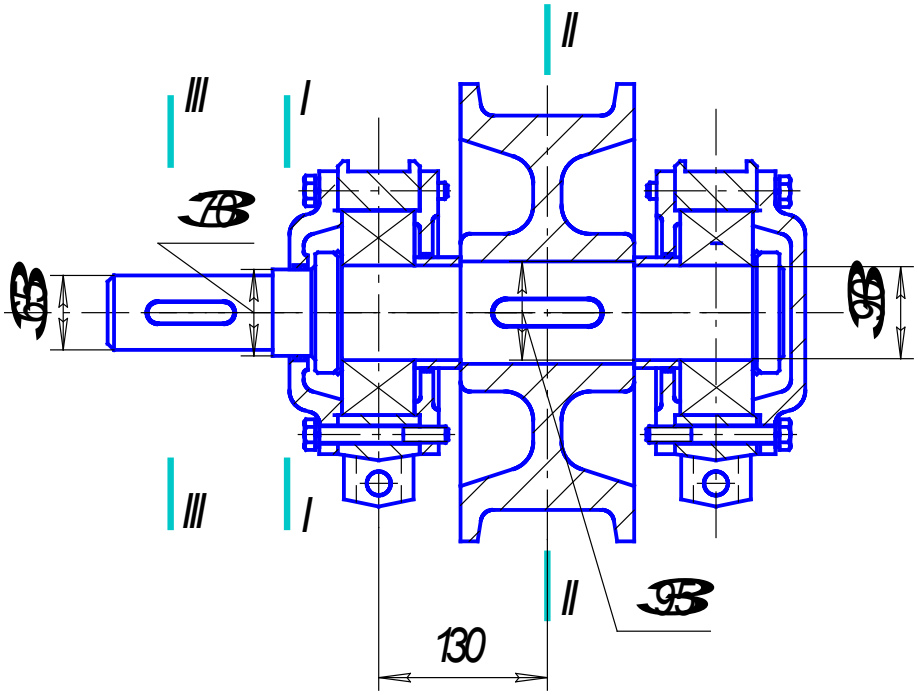


Рисунок 5.2- Схема вузла приводного колеса

Розрахунковий тиск на ходове колесо машини $P_p = R \cdot K_д = 83250 \cdot 1{,}2 = 99900$ Н, (де $K_д = 1{,}2$ – коефіцієнт динамічності).

Розміри вала визначаємо в перерізах *I-I*, *II-II*, *III-III*. В перерізі *II-II* вал працює на згин та кручення. Згинаючий момент:

$$M_{зг} = \frac{P_p \cdot 0{,}26}{4} = \frac{99900 \cdot 0{,}26}{4} = 6493{,}5 \text{ Н·м.}$$

Крутний момент:

$$M_{кр} = M_{дв} \cdot U_p \cdot \eta_p = 137 \cdot 32{,}93 \cdot 0{,}94 = 4240{,}7 \text{ Н·м.}$$

Зведений момент:

$$M_{зв} = \sqrt{M_{зг}^{\,2} + M_{кр}^{\,2}} = \sqrt{6493{,}5^2 + 4240{,}7^2} = 7755{,}6 \text{ Н.}$$

Матеріал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-71(границя витривалості $\sigma_{-1} = 250$ МПа).

Допустиме напруження:

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{-1}}{[n] \cdot \kappa'} = \frac{250}{1{,}5 \cdot 2{,}5} = 66{,}5 \text{ МПа,}$$

де $[n] = 1{,}5$ – запас міцності;

$\kappa' = 2{,}5$ – поправний коефіцієнт.

