

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)

Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему: Дослідження тандемного підйому вантажів мостовими кранами
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи М-322м

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

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

ДЯДЬКОВ В.В.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2023

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 _____ 20 23 року

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

ДЯДЬКОВ Віктор Васильович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження тандемного підйому вантажів мостовими кранами.

керівник проєкту (роботи) доц. МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 11 » _____ 10 _____ 2023 року № 387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2023р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Аналіз і розробка тандемного підйому вантажів мостовими кранами, механізм головного підйому в.п. 500т, механізм допоможного підйому в.п. 80т, механізм пересування візка, механізм пересування крана, розрахунок траверси в.п. 1000т

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів). Креслень 7 листів

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
2	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
3	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
4	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
5	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
6	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		

7. Дата видачі завдання «_11_»_____10_____20_23_року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	16.10.2023р	
2	Технічні характеристики кранів	23.10.2023р	
3	Аналіз і розробка тандемного підйому вантажів мостовими кранами	30.10.2023р	
4	Механізм головного підйому в.п 500 т	22.09.2023р	
5	Механізм допоміжного підйому в.п. 80т	06.11.2023р	
6	Механізм пересування візка	13.11.2023р	
7	Механізм пересування крана	20.11.2023р	
8	Оформлення креслення	27.11.2023р	
9	Оформлення пояснювальної записки	05.12.2023р	

Студент(ка)

_____ **Віктор ЛЯЛЬКОВ**
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

_____ **Леонід МАРТОВИЦЬКИЙ**
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка виконана на 89 сторінках, містить 21 рисунок, 23 таблиці, застосовано 21 найменувань літератури.

Об'єкт дослідження - кран мостовий спеціальний г.п. 500/80+16 т.

Мета роботи - Дослідження тандемного підйому вантажу мостовими кранами на прикладі крана 500/80+16 т.

Кран мостовий спеціальний г.п. 500/80+16 т (№1) призначено для монтажу і демонтажу гідросилового обладнання машинних залів правобережного і лівобережного будинків ГЕС. Підйом ротора і статора здійснюється двома спареними мостовими кранами г.п. 500/80+16 т (№1 і №2).

Роботу виконано на кафедрі ДМ і ПТМ НУ Запорізька політехніка.

Графічна частина виконана за допомогою комплексного графічного редактора.

**ПІДВІСКА, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, БАЗА КРАНА, ВІЗОК,
БАРАБАН, ТРОЛЕЇ, ТЕЛЬФЕР.**

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1. Технічні характеристики кранів.....	8
2. Аналіз і розробка тандемного підйому вантажів мостовими кранами	10
2.1 Пристрій і робота крана.....	10
2.2 Аналіз систем керування спареними вантажопідйомними механізмами.....	15
2.3 Розроблення систем керування двома спареними лебідками призначеними для позиціонування траверси	28
3. Механізм головного підйому в.п 500 т.....	38
3.1 Вибір вантажного каната.....	39
3.2 Вибір діаметрів барабана і блоків.....	41
3.3 Вибір електродвигуна.....	41
3.4 Вибір механічної передачі.....	43
3.5 Вибір гальма.....	44
3.6 Крутильні моменти на валах механізмів.....	45
3.7 Перевірка муфт механізму підйому.....	45
3.8 Розрахунок нарізки на барабані.....	47
3.9 Розрахунок навантажень на опори барабана.....	48
3.10 Перевірка підшипників барабана і блоків.....	49
4. Механізм допоміжного підйому в.п. 80т.....	51
5. Механізм пересування візка.	52
5.1 Визначення опорів пересування візка.....	53
5.2 Вибір мотор-редуктора.....	5

5.3. Розрахунок гальмівного моменту.....	55
5.4 Розрахунок навантажень на балансири візка під час підйому номінального вантажу.....	56
5.5 Перевірка підшипників механізму пересування візка.....	57
6. Механізм пересування крана.....	60
6.1 Визначення опорів пересуванню крана	61
6.2 Вибір мотор-редуктора.....	62
6.3 Розрахунок гальмівного моме.....	63
6.4 Розрахунок навантажень на пари балансирів крана при підйомі номінального вантажу.....	64
6.5 Перевірка підшипників механізму пересування крана.....	65
7. Розрахунок траверси в.п. 1000т.....	67
7.1 Опис конструкції траверси.....	67
7.2 Технічні характеристики траверси.....	67
7.3 Визначення розрахункових напружень.....	67
7.4 Металоконструкція траверси.....	69
7.5 Розрахунок елементів траверси.....	79
7.6 Розрахунок осі вушка.....	81
7.7 Розрахунок траверси.....	82
7.8 Розрахунок напівкілець.....	84
7.9 Вибір підшипників.....	85
Висновок.....	86
Перелік посилань.....	88

ВСТУП

Кран призначений для монтажу і демонтажу гідросилового обладнання машинних залів правобережного і лівобережного будинків ГЕС. Підйом ротора і статора здійснюють двома спареними мостовими кранами г.п. 500/80+16 т.

Останнім часом інтенсивно розвивається великоблокові методи виготовлення і монтажу різних об'єктів, що своєю чергою вимагає вантажопідйомного обладнання підвищеної вантажопідйомності, яке досягає 1000 тонн і вище. Вартість такого обладнання дуже висока і необхідний також високий ступінь його використання. На діючому підприємстві, крім великоблочних операцій, має місце велика кількість допоміжних вантажопереміщень, операцій з меншою вантажопідйомністю, тому використання на цих операціях кранів з максимальною вантажопідйомністю не раціональне й економічно збиткове. Останнім часом дедалі ширше використовується концепція роботи кранів у зцепках. Колективна робота двох кранів забезпечує максимальну вантажопідйомність, а робота одного крана використовується для менш важких вантажів. Цим самим досягається максимальна ефективність використання потужностей. Що є економічно вигіднішим і відповідає напрямку енергозбереження та заощадження ресурсів у сучасних європейських країнах.

Розробка тандемного підйому вантажу кранами із самостійним регулюванням положення траверси є перспективним напрямком роботи.

1. ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРАНІВ

Режим роботи крана	A2
Рід струму; частота, Гц; напруга, В	змінний; 50; 400
Керування краном	з кабіни або з підвісного пульта
Струмопідвід:	
до крана	тролеї
до візка	гнучкий кабель гнучкий
до тельфера електричного	кабель
Вантажопідйомність, т:	
механізму головного підйому	500
механізму допоміжного підйому	80
тельфера електричного	16
Діапазон підйому, м:	
механізму головного підйому	40
механізму допоміжного підйому	40
тельфера електричного	68
Швидкість підйому, м/хв:	
механізму головного підйому	0,1 ÷ 1,0
механізму допоміжного підйому	0,6 ÷ 4,0
тельфера електричного	6,0/1,0
Швидкість пересування, м/хв:	
крана	0,6 ÷ 16,0
візки	0,6 ÷ 16,0
тельфера електричного	20,0/6,0

База, м:

крана 8,12

візки 6,06

Колія, м:

крана 24,5

візки 5,3

Тип рейки:

підкранового КР140-А КР140-А

підвізкового

Кліматичні умови в місці розташування:

Місце встановлення	у приміщенні
Температура навколишнього середовища	від плюс 10 °С до плюс
поза приміщенням	41 °С
Сейсмічність району	7 балів
Середня відносна вологість	68%

Основними вузлами крана є: металоконструкція крана, механізм пересування крана, візок зі встановленими на ньому механізмами, тельфер електричний г.в. 16 т, струмопідвід, кабіна відкрита і електрообладнання.

2. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ТАНДЕМНОГО ПІДЙОМУ ВАНТАЖІВ МОСТОВИМИ КРАНАМИ

2.1. Пристрій і робота крана

Металоконструкція крана являє собою жорстку зварену конструкцію, що складається з двох напівмостів. Всі монтажні стики металоконструкції болтові. Напівмости складаються з головних і кінцевих балок коробчатого перерізу. Уздовж головних балок напівмостів встановлені майданчики по всій довжині таким чином, щоб мати доступ на візок за будь-якого його положення. Кріплення підвізкової рейки до головних балок металоконструкції крана виконується притискними планками. На підвізкові рейки встановлюється візок.

Візок містить у собі раму, механізм головного підйому г.п. 500 т, механізм допоміжного підйому г.п. 80 т і механізм пересування візка.

Металоконструкція візка складається з двох частин, які з'єднуються болтами. Кожна частина являє собою зварену конструкцію, що складається з балок складеного коробчатого, відкритого і двотаврового перерізів.

Механізм головного підйому г.п. 500 т складається з двох окремих механізмів підйому, з'єднаних за допомогою запасовки через верхні блоки таким чином, що обидва механізми працюють спільно на підйом однієї підвіски г.п. 500 т. Кожен із механізмів підйому складається з барабана діаметром 1670 мм і приводу. Барабан - зварний, має дві нарізки (права і ліва). Кожна нарізка виконана таким чином, що за крайнього верхнього положення підвіски залишається два незаповнених витки на витяжку каната, а в крайньому нижньому положенні залишаються навитими два витки, які розвантажують, не враховуючи витки, які перебувають під затискним пристроєм. Крутний момент барабану передається від електродвигуна K21F315S6 фірми VEM (Німеччина) через передредуктор X2KS100/B і редуктор X3FS320/HH/B фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина). З'єднання

електродвигуна з редуктором і редукторів між собою здійснюється через зубчасті муфти, а барабан з'єднується з редуктором за допомогою роlikової муфти TCB-HD-4200-B03 фірми JAURE S.A (Іспанія). Кожен механізм підйому забезпечений гальмом TГЕ-300-02 Т2, встановленим на швидкохідному валу передредуктора. Гальмо нормально закритого типу, автоматично розмикається під час увімкнення приводу.

Механізм допоміжного підйому г.в. 80 т складається з барабана діаметром 1100 мм і приводу. Барабан - зварний, має дві нарізки (права і ліва). Кожна нарізка виконана таким чином, що в крайньому верхньому положенні підвіски залишається два незаповнених витки на витяжку каната, а в крайньому нижньому положенні залишаються навитими два витки, які розвантажують, не враховуючи витки, які перебувають під затискним пристроєм. Крутний момент барабану передається від електродвигуна K21F315S6 фірми VEM (Німеччина) через редуктор X4FA240/B фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина) і зубчасті муфти. Механізм підйому забезпечений гальмом TГЕ-400-02 Т2, встановленим на швидкохідному валу редуктора. Гальмо нормально закритого типу, автоматично розмикається під час увімкнення приводу.

Механізм пересування візка складається з чотирьох балансирів, два з яких приводні, а два - холості. У кожному балансирі по два колеса діаметром 710 мм. Привід механізму - мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина), який з'єднується безпосередньо з валом приводного колеса.

Механізм пересування крана складається з восьми балансирів, два з яких приводні і шість - холості. У кожному балансирі по два колеса діаметром 710 мм. Привід механізму - мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина), який з'єднується безпосередньо з валом приводного колеса.

Електричний тельфер 53 MT 9080 H68 V1 2/1 M EN20/6 фірми "БАЛКАНСКО ЕХО ЕООД" (Болгарія) г.в. 16 т, встановлений на підвісній

колії вздовж однієї з головних балок металоконструкції крана.

Кабіна відкритого типу встановлена з боку верхнього б'єфа на головній балці крана. Кабіна обладнана кріслом для оператора, пристроями для керування механізмами і системою сигналізації.

Реле перевантаження і ослаблення каната являє собою датчик сили, встановлений в осі зрівняльних блоків механізму головного підйому (2 штуки) і в одну з осей верхніх блоків механізму допоміжного підйому.

Для обмеження пересування крана і кранового візка на мосту крана встановлені кінцеві перемикачі ПП-741.

Для обмеження висоти підйому й опускання підвісок механізмів головного і допоміжного підйомів встановлено вимикачі УБ-250А.

Для обмеження максимальної висоти підйому кожної підвіски (г.п. 500 і 80 т) на рамі візка встановлено два перемикачі ПП-743.

Вхід у кабіну і вихід на металоконструкцію крана заблоковані вимикачами ВП78.

Струмопідвід до крана - ізолюваний тролейний. Струмопідвід до візка - гнучкий кабельний.

Струмопідвід до тельфера - гнучкий кабельний.

Управління краном здійснюється з кабіни або з позначки підлоги машзалу за допомогою підвісного пульта.

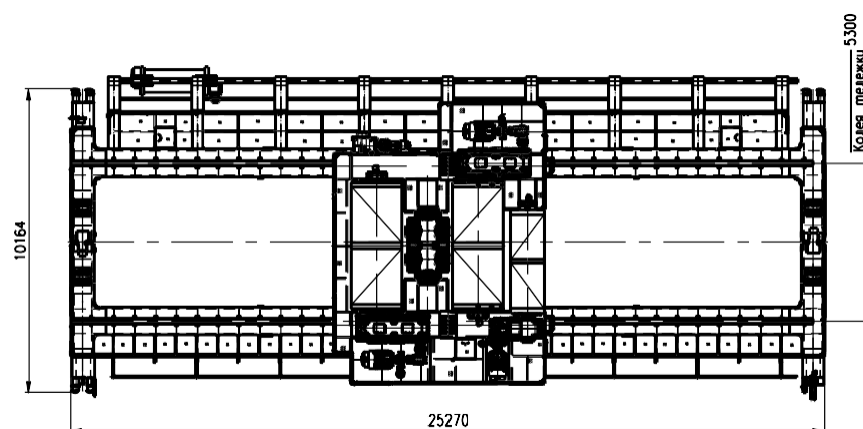
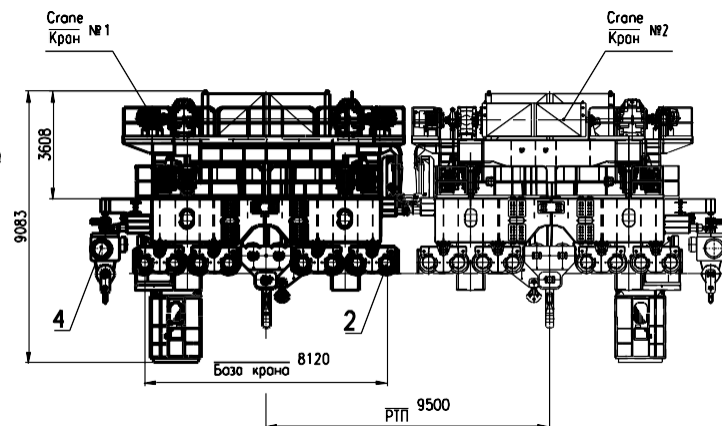
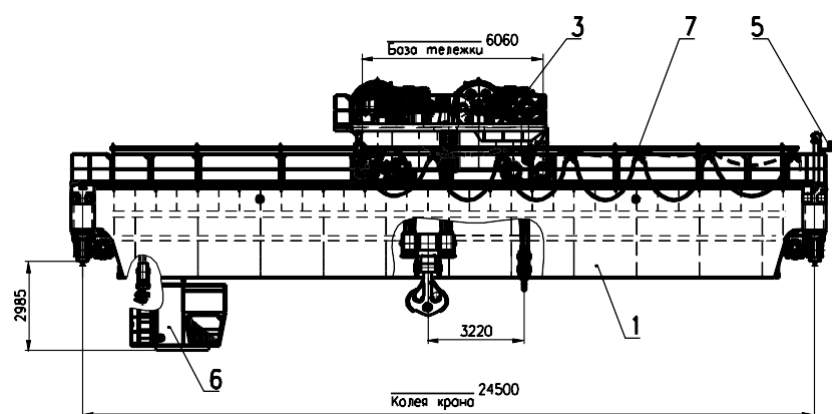
Спільно, на одних підкранових коліях з краном №1, встановлюється кран мостовий спеціальний г.п. 500/80+16 т (№2). Конструкція крана №2 аналогічна конструкції крана №1. Кран №1 і №2 спроектовані таким чином, щоб забезпечувалася необхідна відстань (9500 мм) між точками підвісу головних підйомів г.в. 500 т під час спільної роботи двох кранів одночасно, для маневрування траверсою г.в. 1000 т. Конструкція кранів також забезпечує необхідну зону обслуговування машзалу головними, допоміжними підйомами і електротельферами кранів.

Під час спільної роботи крани з'єднуються між собою спеціальними

зчепами.

Зчепи заблоковані вимикачами ВП78.

У разі спареної роботи двох кранів управління здійснюється з однієї з кабін або з позначки підлоги машзалу за допомогою підвісного пульта одного з кранів.



- 1 - Металоконструкція крана;
- 2 - Механізм пересування крана;
- 3 - Візок;
- 4 - Тельфер електричний г.п. 16 т;
- 5 - Струмopідвід;
- 6 - Кабіна відкрита;

Рисунок 2.1 - Кран мостовий спеціальний г.п. 500/80+16 т

2.2 Аналіз систем керування спареними вантажопідійомними механізмами.

Існують різні системи управління, які забезпечують синхронну роботу вантажопідійомних машин і механізмів.

Так, відома досить прогресивна система [5] (Малюнок 1.2), яка забезпечує синхронну роботу двох і більше вантажопідійомних машин за допомогою пульта дистанційного керування.

Вона призначена для керування двома і більше вантажопідійомними кранами (1a, 1b), як у тандемі, так і окремо. Кожен із вантажопідійомних пристроїв містить у собі електродвигун (6a, 6b), яким керує система управління (3a, 3b), пов'язана з пультами управління (9a, 9b). Двома підйомно-транспортними машинами керують через загальну електричну шину (7) за допомогою одного пульта управління (9a, 9b). Під час одночасного керування всіма вантажопідіймальними кранами один із пультів керування (9a, 9b) перебуває у ввімкненому стані, а інший пульт керування (9a, 9b) - у вимкненому стані. Для увімкнення режиму групового керування вантажопідійомними кранами необхідно припинити режим керування окремо кожним із вантажопідіймальних пристроїв шляхом вимкнення всіх пультів керування (9a, 9b), окрім одного, який залишають у увімкненому стані та за допомогою якого виробляють увімкнення режиму тандемного керування всіма вантажопідіймальними кранами та цим же пультом здійснюють саме керування цими вантажопідіймальними пристроями. Для переходу в режим одиночного керування кожним із вантажопідіймальних кранів режим тандемного керування зупиняють за допомогою активованого пульта керування (9a, 9b), ним же обирають та вмикають режим одиночного керування кожним вантажопідіймальним краном, а після цього вмикають в активний стан інший пульт керування (9a, 9b) або інші пульти керування та налаштовують його/їх у режим одиночного керування кожним окремим вантажопідіймальним краном.

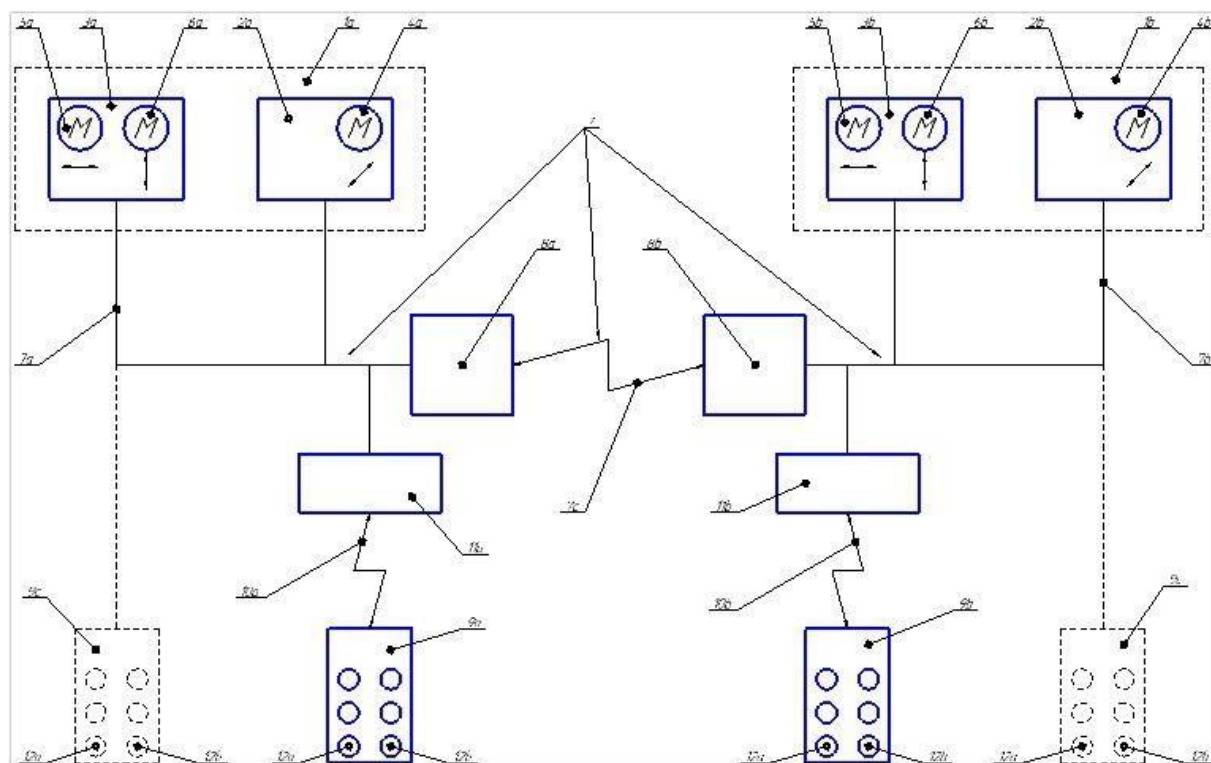


Рисунок 2.2 - Система керування двома або більше мостовими кранами.

1a - перший мостовий кран, 1b - другий мостовий кран, 2a - система керування першим мостовим краном, 2b - система керування другим мостовим краном, 3a - система керування першим крановим візком, 3b - система керування другим крановим візком, 4a - приводний мотор першого мостового крана, 4b - приводний мотор другого мостового крана, 5a - приводний мотор першого кранового візка, 5b - приводний мотор другого кранового візка, 6a - мотор першого підйомного механізму, 6b - мотор другого підйомного механізму, 7 - спільна шина, 7a - перша частина спільної шини 7, 7b - друга частина загальної шини 7, 7c - бездротова шина, 8a - перший з'єднувальний модуль, 8b - другий з'єднувальний модуль, 9a - перший бездротовий пульт управління, 9b - другий бездротовий пульт управління, 9c - альтернативний пульт управління з дротом, 10a - перші бездротові з'єднувальні засоби, 10b - другі бездротові з'єднувальні засоби, 11a - перший двонаправлений модуль перемикання з'єднань, 11b - другий двонаправлений модуль перемикання з'єднань, 12a - кнопка входу в режим керування, 12b - кнопка виходу з режиму керування.

Створюється можливість безпечного управління тандемною роботою двох і більше вантажопідіймальних кранів та іншої підйомної техніки.

Винахід відноситься до способу керування двома і більше вантажопідіймальними кранами та іншою підйомальною технікою, як у режимі спільної роботи для переміщення спільного вантажу, так і в незалежному від інших кранів режимі роботи. Кожен кран обладнаний електродвигуном для приводу підйомальної лебідки, яким керують від спільної для двох кранів системи управління із загальним пультом управління. Причому, два і більше вантажопідіймальних крани управляються через одну загальну електричну шину за допомогою одного загального пульта управління за умови тандемної роботи вантажопідіймальних кранів зі спільним вантажем.

На сьогодні відомо спільне використання двох підйомних лебідок крана, які працюють у парі під час опускання або підйому важких або великогабаритних довгомірних вантажів. У цих випадках вантаж підвішується на двох вантажозахоплювальних пристроях, кожен з яких піднімається або опускається під дією відповідного окремого підйомного механізму. У такому разі відхилення осі вантажу від строгого положення можуть викликати найрізноманітніші причини. При цьому, наприклад, великогабаритні довгомірні вантажі, які часто підвішують на петлях тросів, можуть зісковзнути в будь-яку сторону. Подібних небезпечних ситуацій потрібно уникати в обов'язковому порядку. Як правило, подібними підйомними лебідками, що працюють у парі, керують за допомогою одного пульта. Ним же змінюють режим роботи на групове управління або одиночне управління підйомними лебідками. Такі дії створюють неприпустимі небезпечні ситуації. Крім цього, під час змін у процесі роботи спарених кранів відсутній сигнал зворотного зв'язку. Це означає, що оператор може не знати про відхилення в роботі двох спарених кранів і неправильно оцінювати ситуацію, що відбувається, припускаючи, що робота в груповому режимі проходить нормально. Також у такій ситуації неможливе невідкладне

втручання оператора в роботу спарених кранів через загальний пульт, який електрично пов'язаний із двома підйомними лебідками. Це також може призвести до виникнення кране небезпечних ситуацій.

З патенту Німеччини №3147158 відоме управління тандемом із двох підйомних механізмів одним загальним пультом. Винахід спрямований на запобігання згаданому вище перекосу довгомірних вантажів. Для цього на обох підйомних механізмах крана підвішена поздовжня штанга з датчиком положення. Датчик показує горизонтальність поздовжньої штанги. Якщо штанга відхиляється від горизонталі, що означає порушення синхронності роботи тандему підйомних механізмів, один із підйомних механізмів зупиняють, а за допомогою другого підйомного механізму приводять штангу в горизонтальне положення.

Далі, з європейського патенту №1380533 відомий цеховий мостовий кран, у якого привід кранового візка, привід самого крана, підймальний механізм і пульт керування під'єднані до однієї електричної шини, через яку вони електрично пов'язані один з одним. Через неї передають або приймають сигнали керування та аварійні сигнали.

У патенті Німеччини №9115537 на корисну модель описано систему управління одним підймальним краном і систему управління двома підймальними кранами, що мають по одному крановому візку. У другій системі є двоспрямована обхідна електрична шина, до якої приєднані пульти керування обома підйомними кранами та обома крановими візками. Можливість керування тільки одним підйомним краном із зазначеного тандему в патенті не описана.

У патенті Німеччини №102006040782 А1 описано безпечне тандемне керування двома підймальними кранами та керування цими кранами під час їхньої роботи незалежно один від одного. Кожен із підймальних кранів має свою бортову шину, з якою з'єднана система управління. За необхідності коригування тандемного керування останнє відключають, проводять коригування, а потім знову вмикають тандемний режим керування.

Завданням цього винаходу є розробка безпечного управління групою роботою двох і більше вантажопідіймальних кранів та іншої підйомної техніки.

Згідно з винаходом, створено надійний і простий спосіб керування кількома вантажопідіймальними кранами, як групою, так і окремо. Кожен із вантажопідіймальних кранів обладнаний електродвигуном, який управляється системою управління, безпосередньо пов'язаною з пультом управління. При цьому кілька вантажопідіймальних кранів керують через одну загальну шину за допомогою одного пульта керування. Під час одночасного керування групою вантажопідіймальних кранів один із пультів керування перебуває в активному стані, а інший із пультів керування - у відключеному стані. У такому разі для переходу в режим тандемного керування всіма вантажопідіймальними кранами режим одиночного керування кожним вантажопідіймальним краном зупиняють шляхом вимкнення з робочого стану всіх пультів керування вантажопідіймальними кранами, окрім одного, який залишають у увімкненому стані та за допомогою якого проводять перехід у режим тандемного керування всіма вантажопідіймальними кранами та саме керування обраними вантажопідіймальними кранами. Для переходу в одиночний режим керування кожним окремим вантажопідіймальним краном режим тандемного керування зупиняють за допомогою згаданого пульта керування, який залишився в активному стані. Ним же здійснюють вибір одиночного режиму керування кожним окремим вантажопідіймальним краном. Потім вмикають в активний стан інший пульт керування або інші пульти керування і налаштовують його/їх у режим одиночного керування кожним окремим вантажопідіймальним краном.

Переважно, щоб пультом керування, що перебуває в робочому стані в режимі групового керування вантажопідіймальними пристроями, користувалися в трьох видах режимів керування: режим тандемного керування одразу декількома вантажопідіймальними кранами паралельно, режим керування

тільки першим із групи вантажопідійомних кранів і режим керування тільки другим із групи вантажопідійомних кранів.

Крім цього, відповідно до цього винаходу розроблено засоби керування двома і більше вантажопідіймальними кранами або іншими підіймальними машинами, у режимі спареного керування і в режимі одиночного керування кожним окремим із тандему кранів. Причому кожен вантажопідійомний кран має двигун приводу підіймальних лебідок, які містять системи управління, пов'язані з обумовленими двигунами, пульти управління та одну загальну шину для приймання/передавання керівних сигналів, що встановлена з можливістю одночасного паралельного управління зазначеними вантажопідійомними кранами через пульти управління. У режимі тандемного керування зазначеними вантажопідіймальними кранами тільки один із пультів керування перебуває в активному стані.

Для забезпечення можливості переходу зазначених засобів керування з режиму одиночного керування кожним окремим вантажопідіймальним пристроєм у режим тандемного керування ними всі пульти керування перебувають у вимкненому стані, окрім одного, який залишається в активному стані з можливістю перемикання інструментів керування в режим тандемного керування вантажопідіймальними кранами та керування всіма ними в тому самому режимі, а для можливості переходу в режим одиночного керування кожним окремим вантажопідіймальним краном обраний пульт керування

Засоби управління (пульти) також обладнані системою контролю за режимом тандемного управління, за зміною режиму управління між тандемним управлінням і управлінням кожним окремим краном, за процесом увімкнення потрібного режиму управління і його вимкнення, причому ця система контролю також може містити логічні схеми управління. Завдяки подібній надійній двоступеневій зміні одного режиму керування на інший відсутня необхідність у спеціальних додаткових контрольних перемикачах у разі тандемного режиму керування. Необхідність здійснювати

перемикання з першого режиму керування на другий у дві фази надає високий рівень безвідмовності системи керування. Вихід із будь-якого режиму керування здійснюється одним пультом керування, системи керування визначають зазначені сигнали і закінчують свою роботу в очікуванні зовнішніх керівних сигналів, що вказують на ввімкнення іншого режиму керування від іншого пульта керування. Тільки після відповідних перевірок і обмінів сигналами між системами управління відбувається зміна одного режиму управління іншим.

У найкращому варіанті пульт керування, що перебуває в робочому стані в режимі групового керування вантажопідйомними пристроями, влаштований із можливістю керування ними у трьох режимах: у груповому, коли він здатен паралельно керувати групою вантажопідіймальних пристроїв, у першому звичайному режимі, коли він здатен керувати лише першим із вантажопідіймальних пристроїв, та у другому звичайному режимі, коли він здатен керувати другим із вантажопідіймальних пристроїв.

У кращому варіанті загальна шина розділена на частини, пов'язані електропроводами з вантажопідйомними пристроями, і на частину, бездротово пов'язану з названими вантажопідйомними пристроями.

Щодо архітектури шини, краще, якщо системи управління і пульти управління з'єднані зі спільною шиною.

У найоптимальнішому варіанті щонайменше два вантажопідіймальних пристрої виконані у вигляді підіймальних кранів, які, окрім моторів вантажопідіймальних механізмів, додатково забезпечені моторами приводу підіймальних кранів та моторами приводу кранових візків підіймальних кранів, водночас системи управління влаштовані з можливістю управління моторами приводу підіймальних кранів та моторами приводу кранових візків підіймальних кранів, а системи керування підіймальними кранами влаштовані з можливістю управління моторами вантажопідіймальних механізмів підіймальних кранів, п

У результаті, система управління підйомними кранами виконана децентралізованою і розділена на модулі управління кранами і крановими візками, кожен з яких, своєю чергою, виконує відповідні команди пультів управління щодо переходу в груповий або в одинарний режим управління.

На рис. 2. 2 схематично позначені перший мостовий кран 1a і другий мостовий кран 1b. На крановому візку встановлено вантажопідйомний механізм. Перший мостовий кран 1a забезпечений першою системою 2a управління ним самим, а також

- першою системою управління крановим візком. Другий мостовий кран 1b відповідно забезпечений другою системою 2b управління ним самим, і другою системою 3b управління його крановим візком. Перша і друга системи 2a, 2b також призначені і для управління приводними моторами 4a, 4b мостових кранів 1a, 1b відповідно. А перша і друга системи 3a, 3b керування крановими візками призначені також для керування першим і другим приводними моторами 5a, 5b зазначених візків і моторами 6a, 6b вантажопідйомних механізмів на згаданих кранових візках. Вантажопідйомні механізми (не показані), з'єднані з моторами 6a, 6b, являють собою лебідки, тросові або ланцюгові. Можливі й поєднання ланцюгових і тросових лебідок.

Для забезпечення можливості передати і прийняти керувальні та попереджувальні сигнали кожна із систем керування 2a, 2b і систем 3a, 3b керування крановими візками приєднана до загальної шини 7 за допомогою з'єднувального модуля (не показано). Загальна шина 7 переважно керована протоколом CAN, який є стандартом ISO (ISO 11898) у сфері послідовного передавання даних. Далі, загальна шина 7 складається з першої частини 7a, під'єднаної до джерела електроенергії першого мостового крана 1a, другої частини 7b, під'єднаної до джерела електроенергії другого мостового крана 1b, і третьої, не під'єднаної до джерела електроенергії, частини 7c, що з'єднує частини 7a, 7b. При цьому перший з'єднувальний модуль 8a з'єднаний з

першою частиною 7a, а другий з'єднувальний модуль 8b - з другою частиною 7b. Зазначені модулі 8a, 8b перетворюють сигнали на першій і другій частинах 7a, 7b загальної шини 7 на бездротові сигнали, які передавачі/приймачі передають між модулями 8a, 8b. Завдяки цьому системи 2a, 2b керування кранами та системи 3a, 3b керування крановими візками виявляються під'єднаними до загальної шини 7. До неї ж, прямо або побічно, під'єднані пульти керування 9a, 9b. Бездротову шину 7с краще виконати в радіоваріанті. Можливе також виконання її інфрачервоною.

Системи управління 2a, 2b мостовими кранами і системи управління 3a, 3b крановими візками забезпечені відомими перемикачами, сенсорами, логічними модулями, з'єднувальними модулями (не показані). З'єднувальні модулі можуть бути частинами логічних модулів.

Перший бездротовий пульт керування 9a розміщений на першому мостовому крані 1a, а другий бездротовий пульт керування 9b розміщений на другому мостовому крані 1b. Перший пульт керування 9a пов'язаний першими бездротовими з'єднувальними засобами 10a з першим двонаправленим модулем 11a перемикання з'єднання. Другий пульт керування 9b пов'язаний другими бездротовими з'єднувальними засобами 10b із другим двонаправленим модулем 11b. Обидва модулі 11a, 11b з'єднані зі спільною шиною 7, як було зазначено вище. Пульти керування 9a, 9b мають безліч кнопок для керування напрямком руху та швидкістю роботи приводних моторів 4a, 4b мостових кранів, приводних моторів 5a, 5b кранових візків і моторів 6a, 6b вантажопідйомних механізмів, якщо такі є.

Додатково до бездротових пультів керування 9a, 9b і до модулів 11a, 11b можуть бути додані провідні пульти керування 9с, показані на кресленні пунктирними лініями. Пульти 9с підвішені на електропроводах, приєднаних до загальної шини 7.

За допомогою пультів керування 9a, 9b можна керувати мостовими кранами 1a, 1b індивідуально і незалежно один від одного, тобто в режимі звичайного керування, коли обидва пульти керування 9a, 9b постійно перебувають у

робочому стані.

Як опцію можна одним із пультів 9а або 9b керувати обома мостовими кранами 1а, 1b як окремо, так і в груповому режимі. Під час групового керування один із пультів 9а, 9b перебуває в неробочому стані і на всі вхідні сигнали не реагує. На противагу цьому, інший пульт, що перебуває в робочому стані, спрямовує керівні сигнали на один або обидва мостових крани. При цьому можливі три режими управління: 1-й - управління групою кранів, 2-й - управління тільки першим краном, 3-й - управління тільки другим краном. У режимі 1-го - групового - управління пульт 9а (або 9b) взаємодіє з обома мостовими кранами 1а, 1b, тобто його керуючі сигнали надходять паралельно на мотори 4а, 4b, 5а, 5b, 6а і 6b. Тому мотори 4а, 4b, 5а, 5b, 6а і 6b першого мостового крана 1а працюють синхронно з аналогічними моторами другого мостового крана - 1b. За такого режиму керування групою мостових кранів 1а, 1b довгомірні та важкі вантажі можна піднімати та переміщати єдиним зусиллям обох мостових кранів, якими керує один пульт 9а або 9b. При цьому може виникнути ситуація, коли паралельна робота моторів 4а, 4b, 5а, 5b, 6а, 6b має виконуватися послідовно з короткими або тривалими проміжками між операціями. Управління такими процесами теж можна виконувати одним пультом 9а.

Таке можливо, коли під час одночасного переміщення обох мостових кранів 1а, 1b необхідно підкоригувати положення вантажу, щоб уникнути його перекосу. Коригування положення мостових кранів 1а, 1b відносно один одного, зокрема кранових балок та/або кранових візків, також полегшене. Для цього треба просто перейти від режиму групового управління в режим окремого управління тим чи іншим краном. В одному випадку пульт 9а або 9b продовжує перебувати в робочому стані, а в іншому - пульти 9b, 9а перебувають у неробочому стані. 2-й режим: тільки перший мостовий кран 1а отримує керівні сигнали і перебуває в робочому стані, а другий мостовий кран 1b не отримує керівних сигналів і перебуває в неробочому стані. У цьому випадку перший мостовий кран 1а може переміщатися щодо другого

мостового крана 1b. 3-й режим керування аналогічний 2-му з тією лише різницею, що перший мостовий кран 1a перебуває в неробочому, а другий мостовий кран 1b - у робочому стані.

Для забезпечення можливості переходу від звичайного режиму управління одним краном до режиму групового управління кожен з пультів управління (9a, 9b) забезпечений кнопкою 12a входу в потрібний режим управління і кнопкою 12b виходу з цього режиму управління. Замість зазначених кнопок 12a, 12b, входження/виходження в потрібний режим керування можна здійснювати заздалегідь заданою черговістю натискання звичайних кнопок на пульті керування. Натисканням кнопки 12b першого або другого пульта управління 9a, 9b на загальну шину 7, на системи управління 2a, 2b і на системи управління 3a, 3b подають сигнал про закінчення роботи у звичайному режимі та входження в режим групового управління, після чого пульт управління 9a, 9b переводять із робочого в неробочий стан.

Переважно додатково до кнопки 12b виходу з обраного режиму керування передбачити й "аварійну/стоп" кнопку або встановити певний порядок натискання звичайних кнопок на пульті керування для виходу з обраного режиму керування.

Потім натисканням кнопки 12a на іншому пульті керування 9b, 9a надсилають керувальний сигнал входження в інший режим керування через загальну шину 7 на системи керування 2a, 2b і 3a, 3b, які починають приймати керувальні сигнали зазначеного пульта 9b, 9a.