Необхідний діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зв}}{[\sigma_{зг}]}} = \sqrt[3]{\frac{7755{,}6}{66{,}5 \cdot 10^6}} = 0{,}049 \text{ м.}$$

Згідно з ГОСТ 3569 – 74 приймаємо діаметр цапфи вала 95 мм. ([2], т.2, стор. 314)

В перерізі *I-I* вал працює тільки на кручення. Допускне напруження при границі витривалості $\tau_{-1} = 150$ МПа:

$$[\tau] = \frac{\tau_{-1}}{[n] \cdot \kappa''} = \frac{150}{1{,}5 \cdot 2{,}5} = 40 \text{ МПа.}$$

Необхідний діаметр вала в цьому перерізі:

$$d_{I-I} = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{4240{,}7}{2 \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0{,}038 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр вала в перерізі *I-I* рівним 70 мм, діаметр вала в перерізі *III-III* рівним 65 мм.

5.14 Розрахунок вала на втомну міцність

Розрахунок проводимо в перерізах *I-I, II-II, III-III*.

При визначенні розрахункового числа циклів приймаємо по табл.11 ([4]): строк служби вала A = 15 років, відповідне йому число годин роботи по табл. 10 - T =44020 год.

Загальне число навантажень вала при згині та режимі роботи М4 ($\varepsilon = 0{,}25$):

$$z_0 = 60 \cdot T \cdot n_к \cdot \varepsilon = 60 \cdot 44020 \cdot 29{,}8 \cdot 0{,}25 = 19{,}7 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт приведення до розрахункового числа циклів:

$$\varphi_{ПР} = K_и + (1 - K_и) \cdot \left(\frac{R_0}{R}\right)^8,$$

де $R_0 = 70750$ Н – навантаження на колесо при відсутності вантажу;

$R = 83250$ Н – навантаження на колесо при роботі крана з вантажем;

$K_и = 0{,}5$ – коефіцієнт використання крана при роботі з вантажем ([4], табл..12)

$$\varphi_{ПР} = 0{,}5 + (1 - 0{,}5) \cdot \left(\frac{70750}{83250}\right)^8 = 0{,}99$$

Розрахункове число навантажень при згині:

$$z_p = \varphi_{ПР} \cdot z_0 = 0{,}99 \cdot 19{,}7 \cdot 10^6 = 19{,}5 \cdot 10^6$$

Розрахункове число навантажень при роботі на кручення ти кількості вмикань $z_{вм} = 120$

$$z_{разр} = T \cdot z_{вм} = 44020 \cdot 120 = 5{,}3 \cdot 10^6$$

Коефіцієнти строку служби, відповідні цьому числу циклів ([4], табл.6):

$\varphi_c = 1$ (при згині); $\varphi_c = 1{,}09$ (при крученні)

Масштабні коефіцієнти:

$\varepsilon_м = 0{,}65$ (при згині); $\varepsilon_м = 0{,}59$ (при крученні)

Коефіцієнт чистоти поверхні:

$$\varepsilon_п = 0{,}85$$

Розрахункові границі витривалості

при згині: $\sigma_{-1} = \sigma'_{-1} \cdot \varepsilon_м \cdot \varepsilon_п \cdot \varphi_c = 250 \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}85 \cdot 1 = 138{,}2$ МПа;

при крученні: $\tau = \tau' \cdot \varepsilon_м \cdot \varepsilon_п \cdot \varphi_c = 150 \cdot 0{,}59 \cdot 0{,}85 \cdot 1{,}09 = 82$ МПа.

Коефіцієнти концентрації напружень при прийнятому діаметрі вала Ø 95 мм зі шпонковим пазом в перерізі *II-II*. $K_{зг} = 1{,}6$; $K_\tau = 1{,}5$

Напруження згину в перерізі *II-II*:

$$\sigma_з = \frac{M_{зг}}{W_и} = \frac{6493{,}5}{82{,}9 \cdot 10^{-6}} = 63{,}1 \text{ МПа},$$

де $W_и = \frac{\pi \cdot d^3{}_{II-II}}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{II-II} - t)^2}{d_{II-II}} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}095^3}{32} - \frac{0{,}028 \cdot 0{,}01 \cdot (0{,}095 - 0{,}01)^2}{0{,}095} = 82{,}9 \cdot 10^{-6}$ м$^{-3}$

([12], стор. 278) – момент опору згину;

b = 28 мм –ширина шпонкового пазу у перерізі *II-II*;

t = 10 мм – глибина шпонкового пазу.