При виході одного з пультів 9a, 9b з режиму керування одним мостовим краном і входженні іншого пульта 9b, 9a в режим групового керування всіма мостовими кранами, системи керування 2a, 2b і 3a, 3b отримують інформацію про те, що режим керування одним мостовим краном завершено й розпочато режим керування групою мостових кранів, і тому такі системи керування починають реагувати на керуючі/аварійні сигнали другого з пультів 9b, 9a. Оскільки групове керування сприймається обома мостовими кранами 1a, 1b так як і було запрограмовано, то обидва зазначені мостові

крани координують свої переміщення залежно від просторового положення вантажу, який спільно несеться. Завдяки можливості керувати одним окремим мостовим краном у режимі групового керування мостовими кранами 1a, 1b, можна коригувати положення одного мостового крана відносно іншого мостового крана. Можливо також забезпечити роботу і другим пультом керування 9b, 9a в процесі групового керування обома мостовими кранами.

Під час одночасного керування групою мостових кранів системи керування 2a, 2b мостовими кранами та системи керування 3a, 3b крановими візками підкорюються керувальним сигналам одного з двох пультів керування 9a, 9b, що перебуває в активному стані, тому приводні мотори 4a, 4b мостових кранів, 5a, 5b кранових візків і 6a, 6b вантажопідйомних механізмів працюють синхронно, отже, мостові крани, кранові візки та вантажопідйомні механізми теж працюють синхронно і, як наслідок, обидва мостові крани 1a, 1b піднімають/опускають вантажі теж синхронно.

Для завершення режиму групового керування мостовими кранами активують кнопку 12b на пульті керування 9a натисканням на неї. Відповідний керуючий сигнал надходить через загальну шину 7 на системи 2a, 2b і 3a, 3b керування крановими візками. Потім, якщо використовують пульт керування 9a, 9b, який до цього був у неробочому стані, дезактивують "аварійну/стоп" кнопку та активують кнопку 12a входу в необхідний режим керування. При цьому відповідний керувальний сигнал через шину 7 надходить на системи управління 2a, 2b мостовими кранами і системи управління 3a, 3b крановими візками. Після цього обидва пульти управління 9a, 9b вводять у режим управління одним окремим краном. Тепер обома кранами 1a, 1b керують окремо, але вони при цьому сполучаються один з одним через загальну шину 7, що уможливорює згодом перехід до групового управління ними.

Системи керування 2a, 2b і 3a, 3b є взаємозамінними з метою забезпечення можливості стеження за черговістю надходження від пультів керування 9a, 9b керуючих сигналів переходу з одного режиму керування в

інший і скасування цих сигналів, розпізнавання їх і перевірки надійності їх виконання. Тільки заздалегідь задана послідовність сигналів виходу з режиму керування/входу в режим керування сприймається зазначеними системами керування, які, крім того, слідкують за послідовностями надходження скасування керуючих сигналів і сигналів переходу в певний режим керування, що також підвищує безпеку зміни режиму роботи кранів і кранових візків. Тільки після повного завершення виходу з попередньої стадії процесу управління системи управління кранами і візками реагують на керуючі сигнали входження в інший режим управління. Цим досягається високий рівень безпеки роботи мостових кранів, коли системи керування 2a, 2b і 3a, 3b мають можливість розпізнавати правильність послідовностей входу в певний режим керування і виходу з нього.

Єдина система керування мостовими кранами 1a, 1b виконана децентралізованою та розділена на системи керування 2a, 2b (мостовими кранами) та 3a, 3b (крановими візками), кожна з яких реагує тільки своєю чергою на відповідні команди з пультів 9a, 9b для перемикання з одинарного режиму керування на груповий. Таким чином, описані системи керування 2a, 2b мостовими кранами та 3a, 3b крановими візками використовують для перемикання в різні режими керування.

Описана система управління двома і більше вантажопідійомними машинами, як і будь-яка інша система, має свої переваги і недоліки.

До переваг можна віднести бездротове управління машинами за допомогою одного пульта управління, а також можливість доволі просто змінювати режими управління з індивідуального на груповий і назад. Також цей спосіб управління передбачає управління не менш ніж двома вантажопідійомними машинами.

З недоліків варто згадати відсутність контролю над положенням вантажу в просторі під час його переміщення. У разі перекосу випереджальний привід зупиняють, а відстаючим доводять вантаж до потрібного положення. Але там, судячи з опису, доведення відбувається

вручну, за допомогою оператора.

У результаті можна зробити висновок, що розробка системи узгодження приводів двох візків або двох кранів із самостійним регулюванням положення траверси є перспективним напрямом роботи.

2.3.Розроблення систем керування двома спареними лебідками призначеними для позиціонування траверси

Як уже зазначалося раніше, потрібно розробити таку систему управління, яка давала б змогу усувати перекіс вантажу для більш точного позиціонування вантажу в місці призначення. Зазначене завдання можна вирішити, вирівнявши швидкості приводів механізмів підйому двох візків. Для цього можна порівнювати швидкості обертання барабанів лебідок двох візків і сповільнювати випереджальний привід або стежити за положенням траверси в просторі за допомогою датчиків. Розглянемо обидва запропоновані способи докладніше.

2.3.1 Розробка системи керування із застосуванням тахогенераторів

Для розробленої системи керування прийнято аналогову систему керування із застосуванням тахогенераторів.

На малюнку 2.3 показано схему запропонованої системи керування. Схема містить перший (Т1) і другий (Т2) візки з електроприводами, першу (ПЛ1) і другу (ПЛ2) лебідки з електроприводами, встановлені, відповідно, на першому (Т1) і другому (Т2) візках, перший і другий вантажні канати (на рис. 3 умовно не показані), верхні кінці яких прикріплені до барабанів (БЛ1) і (БЛ2), відповідно, першої та другої лебідок, а нижні кінці оснащені гаковими підвісками, перший (ТГ1) і другий (ТГ2) тахогенератори, які кінематично

пов'язані з барабанами, відповідно, БЛ1 і БЛ2, перший компаратор (К1), другий компаратор (К2), перший суматор (С1), задатчик напруги з інтегрованим перетворювачем "код-напруга". Вихід першого тахогенератора ТГ1 з'єднаний з першим входом компаратора К1, вихід другого тахогенератора ТГ2 з'єднаний з другим входом компаратора К1. Вихід компаратора К1 з'єднаний із другими входами другого компаратора К2 і першого суматора С1. Вихід задатчика напруги з'єднаний з першими входами другого компаратора К2 і першого суматора С1. На виході другого компаратора К2 з'являється сигнал у вигляді напруги, за допомогою якого відбувається керування приводом лебідки ПЛ1. На виході суматора С1 виникає сигнал у вигляді напруги, за допомогою якого відбувається керування приводом лебідки ПЛ2.

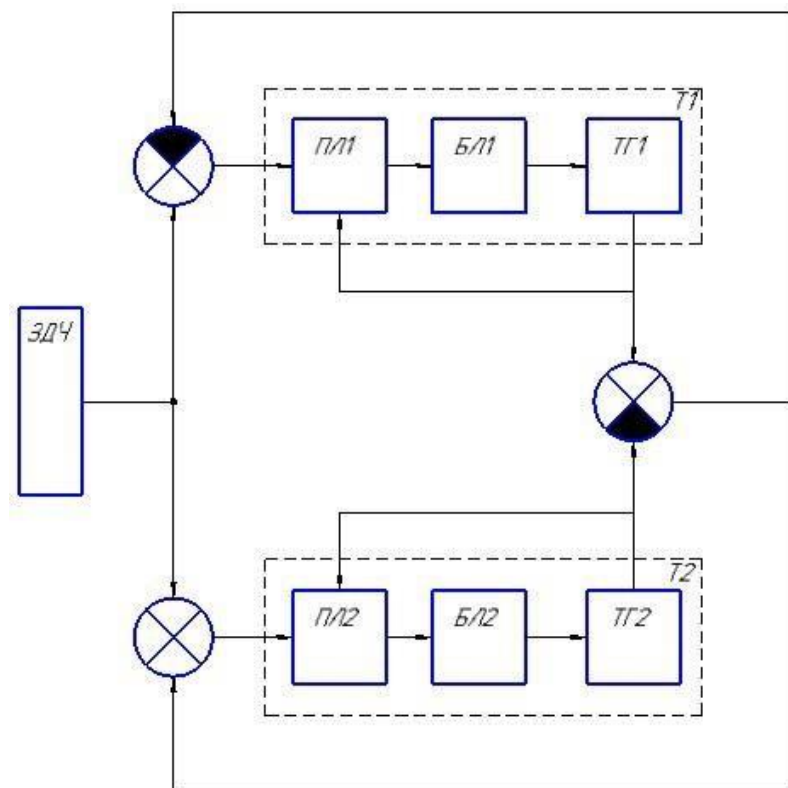


Рисунок 2.3 - Схема керування кранами із застосуванням тахогенераторів:
ЗДЧ - задатчик напруги; ПЛ - привід лебідки механізму підйому вантажу;
БЛ- барабан лебідки; С1 - суматор, К1, К2 - відповідно, перший і другий
компаратори

У процесі експлуатації пропонованих кранів вантаж, що підлягає переруху, закріплюють на гакових підвісках. На вал барабанів БЛ1 і БЛ2 встановлюють, відповідно, тахогенератори ТГ1 і ТГ2. Після цього виходи обох тахогенераторів електрично з'єднують із входами компаратора К1, вихід якого, своєю чергою, електрично з'єднують із другими входами суматора С1 і компаратора К2. Далі, за допомогою приводів ПЛ1 і ПЛ2 вантаж піднімають на висоту, достатню для його горизонтального переміщення, і приводами обох візків Т1 і Т2 переміщують його в необхідну позицію. Потім за допомогою приводів ПЛ1 і ПЛ2, обертаючи барабани лебідок БЛ1 і БЛ2 у зворотний бік, вантаж опускають. Швидкість підйому і опускання вантажу встановлюють задатчиком ЗДЧ.

Якщо в процесі роботи приводів ПЛ1 і ПЛ2 лебідок швидкості підйому або опускання кінців вантажу будуть однакові, то сигнали на виходах обох тахогенераторів будуть однаковими, на виході компаратора К1 сигнал буде відсутній, і вантаж буде переміщатися без перекосу під дією напруги, заданої задатчиком ЗДЧ. Якщо виникає перекіс внаслідок випередження приводу лебідки ПЛ1, то ТГ1 почне видавати напругу більшу, ніж напруга ТГ2, внаслідок чого на виході компаратора К1 з'явиться напруга ΔU , що буде зменшувати напругу від задатчика для приводу ПЛ1 у компараторі К2 на величину ΔU та збільшуватиме напругу від задатчика для приводу ПЛ2 у суматорі С1 на величину ΔU . Зрештою випереджальний привід сповільниться, а відстаючий привід - прискориться.

Якщо в процесі роботи приводів ПЛ1 і ПЛ2 виникне перекіс через випередження приводу лебідки ПЛ2, то ТГ2 почне видавати напругу більшу, ніж ТГ1, на виході компаратора К1 виникне негативний сигнал $-\Delta U$, що буде збільшувати напругу на привід ПЛ1, збільшуючи напругу на виході з компаратора К1 та зменшувати керувальну напругу на привод лебідки ПЛ2 в суматорі С1 доти, доки перекіс вантажу не буде усунуто.

Таким чином, під час роботи кранів перекіс вантажу буде усуватися

шляхом регулювання задавальної напруги для кожного приводу напругою коригувальною або в бік прискорення приводу, або - в бік уповільнення. Це призведе до підвищення точності та безпеки позиціонування вантажу (не буде потрібно вивіряти його положення після доставки в потрібну позицію).

З плюсів цієї системи управління варто відзначити універсальність методу: цю систему можна застосовувати не тільки для приводів лебідок механізму підйому вантажу, а й для приводів механізму пересування двох візків або двох кранів. У такому разі тахогенератори необхідно встановити на неprivідні колеса візка або крана.

Однак у розробленого методу узгодження руху приводів є і незаперечний мінус: необхідно використовувати два тахогенератори, які завжди будуть давати деяку похибку внаслідок певної різниці характеристик двох електричних машин. Не буває двох абсолютно однакових машин, а отже, і неможливо домогтися абсолютно ідентичних характеристик (зокрема й вихідних сигналів), що може призводити до деяких неточностей у роботі системи.

2.3.2 Розроблення системи керування кранами із застосуванням аналогових датчиків кута нахилу (інклінометрів)

Для розробленої системи управління прийнято аналогову систему управління із застосуванням електронного датчика рівня.

На малюнку 2.4 показано схему запропонованої системи керування кранами.

Кран 1 з візком (Т1) і кран 2 з візком (Т2), відповідно першу (ПЛ1) і другу (ПЛ2) лебідки з електроприводами, встановлені, відповідно, на першій (Т1) і другій (Т2) візках, перший і другий вантажні канати, верхні кінці яких прикріплено до барабанів (БЛ1) і (БЛ2), відповідно, першої й другої лебідок,

а нижні кінці оснащено гаковими підвісками, електронний рівень (Ел. рівень), виконаний у вигляді дільника напруги з двома виходами, що встановлюється на траверсі, закріпленої на гакових підвісках, задатчик напруги (ЗДЧ).рівень), виконаний у вигляді дільника напруги з двома виходами, що встановлюється на траверсі, закріпленій на гакових підвісках, задатчик напруги (ЗДН), в який інтегрований перетворювач "код-напруга", і перший (С1) та другий (С2) двовходові суматори напруг, при цьому вихід задатчика сполучено безпосередньо з першими входами сумматорів і через адаптер (АД) - із входом електронного рівня, перший вихід рівня з'єднано з другим входом першого суматора, другий вихід - з другим входом другого суматора, вихід першого суматора з'єднано з керувальним входом електроприводу першої лебідки, а вихід другого суматора - з керувальним входом електроприводу другої лебідки.

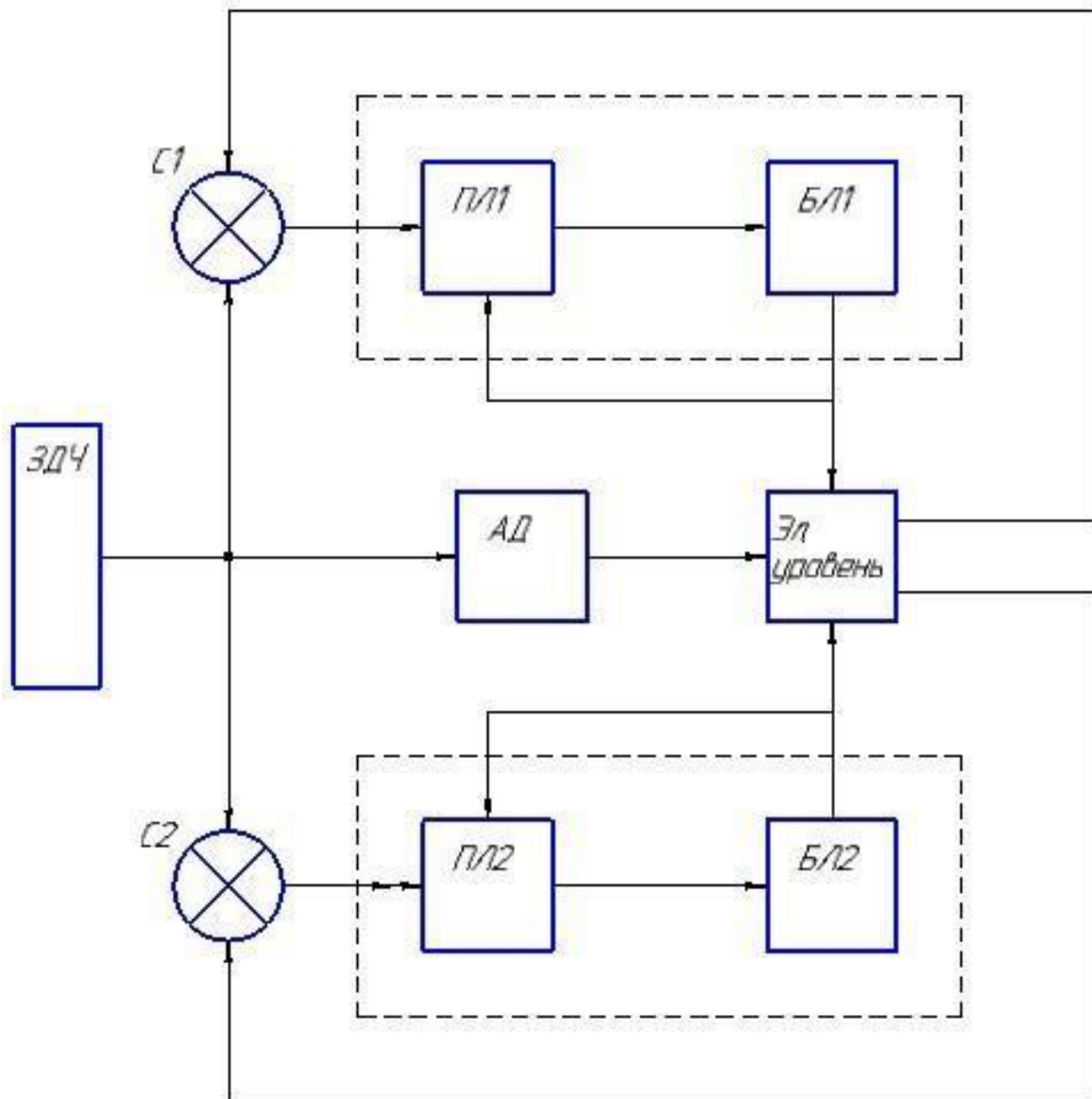


Рисунок 2.4 - Аналогова схема керування кранами із застосуванням аналогового датчика кута нахилу (інклінометра):

ЗДЧ - задатчик напруги; ПЛ - привід лебідки механізму підйому вантажу; БЛ - барабан лебідки; АД - адаптер; Ел.рівень - електронний аналоговий датчик кута нахилу (інклінометр), С - суматор.

Електронний рівень електрично з'єднаний із суматорами С1 і С2 та адаптером АД. За допомогою приводів ПЛ1 і ПЛ2 вантаж піднімають на висоту, достатню для його горизонтального переміщення, і приводами обох візків Т1 і Т2 переміщують його в потрібну позицію. Потім за допомогою

приводів ПЛ1 і ПЛ2, обертаючи барабани лебідок БЛ1 і БЛ2 у зворотний бік, вантаж опускають. Швидкість підйому

і опускання вантажу встановлюють задатчиком ЗДЧ.

Якщо в процесі роботи приводів ПЛ1 і ПЛ2 лебідок швидкості підйому або опускання траверси будуть однакові, то вантаж буде переміщатися без перекосу під дією напруги, заданої задатчиком, і напруг $U/2$, що формуються на виходах електронного рівня. Якщо виникає перекіс, то на одному з виходів електронного рівня напруга стане рівною $U/2 - \Delta U$, а на іншому - $U/2 + \Delta U$, де ΔU - величина, зумовлена перекосом вантажу. У результаті один із приводів ПЛ1 або ПЛ2 лебідок прискориться, а інший - сповільниться, що призведе до усунення перекосу.

Таким чином, під час роботи пропонованого крана перекіс траверси відбуватися не буде. Це спричинить підвищення точності та безпеки позиціонування вантажу (не буде потрібно вивіряти її положення після доставки в необхідну позицію).

Однак, незважаючи на простоту конструкції та відсутність складних особливостей в експлуатації, описана аналогова система, як і будь-яка інша, має суттєвий недолік - слабку перешкодозахищеність. Такого недоліку позбавлені кодові системи управління, викладені далі.

2.3.3 Розроблення системи керування кранами із застосуванням цифрових датчиків кута нахилу (інклінометрів)

Для системи управління кранами прийнято цифроаналогову систему управління із застосуванням електронного датчика рівня.

На малюнку 2.5 показано схему пропонованої системи керування кранами.

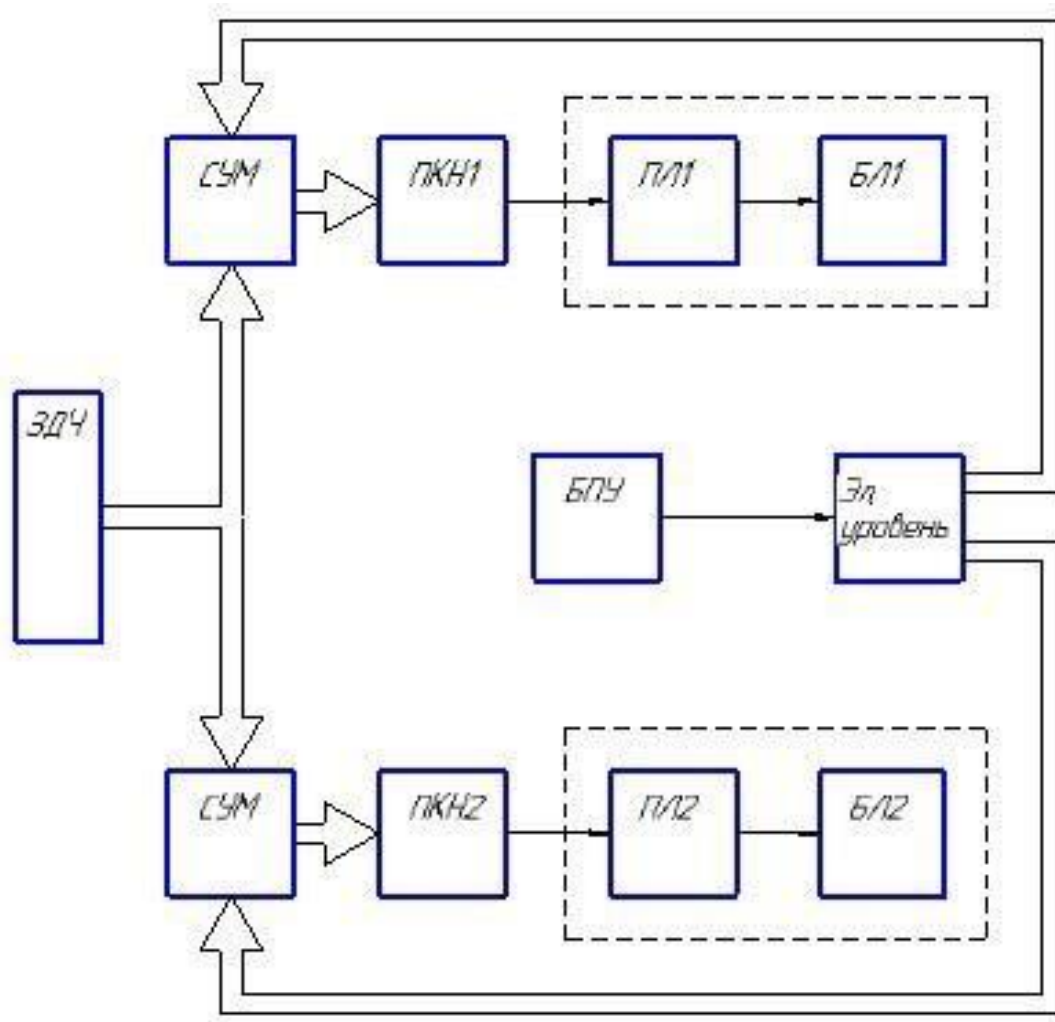


Рисунок 2.5 - Цифроаналогова схема керування кранами із застосуванням цифрового датчика кута нахилу (інклінометра)

ЗДЧ - задатчик напруги; ПЛ - привід лебідки механізму підйому вантажу; БЛ - барабан лебідки; БПЕ - блок живлення електронного рівня; рівень - електронний аналоговий датчик кута нахилу (інклінометр), СУМ - суматор, ПКН - перетворювач "код-напруга".

Широкими стрілками представлено кодифікований сигнал, тонкими стрілками - аналоговий сигнал.

Кран 1 з візком (Т1) і кран 2 з візком (Т2), відповідно позначимо першу (ПЛ1) і другу (ПЛ2) лебідки з електроприводами, встановлені, відповідно, на першому (Т1) і другому (Т2) візках, перший і другий вантажні канати,

верхні кінці яких прикріплені до барабанів (БЛ1) і (БЛ2), відповідно, першої та другої лебідок, а нижні кінці оснащені гаковими підвісками, перший (СУМ1) і другий (СУМ2) двовходові суматори кодів, електронний рівень (Ел.рівень) з двома виходами, що встановлюється на траверсі, перший вихід якого з'єднаний з другим входом першого суматора кодів (СУМ1), а другий вихід - з'єднаний з другим входом другого суматора кодів (СУМ2), задавач переміщення (ЗДЧ), вихід якого з'єднаний з першими входами першого (СУМ1) та другого (СУМ2) двовхідних суматорів кодів, при цьому вихід першого суматора з'єднаний із входом першого перетворювача "код-напруга" (ПКН1), який видає керівний сигнал у вигляді напруги на привід лебідки ПЛ1, вихід другого суматора з'єднаний із входом другого перетворювача "код-напруга" (ПКН2), який видає керівний сигнал у вигляді напруги на привод лебідки ПЛ2, і блок живлення рівня.

Під час використання системи вантаж, що підлягає пересуванню, закріплюють до траверси, на якій встановлюють електронний рівень. Після цього електронний рівень електрично з'єднують із блоком живлення рівня БПУ та суматорами СУМ1 і СУМ2. Далі, за допомогою приводів ПЛ1 і ПЛ2 вантаж піднімають на висоту, достатню для його горизонтального переміщення, і приводами обох візків Т1 і Т2 переміщують його в необхідну позицію. Потім за допомогою приводів ПЛ1 і ПЛ2, обертаючи барабани лебідок БЛ1 і БЛ2 у зворотний бік, вантаж опускають. Швидкість підйому і опускання вантажу встановлюють задатчиком ЗДЧ.

Якщо в процесі роботи приводів ПЛ1 і ПЛ2 лебідок швидкості підйому або опускання кінців траверси будуть однакові, то вантаж буде переміщатися без перекосу під дією керувального сигналу, який буде сформований на виході з кожного суматора СУМ1 і СУМ2 у вигляді суми кодових комбінації, що надійшли від задатчика і від цифрового датчика рівня. Кодова комбінація, що надійшла в ПКН1 від СУМ1, буде перетворена на аналоговий сигнал у вигляді напруги, за допомогою якого буде управлятися привід лебідки ПЛ1. Кодова комбінація, що надійшла в ПКН2 від СУМ2, буде перетворена в

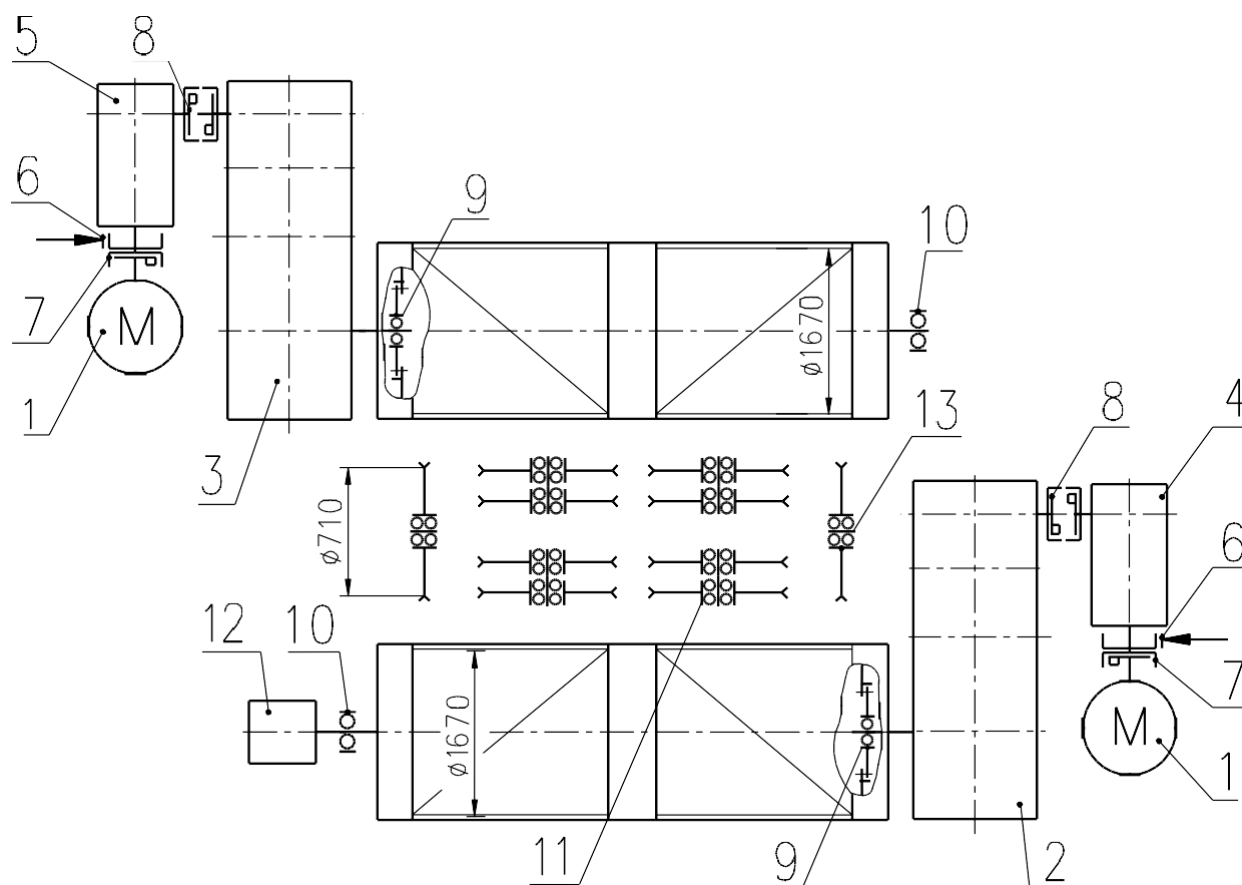
аналоговий сигнал у вигляді напруги, за допомогою якої буде управлятися привід лебідки ПЛ2. Оскільки перекіс траверси відсутній, то кодові комбінації від цифрового датчика рівня в обидвасуматори СУМ1 і СУМ2 будуть надходити однакові, а значить обидва приводи лебідок ПЛ1 і ПЛ2 отримають однакові сигнали управління.

Якщо один привід почне випереджати інший, то на виходах цифрового датчика рівня з'являться різні сигнали: на виході, що йде до приводу, який відстає, величина коду буде більшою, ніж на виході, що йде до приводу, який випереджає. Звідси випливає, що в суматорі з боку приводу, що відстає, надбавка від датчика рівня до кодової комбінації від задатчика буде більшою, ніж у суматорі приводу, що випереджає. Раз надбавка в різних суматорах стає різною, то і напруга на виході з ПКН1 і ПКН2 стане різною: з боку приводу, що відстає, керівна напруга стане більшою, ніж з боку приводу, що випереджає, що призведе до розгону приводу, що відстає, доти, доки не буде усунуто перекіс вантажу і датчик кута нахилу не почне знову показувати однакові сигнали на обидва приводи.

Таким чином, під час роботи пропонованого крана перекіс вантажу відбуватися не буде. Це спричинить підвищення точності та безпеки позиціонування вантажу.

Варто зазначити, що хоча точність роботи кодової системи суттєво залежить від дискретності датчиків, що є деяким недоліком, проте з розвитком технічного рівня розвитку техніки навіть недорогі датчики досягли такого рівня, що дискретність їх задовольняє вимогу раціональної точності.

3 МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ Г.П. 500 т



1 - Електродвигун K21F315S6, IM 1001;

$N = 75$ кВт, $n = 985$ об/хв, 400 В; 50 Гц;

2 - Редуктор X3FS320/HH/B; IMM1-F1; $i=100$; i_1

Розташування валів: 14;

3 - Редуктор X3FS320/HH/B; IMM1-F1; $i=100$; i_1

Розташування валів: 23;

4 - Редуктор X2KS100/B; IMM1-F1; $i=9$; i_2

Розташування валів: 03;

5 - Редуктор X2KS100/B; IMM1-F1; $i=9$; i_2

Розташування валів: 04;

6 - Гальмо TGE-300-02 T2;

7 - Напівмуфта зубчаста - 10000;

8 - Муфта зубчаста - 25000;

9 - Муфта TCB-HD-4200-B03;

10 - Підшипник 3534;

11 - Підшипник 2097944;

12 - Вимикач УБ-250А T2;

13 - Датчик сили ДСТ-Б2.0600-090.

Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму головного підйому г.п. 500 т

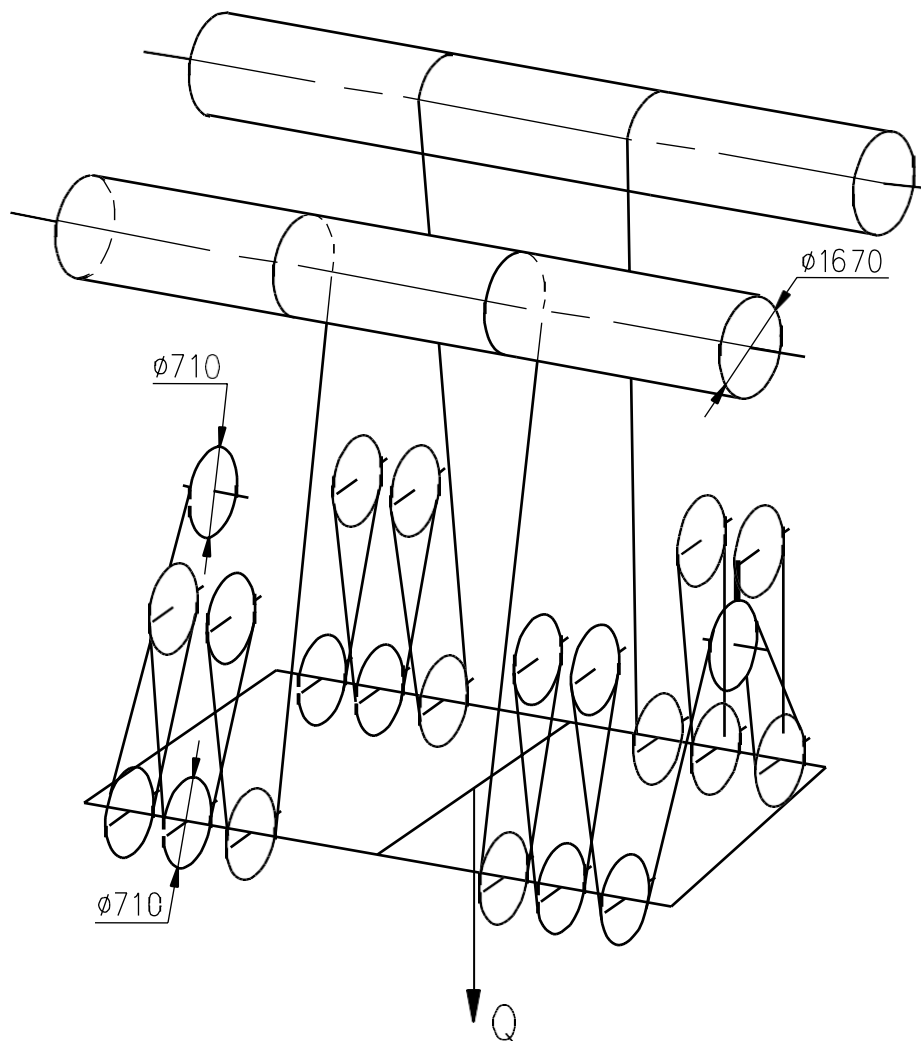


Рисунок 3.2 - Схема запасування каната механізму головного підйому г.п. 500 т

Таблиця 3.1 - Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Група режиму роботи механізму	МЗ	
Вантажопідйомність механізму, т	Q	500
Розрахункова маса підвіски, т	m_p	10
Максимальна швидкість підйому, м/хв	v	1
Висота підйому, м	H	40
Кратність поліспада	m	6

3.1 Вибір вантажного каната

Найбільше зусилля в гілці каната:

$$S = \frac{(Q + m_p) \cdot g}{\eta_1 \cdot a} + q_k \cdot H \cdot g \cdot 10^{-3} = \frac{(500+10) \cdot 9,81}{0,95 \cdot 24} + 4,86 \cdot 40 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 221,3 \text{ кН} \quad (3.1)$$

Де η_1 - ККД поліспаста, $\eta_1 = 0,95$;

a - кількість гілок, на яких підвішений вантаж, $a = 24$;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

q_k - погонна маса змащеного каната, $q_k = 4,86 \text{ кг/м}$;

d_k - діаметр каната, $d_k = 34 \text{ мм}$;

Розривне зусилля в гілці каната:

$$S_p = Z_p \cdot S \leq [S]_p \quad (3.2)$$

$$S_p = 3,55 - 221,3 = 785,6 < 807,5 \text{ кН}$$

Де Z_p - коефіцієнт використання каната, $z_p = 3,55$;

За розривним зусиллям обираємо канат подвійного звивання типу ЛК-3 конструкції 6х25(1+6;6+12)+7х7(1+6).

Канат 34 - Г - В - С - Н - Р - 1860

Таблиця 3.2 - Характеристика каната.

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	34
Маркувальна група каната, МПа	1860
Розривне зусилля каната, кН	807,5

3.2 Вибір діаметрів барабана і блоків

Мінімальний діаметр барабана по середній лінії навитого каната:

$$D_1^{\min} = H_1 \cdot d_k = 14 \cdot 34 = 476 \text{ мм} \quad (3.3)$$

Де H_1 - коефіцієнт вибору діаметра барабана, $H_1 = 14$;

Конструктивно приймаємо діаметри барабана:

по дну канавки $D_1 = 1670 \text{ мм}$,

по середній лінії каната $D'_1 = 1704 \text{ мм}$.

Мінімальний діаметр блоків підвіски і верхніх блоків по середній лінії навитого каната:

$$D_2^{\min} = H_2 \cdot d_k = 16 \cdot 34 = 544 \text{ мм} \quad (3.4)$$

Де H_2 - коефіцієнт вибору діаметра барабана, $H_2 = 16$;

Конструктивно приймаємо діаметри блоків:

по дну канавки $D_2 = 710 \text{ мм}$,

по середній лінії каната $D'_2 = 744 \text{ мм}$.

3.3 Вибір електродвигуна

ККД механізму підйому:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta^2 = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,85 \quad (3.5)$$

Де η_2 - ККД барабана на підшипниках кочення, $\eta_2 = 0,98$;

η_3 - ККД редуктора X3FS320/HH/B, $\eta_3 = 0,96$;

η_4 - ККД редуктора X2KS100/B, $\eta_4 = 0,97$;

η_5 - ККД муфти зубчастої, $\eta_5 = 0,99$

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$N_p = \frac{(Q + m_p + 4 \cdot q_k \cdot H \cdot 10^{-3}) \cdot g \cdot v}{60 \cdot z_m \cdot \eta} = \frac{(500 + 10 + 4 \cdot 4,86 \cdot 40 \cdot 10^{-3}) \cdot 9,81 \cdot 1}{60 \cdot 2 \cdot 0,85} = 49,1 \text{ кВт} \quad (3.6)$$

Де z_m - кількість приводів (кількість електродвигунів), $z_m = 2$

За розрахунковою статичною потужністю встановлюємо електродвигун фірми VEM K21F315S6 (Див. Рис. 3.3; Таб. 3.3).