Напруження кручення в перерізі *II-II*:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_к} = \frac{4240{,}7}{2 \cdot 157{,}1} = 9{,}4 \text{ МПа},$$

де $W_к = \frac{\pi \cdot d^3_{II-II}}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{II-II} - t)}{d_{II-II}} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}095^3}{32} - \frac{0{,}028 \cdot 0{,}01 \cdot (0{,}095 - 0{,}01)^2}{0{,}095} = 157{,}1 \cdot 10^{-6}$ м$^{-3}$

([12], стор. 278) – момент опору кручення.

Середнє напруження та амплітуда циклу:

- при згині $\sigma_{ср} = 0$; $\sigma_a = \sigma_{\max} = 63{,}1$ МПа;
- при крученні $\tau_{ср} = 0$; $\tau_a = \tau_{\max} = 9{,}4$ МПа.

Запаси міцності по втомному руйнуванні:

- при згині $n_{зг} = \dfrac{1}{\dfrac{\sigma_{ср}}{\sigma_в} + \dfrac{\sigma_а}{\sigma_{-1}} \cdot K_{зг}} = \dfrac{1}{\dfrac{63{,}1}{138{,}2} \cdot 1{,}6} = 1{,}55;$

- при крученні $n_{кр} = \dfrac{1}{\dfrac{\tau}{\tau_{-1}} \cdot K_\tau} = \dfrac{1}{\dfrac{9{,}4}{82} \cdot 1{,}5} = 5{,}8;$

Приведений запас міцності:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\dfrac{1}{n_{зг}^2} + \dfrac{1}{n_{кр}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\dfrac{1}{1{,}41^2} + \dfrac{1}{5{,}8^2}}} = 1{,}53 > [n] = 1{,}5$$

Переріз *III-III* працює тільки на кручення. Приведений діаметр дорівнює 65 мм.

Напруження кручення в перерізі:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_р} = \frac{4240{,}7}{2 \cdot 92{,}9 \cdot 10^{-6}} = 22{,}8 \text{ МПа};$$

де $W_к = \dfrac{\pi \cdot d_{III-III}^3}{16} - \dfrac{b \cdot t \cdot (d_{III-III} - t)}{d_{III-III}} = \dfrac{3{,}14 \cdot 0{,}065^3}{32} - \dfrac{0{,}02 \cdot 0{,}0075 \cdot (0{,}095 - 0{,}0075)^2}{0{,}065} = 92{,}9 \cdot 10^{-6}$ - полярний момент перерізу.

Середнє напруження та амплітуда циклу в цьому випадку:

$$\tau_{ср} = 0;\ \tau_а = 22{,}8 \text{ МПа}.$$

Запас міцності по втомному руйнуванню:

$$n_{кр} = \frac{1}{\dfrac{\tau_{ср}}{\tau_в} + \dfrac{\tau_а}{\tau_{-1}} \cdot K_р} = \frac{1}{\dfrac{22{,}8}{82} \cdot 1{,}6} = 2{,}25.$$

Запас міцності відносно границі текучості $\tau_T = 230$ МПа при кручені

$$n_T = \frac{230}{22{,}8} = 10{,}1.$$

Найменше допустиме значення запасу міцності для цього випадку 1,5

Переріз *I-I*.

Напруження $\tau_а = 22{,}8$ МПа; $\tau_{ср} = 0$.