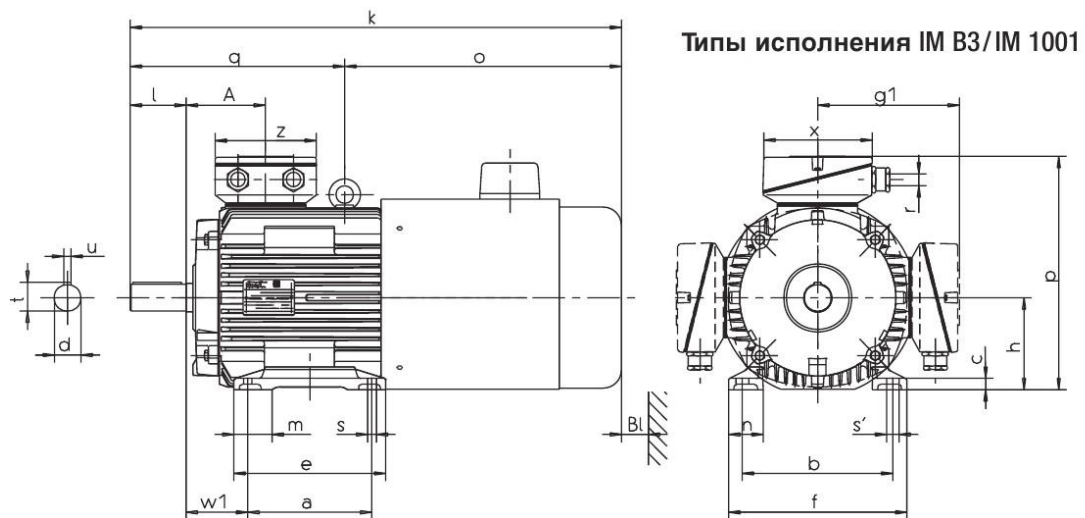


Рисунок 3.3 - Схема електродвигуна

Таблиця 3.3 - Характеристика електродвигуна.

Параметри	Позначення	Величина
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	75
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	n	985
Номінальний момент електродвигуна, Н-м:	M_n	731
Кратність максимального моменту	$\psi_{\max}$	2,4

Максимальний момент електродвигуна:

$$M_{\max} = M_n \cdot \psi_{\max} = 731 \cdot 2,4 = 1754 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.7)$$

Фактичний коефіцієнт запасу потужності електродвигуна

$$k_f = \frac{N}{N_p} = \frac{75}{49,1} = 1,53 \quad (3.8)$$

3.4 Вибір механічної передачі

Необхідне передавальне число механізму:

$$U = \frac{\pi \cdot D_1' \cdot n}{m \cdot v} \cdot 10^{-3} = \frac{3,14 \cdot 1704 \cdot 985}{6 \cdot 1} \cdot 10^{-3} = 878,8 \quad (3.9)$$

Встановлено редуктор фірми SEW-EURODRIVE X3FS320/HH/B.

Таблиця 3.4 - Характеристика редуктора.

Параметри	Позначення	Величина
Номінальне передавальне відношення редуктора	U_1	100
Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н-м	$[M]_1$	475000
Номінальне консольне навантаження на тихохідному валу редуктора, кН	$[P]_1$	400
Максимальна частота обертання швидкохідного вала, об/хв	$[n_1]$	1000

Як передредуктор встановлено конічно-циліндричний редуктор фірми SEW-EURODRIVE X2KS100.

Таблиця 3.5 - Характеристика передредуктора.

Параметри	Позначення	Величина
Номінальне передавальне відношення редуктора	U_2	9
Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н-м	$[M]_2$	5950
Номінальне консольне навантаження на тихохідному валу редуктора, кН	$[P]_2$	17
Максимальна частота обертання швидкохідного вала, об/хв	$[n_2]$	1000

Фактичне передавальне число механізму:

$$U_f = U_1 \cdot U_2 = 100 \cdot 9 = 900 \quad (3.10)$$

Фактична швидкість підйому:

$$v_f = \frac{\pi \cdot D_1' \cdot n}{m \cdot i_f} \cdot 10^{-3} = \frac{3,14 \cdot 1704 \cdot 985}{6 \cdot 900} \cdot 10^{-3} = 0,98 \text{ м/мин} \quad (3.11)$$

Відхилення фактичної швидкості підйому від заданої:

$$\Delta v = \frac{v - v_f}{v} \cdot 100 = \frac{1 - 0,98}{1} \cdot 100 = 2 \% \quad (3.12)$$

3.5 Вибір гальма

Необхідний гальмівний момент:

$$M_t = k_t \cdot \frac{(Q + m_p + 2 \cdot q_k \cdot H \cdot m \cdot 10^{-3}) \cdot g \cdot D_1'}{2 \cdot z_t \cdot m \cdot i_f} \cdot \eta' \quad (3.13)$$

$$M_t = 1,6 \cdot \frac{(500 + 10 + 2 \cdot 4,86 \cdot 40 \cdot 6 \cdot 10^{-3}) \cdot 9,81 \cdot 1704}{2 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 900} \cdot 0,925 = 587 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Де z_t - кількість гальм на приводі, $z_t = 2$;

k_t - коефіцієнт запасу гальмування, $k_t = 1,6$

ККД механізму під час гальмування:

$$\eta' = \frac{1 + \eta}{2} = \frac{1 + 0,85}{2} = 0,925 \quad (3.14)$$

За необхідним гальмівним моментом встановлюємо гальмо ТГЕ-300-02 Т2 з максимальним гальмівним моментом $[M_t] = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3.6 Крутильні моменти на валах механізму

Крутний момент на барабані (M_1) і на тихохідному валу редуктора X3FS320/HH/B (M_2):

$$M_1 = M_2 = \frac{S \cdot D_1'}{\eta_2} = \frac{221,3 \cdot 1704}{0,98} = 384791 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.15)$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора X3FS320/B:

$$M_3 = \frac{M_2}{i_1 \cdot \eta_3} = \frac{384791}{100 \cdot 0,96} = 4008 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.16)$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора X2KS100/B:

$$M_4 = \frac{M_3}{\eta_5} \leq [M_2] = \frac{4008}{0,99} = 4048 \leq 384791 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.17)$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора X2KS100/B:

$$M_5 = \frac{M_4}{i_2 \cdot \eta_4} = \frac{4048}{9 \cdot 0,97} = 464 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.18)$$

Крутний момент на валу електродвигуна:

$$M_6 = \frac{M_5}{\eta_5} \leq M_n = \frac{464}{0,99} = 469 \leq 731 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.19)$$

3.7 Перевірка муфт механізму підйому

Фактичний коефіцієнт запасу міцності муфти TCB-HD-4200-B03, що з'єднує барабан із редуктором:

$$k_{m1} = \frac{[M_m]_1}{M_2} \geq [k_m]_1 =$$

$$\frac{625000}{384791} = 1,6 \geq 1,12$$

Де $[M_m]_1$ - допустимий крутний момент муфти ТСВ-HD-4200-B03, що з'єднує

барабан із редуктором, $[M_m] = 625000$ Н-м;

$[k_m]_1$ - коефіцієнт запасу міцності муфти (для групи режиму роботи

механізму МЗ), $[k_m]_1 = 1,12$

Фактичний коефіцієнт запасу міцності муфти зубчастої - 25000, що з'єднує редуктори:

$$k_{m2} = \frac{[M_m]_2}{M_4} \geq [k_m]_2 = \frac{25000}{4048} = 6,2 \geq 1,3 \quad (3.21)$$

Де $[M_m]_2$ - допустимий крутний момент муфти зубчастої - 25000, що з'єднує

редуктори, Н-м, $[M_m]_2 = 25000$ Н-м;

$[k_m]_2$ - коефіцієнт запасу міцності муфти (для групи режиму роботи

механізму МЗ), $[k_m]_2 = 1,3$

Фактичний коефіцієнт запасу міцності напівмуфти зубчастої - 10000, встановленої на валу електродвигуна:

$$k_{m3} = \frac{[M_m]_3}{M_6} \geq [k_m]_2 = \frac{10000}{731} = 21,3 \geq 1,3 \quad (3.22)$$

Де $[M_m]_3$ - допустимий крутний момент напівмуфти зубчастої - 10000, що

з'єднує редуктори, $[M_m] = 10000$ Н-м;

Муфта зубчаста - 25000 і напівмуфта зубчаста - 10000 обрані конструктивно, відповідно до розмірів валів, що з'єднуються.

3.8 Розрахунок нарізки барабана

Розрахунок проводиться для нарізання на одній стороні барабана (правій або лівій).

Повна кількість витків нарізки:

$$z = z_c + z_1 + z_2 = 45 + 2 + 2 = 49 \quad (3.23)$$

Де z_c - кількість робочих витків нарізки:

$$z_c = \frac{L_r}{\pi \cdot D_1} \cdot 10^3 = \frac{240}{\pi \cdot 1704} \cdot 10^3 = 45 \quad (3.24)$$

L_f - робоча довжина каната, що намотується на один бік барабана:

$$L_r = H \cdot m = 40 \cdot 6 = 240 \text{ м} \quad (3.25)$$

z_1 - кількість додаткових (розвантажувальних) витків нарізки барабана, на яких має залишатися канат після опускання підвіски в крайнє нижнє положення, $z_1 = 2$;

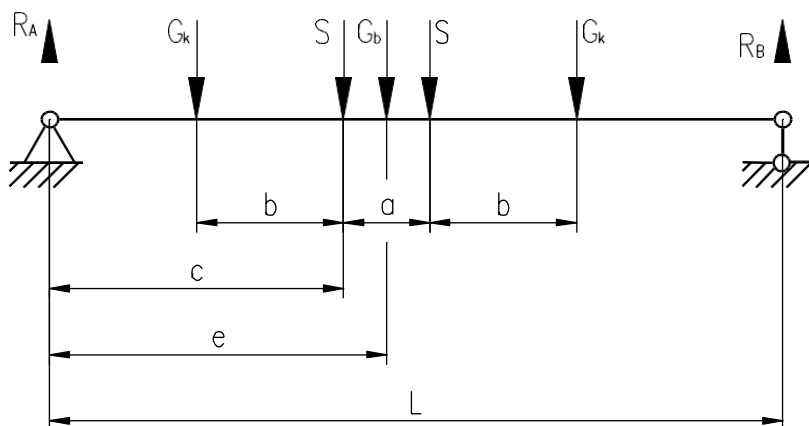
z_2 - кількість запасних витків нарізки, які повинні залишатися порожніми після підйому підвіски в крайнє верхнє положення (на випадок витяжки каната), $z_2 = 2$.

Довжина нарізки:

$$l_t = z \cdot t = 49 \cdot 38 = 1862 \text{ мм} \quad (3.26)$$

Де t - крок нарізки, $t = 38 \text{ мм}$:

3.9 Розрахунок навантажень на опори барабана



$$L=4411 \text{ мм}, a=200 \text{ мм}, b=931 \text{ мм}, c=2002 \text{ мм}, e=2012 \text{ мм}$$

Рисунок 3.3 - Розрахункова схема навантажень на барабан

Реакція опори А підшипника, з боку редуктора (див. рисунок 3.3):

$$R_A = \frac{(S + G_k) \cdot (2 \cdot L - 2 \cdot c - a) + G_b \cdot (L - e)}{L} \quad (3.27)$$

$$R_A = \frac{(221,3 + 11,4) \cdot (2 \cdot 4411 - 2 \cdot 2002 - 200) + 90 \cdot (4411 - 2012)}{4411} = 290,7 \text{ кН}$$

Де G_k - розрахункове навантаження від ваги каната:

$$G_k = q_k \cdot L_r \cdot g \cdot 10^{-3} = 4,86 \cdot 240 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 11,4 \text{ кН} \quad (3.28)$$

G_b - розрахункове навантаження від ваги барабана, $G_b = 90 \text{ кН}$

Реакція опори В підшипника (див. рисунок 3.3):

$$R_B = \frac{(S + G_k) \cdot (2c + a) + G_b \cdot e}{L} \quad (3.29)$$

$$R_B = \frac{(221,3 + 11,4) \cdot (2 \cdot 2002 + 200) + 90 \cdot 2012}{4411} = 264,7 \text{ кН}$$

3.10 Перевірка підшипника барабана і блоків

Приймаємо підшипник 3534

$$X = 1, X_0 = 1$$

Статична вантажопідйомність, $C_0 = 1390$ кН

Динамічна вантажопідйомність, $C = 952$ кН

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 \cdot R_B \leq C_0 = 1 \cdot 264,7 = 264,7 \leq 1390 \text{ кН} \quad (3.30)$$

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = X \cdot R_B \cdot k_K \cdot k_b \cdot k_t = 1 \cdot 254,7 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 317,6 \text{ кН} \quad (3.31)$$

Де k_K - кінематичний коефіцієнт, $k_K = 1$;

k_b - коефіцієнт динамічності для механізмів, k_b

$= 1,2$; k_t - температурний коефіцієнт, $k_t = 1$

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_b} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \geq L = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{952}{317,6} \right)^{\frac{10}{3}} = 64720 \geq 1600 \text{ час} \quad (3.32)$$

Де n_b - частота обертання барабана:

$$n_b = \frac{n}{i_f} = \frac{1000}{900} = 1,1 \text{ об/мин} \quad (3.33)$$

для розрахунку приймаємо $n_b = 10$ об/хв.

p - показник ступеня для роликотпідшипників, $p = 10/3$.

L - необхідна довговічність підшипників для класу використання механізму ТЗ, $L = 1600$ год.

Для блоків приймаємо підшипник 2097944

$$X = 1, X_0 = 1$$

Статична вантажопідйомність, $C_0 = 1721,7$ кН

Динамічна вантажопідйомність, $C = 713$ кН

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = 2 \cdot S \cdot X_0 \leq C_0 = 2 \cdot 221,3 \cdot 1 = 442,6 \leq 1721,3 \text{ кН} \quad (3.34)$$

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = 2 \cdot S \cdot X \cdot k_K \cdot k_b \cdot k_t = 2 \cdot 221,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 531,1 \text{ кН} \quad (3.35)$$

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{b1}} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \geq L = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{713}{531,1} \right)^{\frac{10}{3}} = 4449 \geq 1600 \text{ час} \quad (3.36)$$

Де n_{b1} - частота обертання барабана:

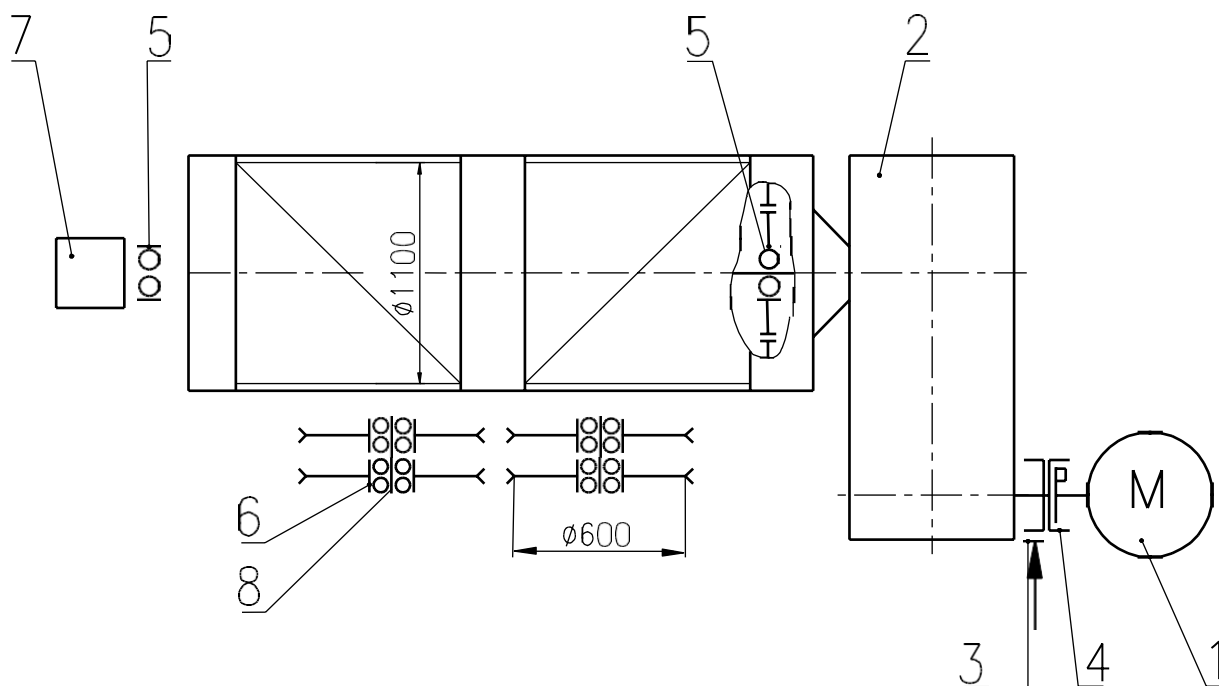
$$n_{bl} = \frac{m \cdot v_f}{\pi \cdot D_2'} \cdot 10^3 = \frac{6 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 744} \cdot 10^3 = 2,5 \text{ об/мин} \quad (3.37)$$

для розрахунку приймаємо $n_{b1} = 10$ об/хв.

p - показник ступеня для роликотітшипників, $p = 10/3$.

L - необхідна довговічність підшипників для класу використання механізму ТЗ, $L = 1600$ год.

4 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ Г.П. 80 Т

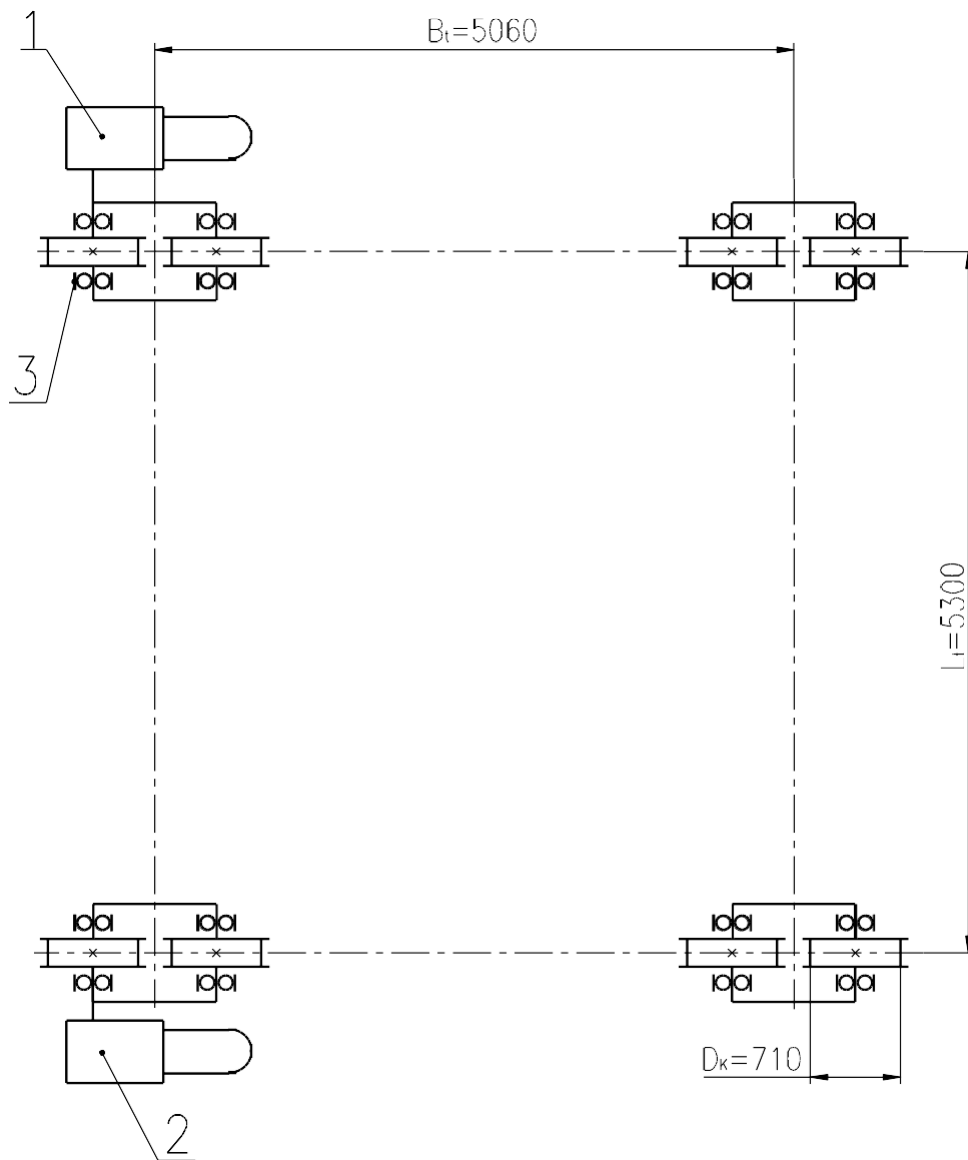


- | | |
|--|----------------------------------|
| 1 - Електродвигун К21F315S6, ІМ 1001; | 5 - Підшипник 3522; |
| $N = 75 \text{ кВт}$, $n = 985 \text{ об/хв}$, 400 В ; 50 Гц ; | 6 - Підшипник 234; |
| 2 - Редуктор Х4FA240/В; ІМ М1-F1; $i = 224$; | 7 - Вимикач УБ-250А Т2; |
| 3 - Гальмо ТГЕ-400-02 Т2; | 8 - Датчик сили ДСТ-Б3.0500-029. |
| 4 - Напівмуфта зубчаста - 10000; | |

Рисунок 4.4 - Кінематична схема механізму допоміжного підйому г.п. 80 т

Механізм допоміжного підйому г.п. 80 т - застосований з крана аналога. Оскільки в тандемному підйомі він не бере участі, розрахунок його не проводився

5 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА



1. Мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH
 $N = 15 \text{ кВт}$, $n = 1470 \text{ об/хв}$; $i = 206$; IM M3B;

2. Мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH
 $N = 15 \text{ кВт}$, $n = 1470 \text{ об/хв}$; $i = 206$; IM M3A;

3. Підшипник 3634

Рисунок 5.5 - Кінематична схема механізму пересування візка

Таблиця 5.2 - Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Група класифікації механізму за FEM	МЗ	
Маса номінального вантажу головного підйому, т	Q	500
Розрахункова маса візка, т	m_t	130
Розрахункова маса підвіски механізму головного підйому, т	m_p	10
Максимальна швидкість пересування візка, м/хв	v	16
Діаметр ходового колеса, мм	D_K	710
Загальна кількість коліс	n_k	8
Кількість приводних коліс	n_p	2
Тип приводу	роздільний	

5.1 Визначення опорів пересуванню візка

Повний статичний опір пересуванню:

$$W = W_1 + W_2 = 72,2 + 12,4 = 84,6 \text{ кН} \quad (5.1)$$

Де W_1 - опір пересуванню від сил тертя:

$$W_1 = (Q + m_t) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_1 + 2 \cdot \mu}{D_K} \cdot k_r = (500 + 130) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 170 + 2 \cdot 0,8}{710} \cdot 2 = 72,2 \text{ кН} \quad (5.2)$$

f - коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи вала $f = 0,015$;

d_1 - діаметр цапфи вала, $d_1 = 170$ мм;

μ - плече тертя кочення, $\mu = 0,8$ мм;

k_r - коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку, $k_r = 2$;

W_2 - опір від ухилу підвізкових шляхів:

$$W_2 = (Q + m_t) \cdot g \cdot i_y = (500 + 130) \cdot 9,81 \cdot 0,002 = 12,4 \text{ кН} \quad (5.3)$$

i_y - ухил підвізкового шляху, $i_y = 0,002$

5.2 Вибір мотор-редуктора

Необхідна статична потужність електродвигуна:

$$N = \frac{W \cdot v}{60 \cdot z_m \cdot \eta} = \frac{84,6 \cdot 16}{60 \cdot 2 \cdot 0,9} = 12,5 \text{ кВт} \quad (5.4)$$

Де z_m - кількість приводів, $z_m = 2$;

η - ККД мотор-редуктора, $\eta = 0,9$

Необхідна частота обертання вихідного вала (колеса):

$$n_a = \frac{v}{\pi \cdot D_k} \cdot 10^3 = \frac{16}{3,14 \cdot 710} \cdot 10^3 = 7,2 \text{ об/хв} \quad (5.5)$$

Встановлено мотор-редуктор фірми SEW-EURODRIVE

KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH

Таблиця 5.2 - Характеристики електродвигуна.

Параметри	Позначення	Величина
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	15
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	n	1470
Загальне передавальне число редукторів	i	206
Допустимий крутний момент на вихідному валу, Н-м	[M]	32000

Фактичний коефіцієнт запасу потужності електродвигуна:

$$k = \frac{N}{N_f} = \frac{15}{12,5} = 1,2 \quad (5.6)$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$v_f = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n \cdot 10^{-3}}{i} = \frac{3,14 \cdot 710 \cdot 1470 \cdot 10^{-3}}{206} = 15,9 \text{ м/хв} \quad (5.7)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої:

$$\Delta v = \frac{v - v_f}{v} \cdot 100\% = \frac{16 - 15,9}{16} = 0,6 \quad \% \quad (5.8)$$

Крутний момент на приводному валу колеса:

$$M = \frac{W \cdot D_K}{2 \cdot z_m} \leq [M] = \frac{84,6 \cdot 710}{2 \cdot 2} = 15017 \leq 32000 \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (5.9)$$

5.3 Розрахунок гальмівного моменту

Необхідний гальмівний момент на кожному гальмі:

$$M_t = \left(W_2 - \frac{W_1}{k_r} \right) \cdot \frac{D_K \cdot \eta}{2 \cdot z_m \cdot i} + \frac{n}{9,55} \cdot \left(1,2 \cdot (I_r + I_m) + \frac{(Q + m_t) \cdot D_K^2 \cdot \eta}{4 \cdot i^2 \cdot z_m} \cdot 10^{-3} \right) \leq [M_t] \quad (5.10)$$

$$M_t = \left(12,4 - \frac{72,2}{2} \right) \cdot \frac{710 \cdot 0,9}{2 \cdot 2 \cdot 206} + \frac{1470}{9,55} \times$$

$$\times \left(1,2 \cdot (0,059 + 0,064) + \frac{(500 + 130) \cdot 710^2 \cdot 0,9}{4 \cdot 206^2 \cdot 2} \cdot 10^{-3} \right) = 29 \leq 200 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

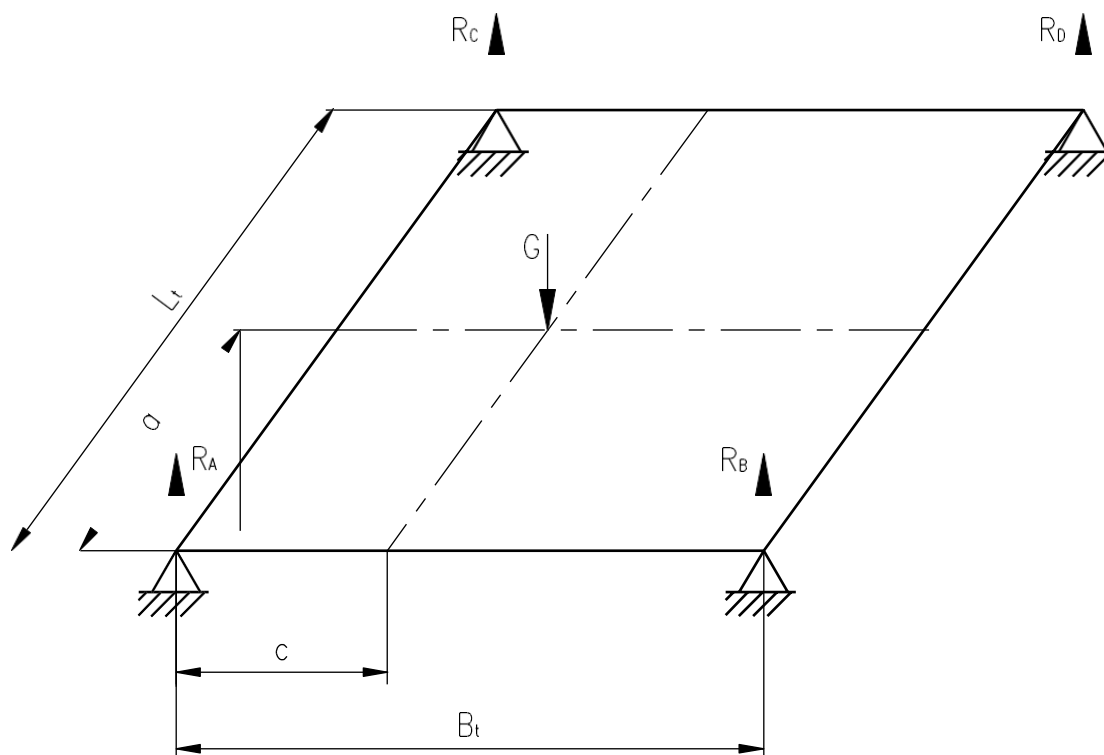
Де t_t - час гальмування, $t_t = 3,2$ с;

I_f - момент інерції ротора електродвигуна, $I_f = 0,059$ кг-м²

- момент інерції гальма, $I_m = 0,064$ кг-м²

Встановлюємо вбудоване гальмо в електродвигун ВЕ20 з максимальним гальмівним моментом $[M_t] = 200$ Н-м.

5.4 Розрахунок навантажень на балансири візка під час підйому номінального вантажу



$$L_t = 5300 \text{ мм}, B_t = 5060 \text{ мм}, a = 2650 \text{ мм}, c = 1700 \text{ мм}$$

Рисунок 5.6 - Розрахункова схема навантажень на опорні балансири візка

Навантаження на балансир А (див. рисунок 5.2):

$$M_t = \left(W_2 - \frac{W_1}{k_r} \right) \cdot \frac{D_K \cdot \eta}{2 \cdot z_m \cdot i} + \frac{n}{9,55} \cdot \left(1,2 \cdot (I_r + I_m) + \frac{(Q + m_t) \cdot D_K^2 \cdot \eta}{4 \cdot i^2 \cdot z_m} \cdot 10^{-3} \right) \leq [M_t] \quad (5.10)$$

$$M_t = \left(12,4 - \frac{72,2}{2} \right) \cdot \frac{710 \cdot 0,9}{2 \cdot 2 \cdot 206} + \frac{1470}{9,55} \times$$

$$\times \left(1,2 \cdot (0,059 + 0,064) + \frac{(500 + 130) \cdot 710^2 \cdot 0,9}{4 \cdot 206^2 \cdot 2} \cdot 10^{-3} \right) = 29 \leq 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Де G - вага номінального вантажу і підвіски механізму головного підйому:

$$G = (Q + m_p) \cdot g = (500 + 10) \cdot 9,81 = 5003,1 \text{ кН} \quad (5.12)$$

Навантаження на балансир В (див. рисунок 7.2):

$$R_B = \frac{(m_t - m_p) \cdot g}{4} + G \cdot \frac{(L_t - a) \cdot c}{L_t \cdot B_t} \quad (5.13)$$

$$R_B = \frac{(130 - 10) \cdot 9,81}{4} + 5003,1 \cdot \frac{(5300 - 2650) \cdot 1700}{5300 \cdot 5060} = 1134,75 \text{ кН}$$

Навантаження на балансир С (див. рисунок 5.2):

$$R_C = \frac{(m_t - m_p) \cdot g}{4} + G \cdot \frac{a \cdot (B_t - c)}{L_t \cdot B_t} \quad (5.14)$$

$$R_C = \frac{(130 - 10) \cdot 9,81}{4} + 5003,1 \cdot \frac{2650 \cdot (5060 - 1700)}{5300 \cdot 5060} = 1955,4 \text{ кН}$$

Навантаження на балансир D (див. рисунок 5.2):

$$R_D = \frac{(m_t - m_p) \cdot g}{4} + G \cdot \frac{a \cdot c}{L_t \cdot B_t} \quad (5.15)$$

$$R_D = \frac{(130 - 10) \cdot 9,81}{4} + 5003,1 \cdot \frac{2650 \cdot 1700}{5300 \cdot 5060} = 1134,75 \text{ кН}$$

Максимальне навантаження на колесо:

$$R_K = R_A / 2 = 1955,4 / 2 = 977,7 \text{ кН} \quad (5.16)$$

5.5 Перевірка підшипників механізму пересування візка

Приймаємо підшипник 3634

$X = 1$, $X_0 = 1$, $Y = 1,81$

Статична вантажопідйомність, $C_0 = 1920 \text{ кН}$

Динамічна вантажопідйомність, $C = 1460 \text{ кН}$

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 \cdot P_{\max} \leq C_0 = 1 \cdot 488,9 = 488,9 \leq 1920 \text{ кН} \quad (5.17)$$

Де $P_{\max}$ - максимальне навантаження на підшипник:

$$P_{\max} = R_K / 4 = 977,7 / 4 = 488,9 \text{ кН} \quad (5.18)$$

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \geq L = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{1460}{871,4} \right)^{\frac{10}{3}} = 9310 \geq 1600 \text{ час} \quad (5.19)$$

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (X \cdot k_k \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_b \cdot k_t = (1 \cdot 1 \cdot 533,9 + 1,81 \cdot 48,9) \cdot 1,4 \cdot 1 = 871,4 \text{ кН} \quad (5.20)$$

Де k_k - кінематичний коефіцієнт, $k_k = 1$;

k_b - коефіцієнт динамічності для механізмів, $k_b = 1,4$;

k_t - температурний коефіцієнт, $k_t = 1$;

F_r - радіальне навантаження на підшипник:

$$F_r = P_{\max} + \Delta N = 488,9 + 45 = 533,9 \text{ кН} \quad (5.21)$$

ΔN - додаткове радіальне навантаження на підшипник:

$$\Delta N = \frac{R \cdot D_K}{2 \cdot L} = \frac{48,9 \cdot 710}{2 \cdot 385} = 45 \text{ кН} \quad (5.22)$$

R - горизонтальний поперечний тиск на колесо:

$$R = 0,1 \cdot P_{\max} = 0,1 \cdot 488,9 = 48,9 \text{ кН} \quad (5.23)$$

L - відстань між підшипниками, $L = 385 \text{ мм}$

F_a - осьове навантаження на підшипник, $F_a = R = 48,9 \text{ кН}$

n_k - частота обертання колес

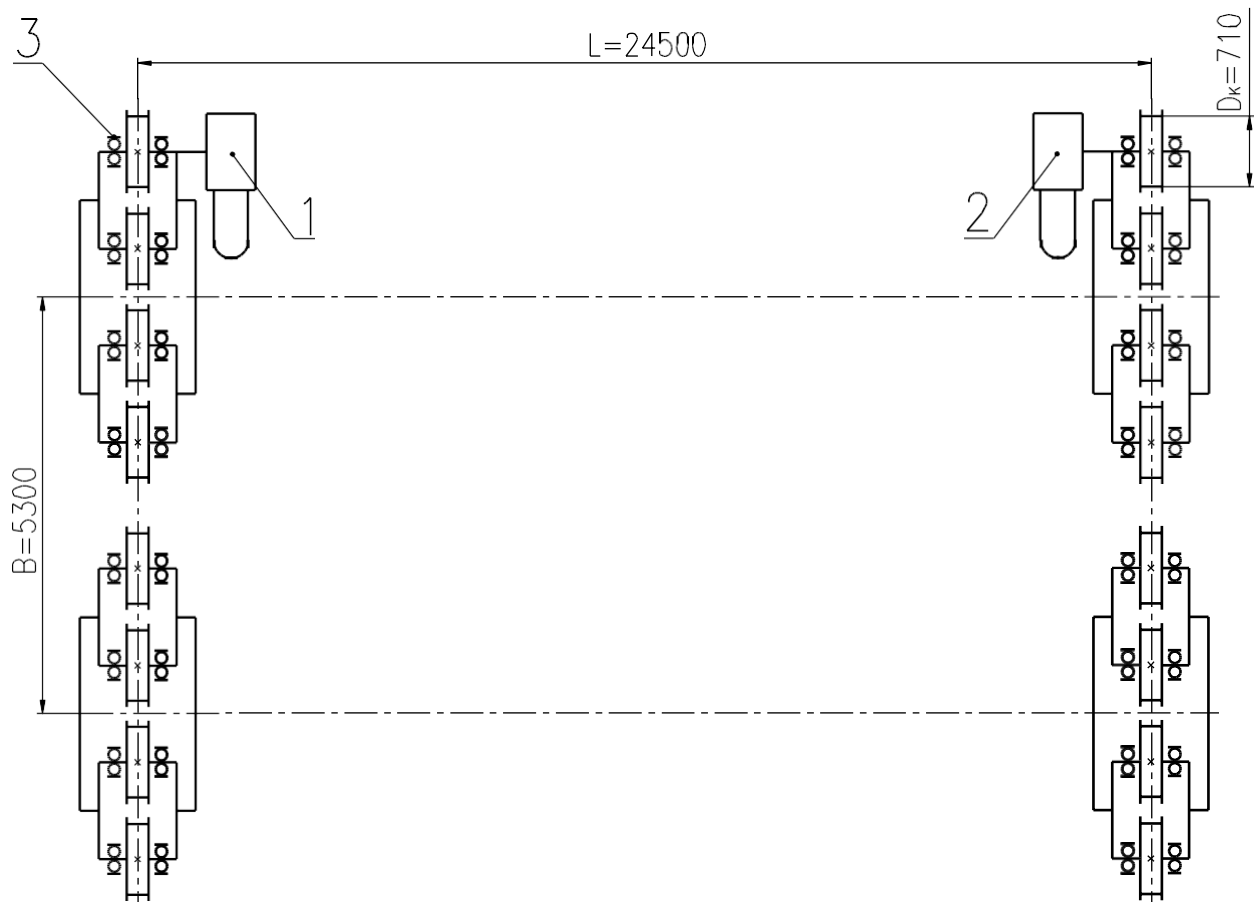
$$n_k = \frac{n}{i_f} = \frac{1470}{206} = 7,1 \text{ об/мин} \quad (5.24)$$

для розрахунку приймаємо $n_k = 10 \text{ об/хв.}$

p - показник ступеня для роликпідшипників, $p = 10/3$.