Коефіцієнт концентрації напружень при прийнятих розмірах вала в розрахунковому перерізі:

$$\frac{D}{d} = \frac{70}{65} = 1{,}07;\ \frac{\rho}{d} = \frac{2}{65} = 0{,}03;\ K_р = 1{,}3$$

Запас міцності по втомному руйнуванню:

$$n_{кр} = \frac{1}{\frac{\tau_{ср}}{\tau_{в}} + \frac{\tau_{а}}{\tau_{-1}} \cdot K_{р}} = \frac{1}{\frac{22,8}{82} \cdot 1,3} = 2,77 .$$

ВИСНОВКИ

В процесі цього дипломного проекту ми спочатку довели необхідність модернізації напольно-козлової машини (зміну вантажопідіймальності з 2т на 5т), а потім виконали її розрахунок. Модернізація полягає в зміні приводів механізмів пересування візка та крана, також змінили привод у механізмі підйому. Змінювати прийшлося і вантажозахоплювальний орган – магніт (на старої машині був ПМ-15, на нову поставили ПМ-25), новий дозволяє працювати з поковками більших розмірів, або захоплювати більше поковок малих розмірів. Також ми змінили конструкцію візка, тому що під новий привод було потрібно більше місця, та й навантаження від нього було звісно біліше. Прийшлось збільшувати товщину стінок моста, та підіймати раму жорсткої опори, тому що редуктор механізма підйому не проходив під старою.

В старому технічному процесі великі поковки з колодязів витягував мостовий кран, нова – модернізована машина має перед ним слідуючі переваги:

- всі пристрої для розвантаження колодязя у машини стаціонарні і знаходяться на підвісці і немає потреби пересувати кран для того щоб змінити ланцюгові стропи для зняття кришки колодязя на кліщі для захоплення поковок у колодязі, як це робить мостовий кран, а це збільшує час розвантаження колодязя і не дає можливості завантажити цей колодязь;
- по інструкції після кування можливе накопичення поковок перед колодязем уповільненого охолодження протягом однієї години, але якщо мостовий кран буде працювати на розвантаженні колодязя він не зможе виконувати це накопичення, а це приведе до зниження швидкості виробництва поковок, тому що їх неможливо буде забирати з кувальної машини і це в свою чергу приведе до зниження виробничих потужностей цеху взагалі, в той час як можливо розвантажувати колодязі напольно-козловою машиною та водночас накопичувати поковки для подальшого їх завантажування;
- продуктивність напольно-козлової машини вище ніж продуктивність мостового крану в 1,23 рази.

Перелік посилань

1. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : НПАОП 0.00-1.80-18 : затв. Мінсоцполітики України 19.01.2018. // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0244-18

2. ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила.

3. Cui, Z. & Jiang, W. & Cheng, L. (2016). Analysis and Experimental Verification of the Strength of Telescopic Booms for Construction Machinery. *International Journal of Simulation Systems, Science and Technology*, 17, 33.1–33.10. doi: 10.5013/IJSSST.a.17.27.33.

4. Волянюк В. О., Сухомлин О. П. Підйомно-транспортні машини та системи: навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2021. 356 с.

5. Жигулін О. А. Підйомно-транспортні машини: навчальний посібник. Ніжин, 2020. 150 с.

6. Підйомно-транспортні машини: підручник / за ред. проф. О. В. Григорова. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. 360 с

7. Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко. Атлас металоконструкцій ПТМ: навчальний посібник. Запоріжжя: Нац. ун-т "Запорізька політехніка", 2019. 222 с.

8. Багєєв В. В., Горобець В. Г. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин: навчальний посібник. Київ: КНУБА, 2015. 216 с.

9. P. Vovk, I. Chaiun, «Characteristics of the limit state of the rope», IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2021, doi:10.1088/1757-899X/1164/1/012087

10. Козяр М.М., Фещук Ю.В., Парфенюк О.В. Комп'ютерна графіка: SolidWorks. Олді-Плюс. Україна, 2018. 252 с.

11. G. G. Shen et al. Design and Optimization of Crane Metal Structures. Automation in Construction, 2017. Vol. 74. P. 45–52.

12. Панасенко О. І., Кириченко В. М. Проєктування та розрахунок елементів підйомно-транспортних і будівельних машин: навчальний посібник. Дніпро: УДУНТ, 2021. 195 с.

13. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини: підручник. Старобільськ: вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. 277 с.

14. Любін М. В., Токарчук О. А., Єленіч М. П. Розрахунки підіймальних механізмів та машин: навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2013. 208 с.