L - необхідна довговічність підшипників для класу використання механізму ТЗ, $L = 1600 \text{ год.}$

6. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА



1. Мотор-редуктор КА167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DHN = 15 кВт, $n = 1470$ об/хв; $i = 206$; ІМ МЗВ;
2. Мотор-редуктор КА167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DHN = 15 кВт, $n = 1470$ об/хв; $i = 206$; ІМ МЗА;
3. Підшипник 3634

Рисунок 6.7 - Кінематична схема механізму пересування крана

Параметри	Позначення	Величина
Група класифікації роботи механізму	МЗ	
Маса номінального вантажу головного підйому, т	Q	500
Розрахункова маса візка, т	m_t	130
Розрахункова маса крана, без візка, т	m_{cr}	230
Максимальна швидкість пересування крана, м/хв	v	16
Діаметр ходового колеса, мм	D_k	710
Загальна кількість коліс	n_k	16
Кількість приводних коліс	n_p	2
Тип приводу	роздільний	

6.1 Визначення опорів пересуванню крана

Повний статичний опір пересуванню:

$$W = W_1 + W_2 = 72,2 + 12,4 = 82,4 \text{ кН} \quad (6.1)$$

Де W_1 - опір пересуванню від сил тертя:

$$W_1 = (Q + m_{cr} + m_t) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_1 + 2 \cdot \mu}{D_k} \cdot k_r \quad (6.2)$$

$$W_1 = (500 + 230 + 130) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,015 \cdot 170 + 2 \cdot 0,8}{710} \cdot 1,5 = 74 \text{ кН}$$

f - коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи вала $f = 0,015$;

d_1 - діаметр цапфи вала, $d_1 = 170$ мм;

μ - плече тертя кочення, $\mu = 0,8$ мм;

k_r - коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку, $k_r = 1,5$; W_2

- опір від ухилу підкранових шляхів, кН:

$$W_2 = (Q + m_{cr} + m_t) \cdot g \cdot i_y = (500 + 230 + 130) \cdot 9,81 \cdot 0,001 = 8,4 \quad (6.3)$$

i_y - ухил підкранової колії, $i_y = 0,001$

6.2 Вибір мотор-редуктора

Необхідна статична потужність електродвигуна:

$$N = \frac{W \cdot v}{60 \cdot z_m \cdot \eta} = \frac{82,4 \cdot 16}{60 \cdot 2 \cdot 0,9} = 12,2 \text{ кВт} \quad (6.4)$$

Де z_m - кількість приводів, $z_m = 2$;

η - ККД мотор-редуктора, $\eta = 0,9$

Необхідна частота обертання вихідного вала (колеса):

$$n_a = \frac{v}{\pi \cdot D_K} \cdot 10^3 = \frac{16}{3,14 \cdot 710} \cdot 10^3 = 7,2 \text{ об/мин} \quad (6.5)$$

Встановлено мотор-редуктор фірми SEW-EURODRIVE

KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH

Таблиця 6.2 - Характеристики електродвигуна.

Параметри	Позначення	Величина
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	15
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	n	1470
Загальне передавальне число редукторів	U	206
Допустимий крутний момент на вихідному валу, Н-м	[M]	32000

Фактичний коефіцієнт запасу потужності електродвигуна:

$$k_f = \frac{N}{N_n} = \frac{15}{12,2} = 1,23 \quad (6.6)$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$v_f = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n \cdot 10^{-3}}{i} = \frac{3,14 \cdot 710 \cdot 1470 \cdot 10^{-3}}{206} = 15,9 \text{ м/мин} \quad (6.7)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої:

$$\Delta v = \frac{v - v_f}{v} \cdot 100\% = \frac{16 - 15,9}{16} = 0,6 \% \quad (6.8)$$

Крутний момент на приводному валу колеса:

$$M = \frac{W \cdot D_K}{2 \cdot z_m} \leq [M] = \frac{82,4 \cdot 710}{2 \cdot 2} = 14626 \leq 32000 \text{ Н-м} \quad (6.9)$$

6.3 Розрахунок гальмівного моменту

Необхідний гальмівний момент на кожному гальмі:

$$M_t = \left(W_2 - \frac{W_1}{k_r} \right) \cdot \frac{D_K \cdot \eta}{2 \cdot z_m \cdot i} + \frac{n}{9,55} \cdot \left(1,2 \cdot (I_r + I_m) + \frac{(Q + m_t) \cdot D_K^2 \cdot \eta}{4 \cdot i^2 \cdot z_m} \cdot 10^{-3} \right) \leq [M_t] \quad (6.10)$$

$$M_t = \left(8,4 - \frac{74}{1,5} \right) \cdot \frac{710 \cdot 0,9}{2 \cdot 2 \cdot 206} + \frac{1470}{9,55} \times$$

$$\times \left(1,2 \cdot (0,059 + 0,064) + \frac{(500 + 130) \cdot 710^2 \cdot 0,9}{4 \cdot 206^2 \cdot 2} \cdot 10^{-3} \right) = 31 \leq 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Де t_t - час гальмування, $t_t = 3,2$ с;

I_f - момент інерції ротора електродвигуна, $I_f = 0,059 \text{ кг-м}^2$

- момент інерції гальма, $I_m = 0,064 \text{ кг-м}^2$

Встановлюємо вбудоване гальмо в електродвигун ВЕ20 з максимальним гальмівним моментом $[M_t] = 200 \text{ Н-м}$.

Навантаження на пару балансирів С (див. рисунок 6.2):

$$R_C = \frac{m_{\text{cr}} \cdot g}{4} + G \cdot \frac{(L - a) \cdot c}{L \cdot B} \quad (6.14)$$

$$R_C = \frac{230 \cdot 9,81}{4} + 6180,3 \cdot \frac{(24500 - 2660) \cdot 2650}{24500 \cdot 5300} = 3318,7 \text{ кН}$$

Навантаження на пару балансирів D (див. рисунок 6.2):

$$R_D = \frac{m_{\text{cr}} \cdot g}{4} + G \cdot \frac{a \cdot c}{L \cdot B} \quad (6.15)$$

$$R_D = \frac{230 \cdot 9,81}{4} + 6180,3 \cdot \frac{2660 \cdot 2650}{24500 \cdot 5300} = 899,6 \text{ кН}$$

Максимальне навантаження на колесо:

$$R_K = R_A / 4 = 3318,7 / 4 = 829,7 \text{ кН} \quad (6.16)$$

6.5 Перевірка підшипників механізму пересування крана

Приймаємо підшипник 3634

$$X = 1, X_0 = 1, Y = 1,81$$

Статична вантажопідйомність, $C_0 = 1920 \text{ кН}$

Динамічна вантажопідйомність, $C = 1460 \text{ кН}$

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 \cdot P_{\text{max}} \leq C_0 = 1 \cdot 488,9 = 488,9 \leq 1920 \text{ кН} \quad (6.17)$$

Де P_{max} - максимальне навантаження на підшипник:

$$P_{\text{max}} = R_K / 2 = 829,7 / 2 = 414,8 \text{ кН} \quad (6.18)$$

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_k} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \geq L = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{1460}{739,5} \right)^{10/3} = 16090 \geq 1600 \text{ час} \quad (6.19)$$

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (X \cdot k_k \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_b \cdot k_t = (1 \cdot 1 \cdot 453,1 + 1,81 \cdot 41,5) \cdot 1,4 \cdot 1 = 739,5 \text{ кН} \quad (6.20)$$

Де k_k - кінематичний коефіцієнт, $k_k = 1$;

k_b - коефіцієнт динамічності для механізмів, $k_b = 1,4$;

k_t - температурний коефіцієнт, $k_t = 1$;

F_r - радіальне навантаження на підшипник, кН:

$$F_r = P_{\max} + \Delta N = 414,8 + 38,3 = 453,1 \quad (6.21)$$

ΔN - додаткове радіальне навантаження на підшипник:

$$\Delta N = \frac{R \cdot D_K}{2 \cdot L} = \frac{41,5 \cdot 710}{2 \cdot 385} = 38,3 \text{ кН} \quad (6.22)$$

R - горизонтальний поперечний тиск на колесо:

$$R = 0,1 \cdot P_{\max} = 0,1 \cdot 414,8 = 41,5 \text{ кН} \quad (6.23)$$

L - відстань між підшипниками, $L = 385 \text{ мм}$

F_a - осьове навантаження на підшипник, $F_a = R = 41,5 \text{ кН}$

n_k - частота обертання колеса:

$$n_k = \frac{n}{i_f} = \frac{1470}{206} = 7,1 \text{ об/мин} \quad (6.24)$$

для розрахунку приймаємо $n_k = 10 \text{ об/хв.}$

p - показник ступеня для роликпідшипників, $p = 10/3$.

L - необхідна довговічність підшипників для класу використання механізму ТЗ, $L = 1600 \text{ год.}$

7. РОЗРАХУНОК ТРАВЕРСИ Г.П. 1000 т

Траверса г.п. 1000 т призначена для транспортування ротора і статора генератора ГЕС. Траверса є навісним обладнанням кранів мостових спеціальних г.п. 500/80+16 т машинного залу ГЕС і навішується на підвіски головних підйомів двох кранів, які працюють в парі.

7.1 Опис конструкції траверси

Траверса г.п. 1000 т складається з металоконструкції, на якій встановлено опори траверси. На траверсі змонтовано кільце з упорним підшипником, на якому за допомогою опорних півкільць підвішена втулка. Опорні півкільця переміщуються ручними гвинтовими приводами. На траверсі є два стрілочні показчики допустимого перекосу. Конструкція допускає перекіс не більше 4^0 .

Металоконструкція зварна, з двотаврових балок складеного перерізу. Вушка траверси мають висувні осі, за допомогою яких відбувається з'єднання з підвісками візків кранів мостових г.п. 500/80 т.

Для обслуговування гвинтових приводів передбачено майданчики і сходи.

7.2 Технічна характеристика траверси

Вантажопідйомність, $Q = 1000$ т

Відстань між точками підвісу кранів при спареній роботі $l = 9500$ м

Кількість точок підвісу ротора $n = 1$

7.3 Визначення розрахункових напружень

Для визначення розрахункових напружень у металоконструкції траверси прийнято такі випадки навантаження:

Випадок 1 - траверса працює у звичайному режимі. Навантаження номінальне + власна вага траверси. (Основне поєднання навантажень).

Випадок 2 - навантаження випробування 125% від номінального вантажу. (Особливе поєднання навантажень).

Таблиця 7.1 - Допустимі напруги для сталі 09Г2С і зварних швів.

Норматив	Завантаження	Товщина Листа, мм	Допустима напруга, МПа					
			Вигин [σ]	Зсув [τ]	Наведене [σ] _{нр}	Кутові шви умовний [τ] _f	Зминання [σ] _{см}	Розтягнення [σ] _t
СТП	Основне	Від 25 До 50	204	116	223	153	161	192
	Особливе	Від 25 До 50	265	152	265	180	161	265
DIN	Основне	Від 25 До 50	177	102	177	125	132	210
	Особливе	Від 25 До 50	221	115	221	141	165	240

Таблиця 7.2 - Допустимі напруги для деталей

Найменування деталі	Завантаження	Межа плинності σ _{ур}	Допустимі напруження, МПа		
			Розтягнення [σ] _t	Зминання [σ] _{bear}	Наведене [σ] _e
Вісь, траверса, півкільце	Основне	275	185	92	185
	Особливе		231	115	231

Розрахунок напружень проводиться за такими формулами:

Напруги вигину

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_x} \quad (7.1)$$

Де M_b - згинальний момент у перерізі;

W_x - момент опору перерізу відносно осі x-x;

$$\tau = \frac{Q \cdot S_n}{2 \cdot b \cdot I_x} \quad (7.2)$$

Где Q – перерезывающая сила в сечении;

S_n – статический момент полусечения относительно оси x-x;

b – толщина стенки балки;

I_x – момент инерции сечения относительно оси x-x;

Наведені напруги

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot r^2} \quad (7.3)$$

b

7.4 Металоконструкція траверси

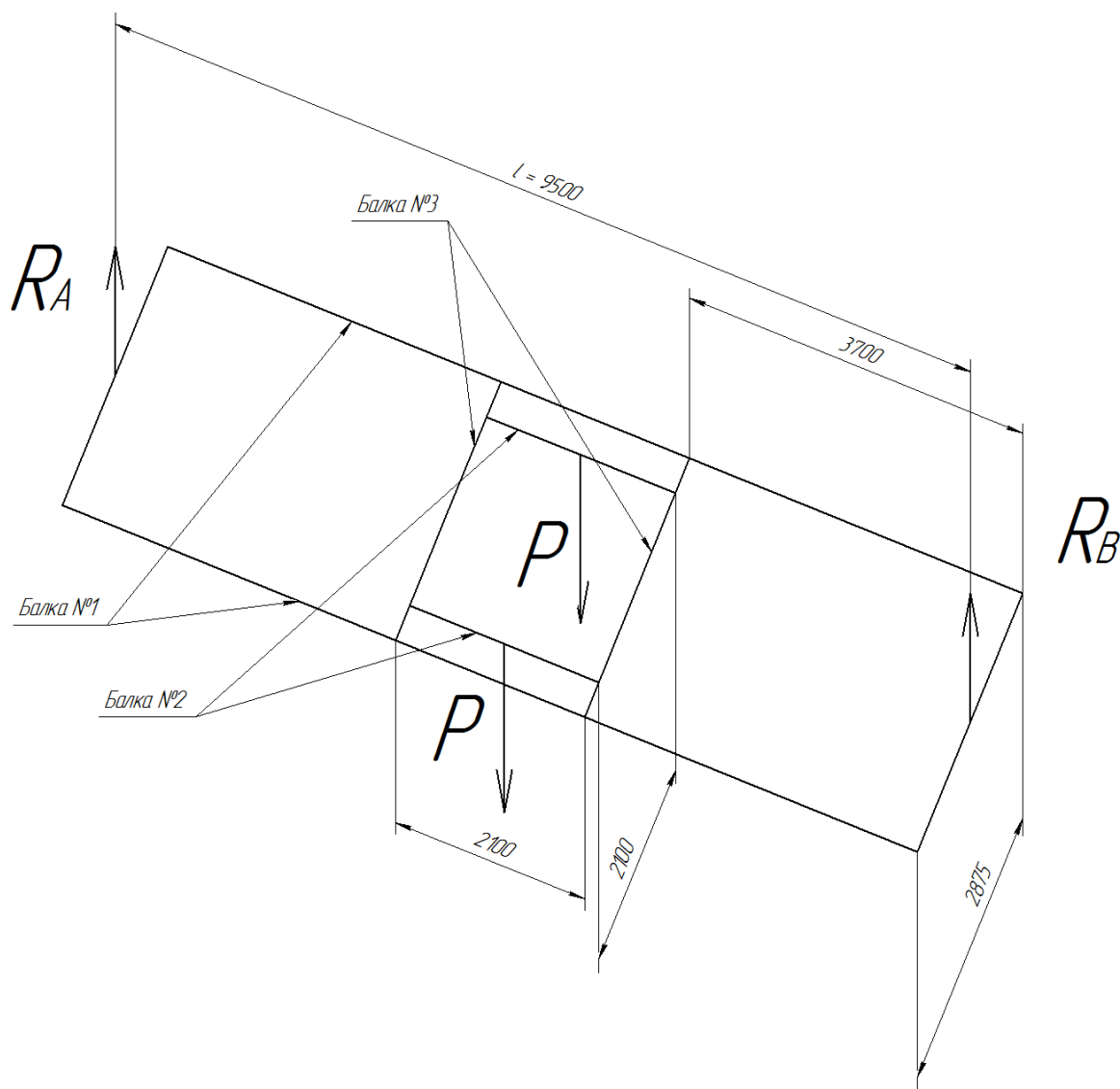


Рисунок 7.1 - Схема траверси

Навантаження на елементи траверси:

$$P = \frac{Q}{n_p} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ тс} = 5000 \text{ кН} \quad (7.4)$$

Де Q - вантажопідйомність
траверси Q = 1000 т;

n_p - кількість точок
прикладання навантаження
на траверсі $n_p = 2$

7.4.1 Балка №1

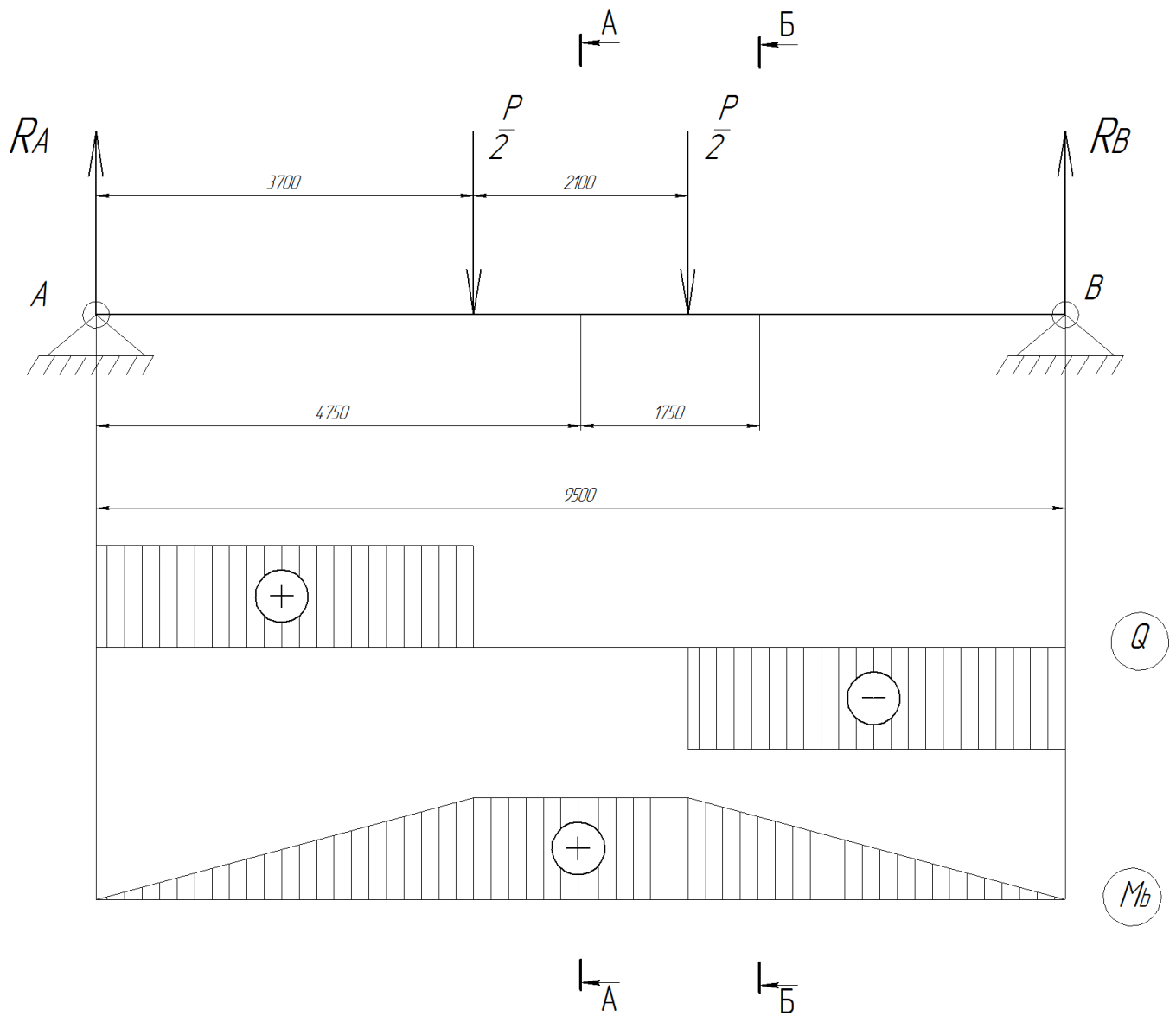
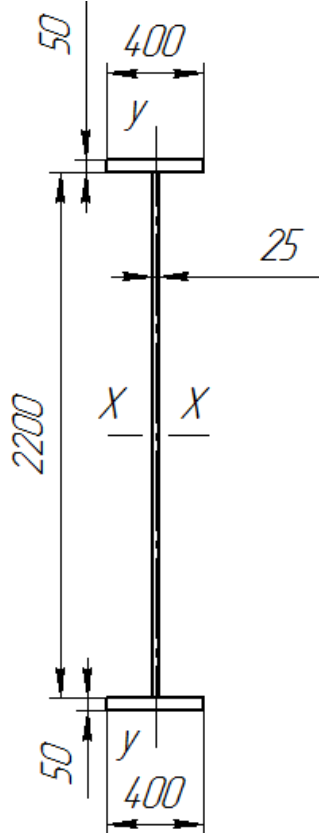
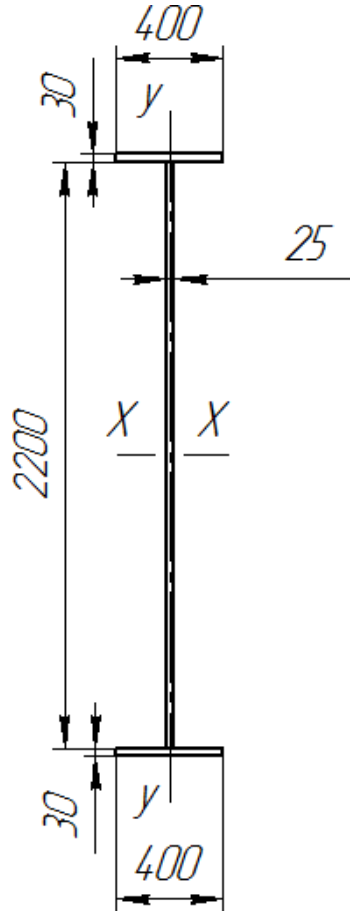


Рисунок 7.2 - Розрахункова схема балки №1

Таблиця 7.3 - Розрахункові силові фактори в балці №1

Вид навантаження	Зовнішнє навантаження		Розрахункові силові фактори в розрахункових перерізах			
	Зосередження		Перетин А-А		Перетин Б-Б	
	Випадок 1	Випадок 2	Випадок 1	Випадок 2	Випадок 1	Випадок 2
Навантаження на підвіску траверси Р, кН	2500	3125				
Реакція опори $R_A = R_B$, кН	2500	3125				
Перерізає- ваюча сила Q, кН			0	0	2500	3125
Згинальний момент M_b , кН-м			9250	11562,5	7500	9375

Таблиця 7.4 - Розрахункові перерізи балки №1

Перетини	Схема перерізу	Характеристики перерізу
А-А		$F = 950 \text{ см}^2$ $I_x = 7282000 \text{ см}^4$ $W_x = 63320 \text{ см}^3$ $S_n = 37875 \text{ см}^3$
Б-Б		$F = 790 \text{ см}^2$ $I_x = 5202000 \text{ см}^4$ $W_x = 46040 \text{ см}^3$ $S_n = 28505 \text{ см}^3$

Прогин траверси в перерізі А-А:

Випадок 1

$$f_1 = \frac{Q_1 \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I_{comb}} \cdot \left(2 + 3 \cdot \frac{b}{a}\right) \quad (7.5)$$

$$f_1 = \frac{1000 \cdot 4750^3}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 49716375} \cdot \left(2 + 3 \cdot \frac{2875}{4750}\right) = 6,5 \text{ мм}$$

Випадок 2

$$f_2 = f_1 \cdot 1,25 = 6,5 \cdot 1,25 = 8,2 \text{ мм} \quad (7.6)$$

Де E - модуль пружності, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

I_{comb} - приведений момент інерції перерізу, $I_{comb} = 49716375 \text{ мм}^4$

Таблиця 7.5 - Діючі напруження в перерізах балки №1

Вид напруги	Величина напруги, МПа			
	Перетин А-А		Перетин Б-Б	
	Випадок 1	Випадок 2	Випадок 1	Випадок 2
Вигин	146	183	163	204
Зсув	0	0	41	51
Наведені	146	183	178	222

7.4.1 Балка №2

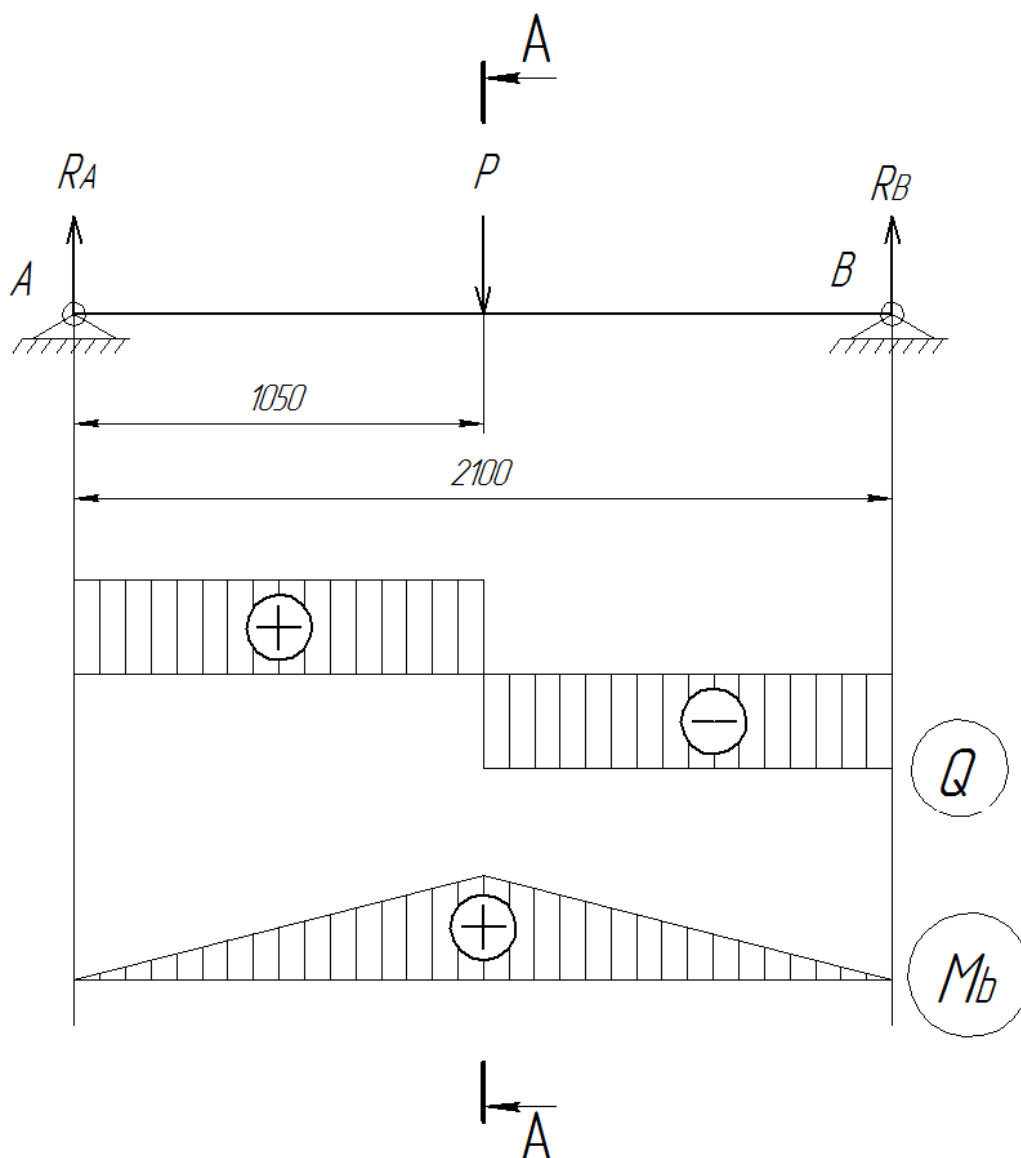


Рисунок 7.3 - Розрахункова схема балки №2

Таблиця 7.6 - Навантаження, прикладені до балки №2.

Вид навантаження	Зовнішнє навантаження	
	Зосереджена	
	Випадок 1	Випадок 2
Навантаження на балку №2 траверси Р, кН	5000	6250

Таблиця 7.7 - Розрахункові силові фактори в балці №2

Силовий фактор	Перетин А-А	
	Випадок 1	Випадок 2
Реакції опор $R_A = R_B$, кН	2500	3125
Перерізальна сила Q , кН	2500	3125
Згинальний момент M_b , кН - м	2625	3281

Таблиця 7.8 - Розрахункові перерізи балки №2

№ Перетину	Перетин	Характеристики перерізу
А - А		$F = 765 \text{ см}^2$ $I_x = 2754191 \text{ см}^4$ $W_x = 36031 \text{ см}^3$ $S_n = 21117 \text{ см}^3$

Таблиця 7.9 - Діючі напруження в перерізах балки №2

Вид напруги	Величина напруги, МПа	
	Перетин А-А	
	Випадок 1	Випадок 2
Вигин	73	91
Зсув	76	96
Наведені	151	188

7.4.2 Балка №3

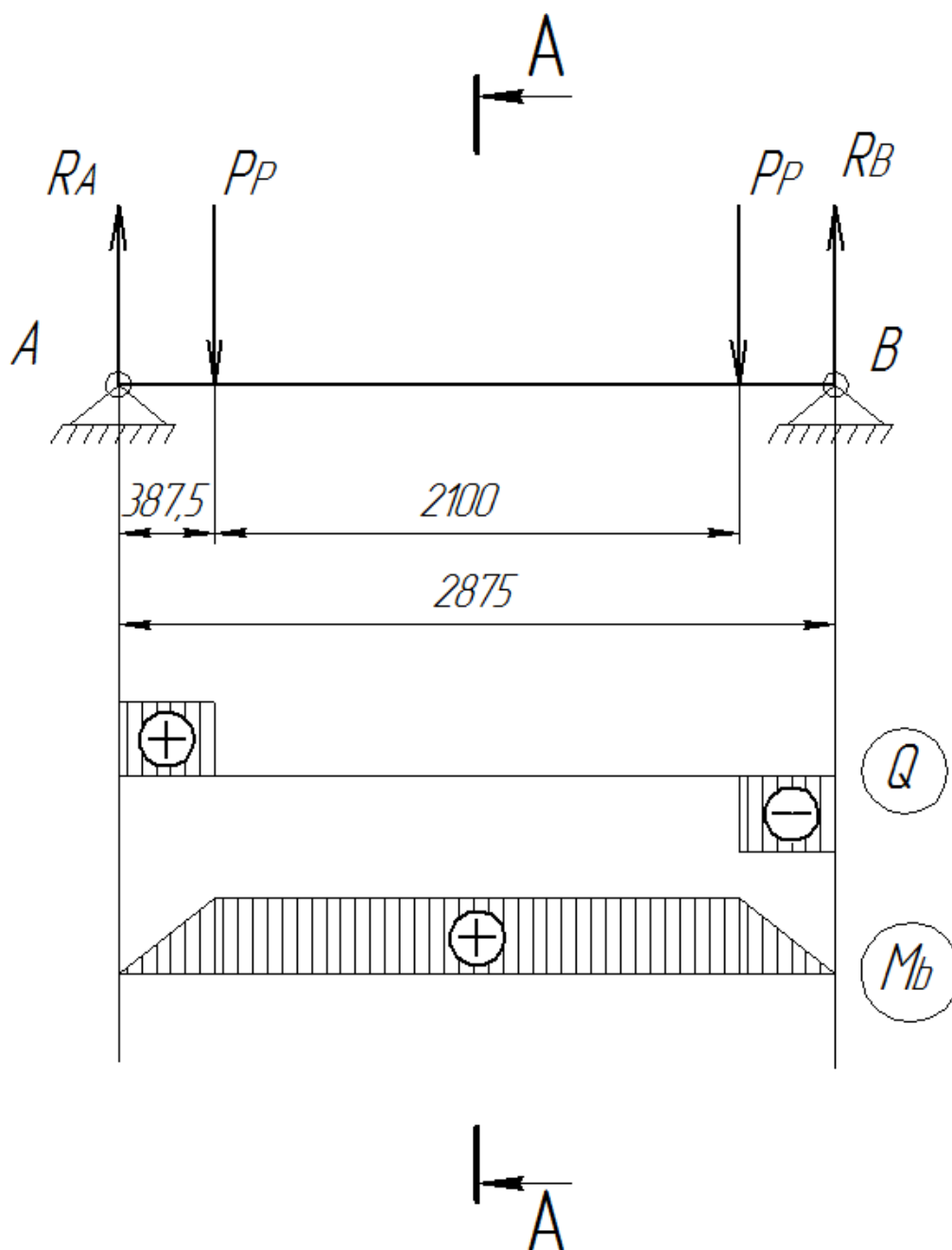


Рисунок 7.4 - Розрахункова схема балки №3

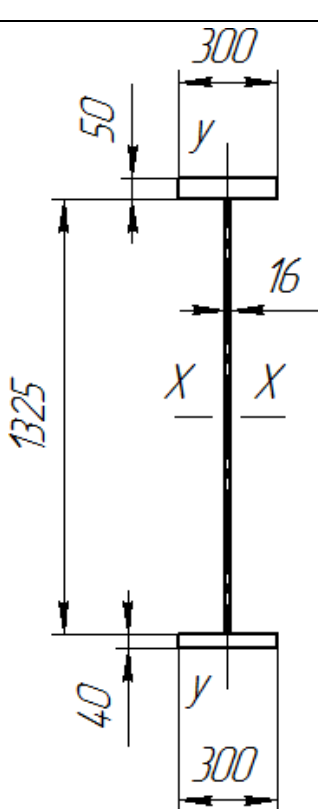
Таблиця 7.10 - Навантаження, прикладені до балки №3.

Вид навантаження	Зовнішнє навантаження	
	Зосереджена	
	Випадок 1	Випадок 2
Навантаження на балку №3 траверси P_p , кН	2500	3125

Таблиця 7.11 - Розрахункові силові фактори в балці №3

Силовий фактор	Перетин А-А	
	Випадок 1	Випадок 2
Реакції опор $R_A = R_B$, кН	2500	3125
Перерізальна сила Q , кН	0	0
Згинальний момент M_b , кН - м	969	1211

Таблиця 7.12 - Розрахункові перерізи балки №3

№ Перетину	Перетин	Характеристики перерізу
А - А		$F = 482 \text{ см}^2$ $I_x = 1569238 \text{ см}^4$ $W_x = 22210 \text{ см}^3$ $S_n = 12712 \text{ см}^3$

Таблиця 7.13 - Діючі напруження в перерізах балки №3

Вид напруги	Величина напруги, МПа	
	Перетин А-А	
	Випадок 1	Випадок 2
Вигин	44	55
Зсув	128	159
Наведені	226	283

7.5 Розрахунок елементів траверси

Проушина

Навантаження на одну вушко $P = 191$ т

Напруги розтягування в вушку за першого випадку навантаження:

$$\sigma_1 = \alpha \cdot \frac{P}{B \cdot \delta} = 3,17 \cdot \frac{191}{136 \cdot 6} = 745 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 76 \text{ МПа} < [\sigma_1] = 192 \text{ МПа} \quad (7.7)$$

Де α - коефіцієнт, що залежить від відношення d/B .

При $d/B = 300/1360 = 0,22$; $\alpha = 3,17$

δ - товщина одиночного вушка, $\delta = 60$ мм

$$B = 2 \cdot e = 2 \cdot 680 = 1360 \text{ мм} \quad (7.8)$$

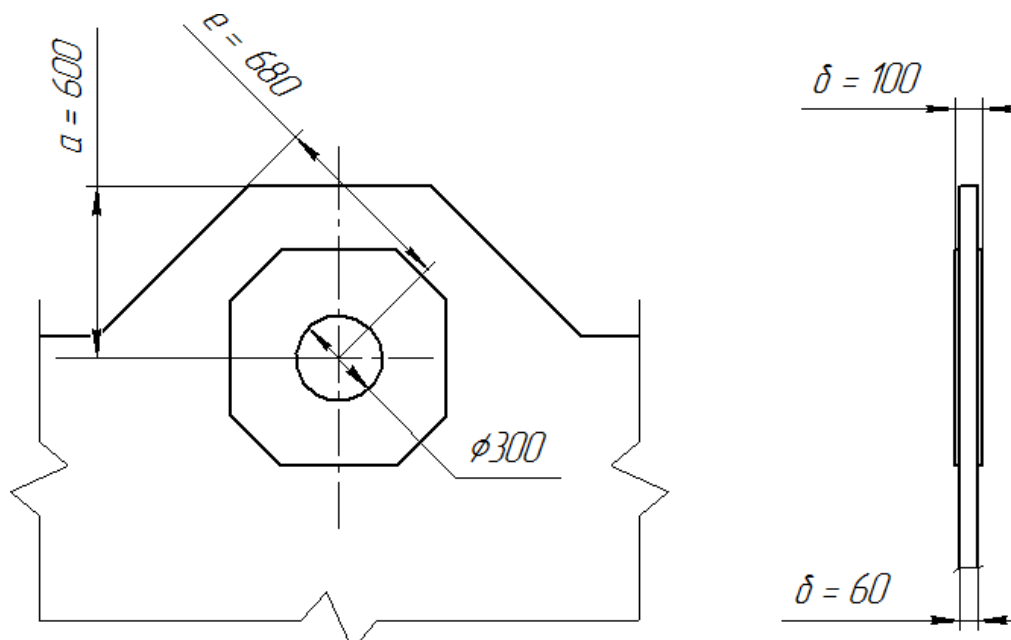


Рисунок 7.5 - Схема вушка

Навантаження на вушко під час випробування:

$$Q_1 = 1,25 \cdot 191 = 237 \text{ т} \quad (7.9)$$

Напруга розтягування в вушку за другого випадку навантаження:

$$\sigma_1 = \alpha \cdot \frac{P}{B \cdot \delta} = 3,17 \cdot \frac{237}{136 \cdot 6} = 920 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 94 \text{ МПа} < [\sigma_t] = 275 \text{ МПа} \quad (7.10)$$

Напруга зминання під віссю:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{d \cdot \delta_1} = \frac{237 \cdot 10^3}{30 \cdot 10} = 789 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 80,5 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 158 \text{ МПа} \quad (7.11)$$

7.6 Розрахунок осі вушка

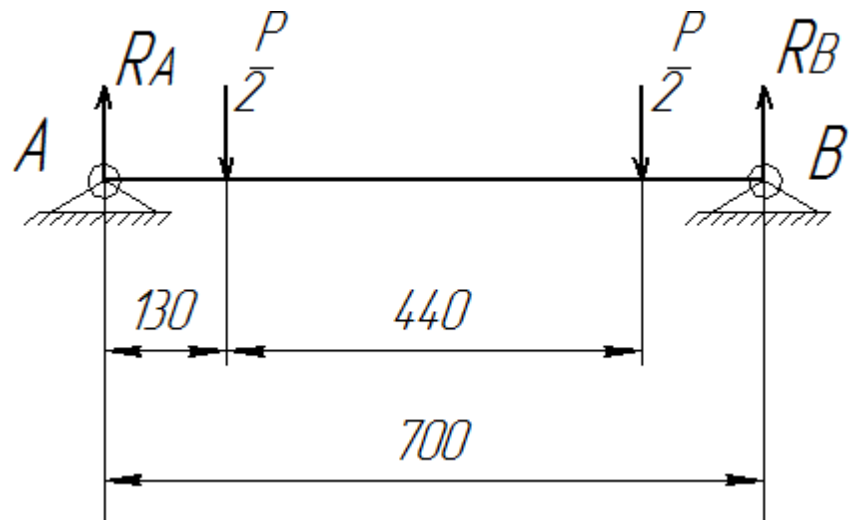


Рисунок 7.6 - Розрахункова схема

осі вушка

Таблиця 7.14 - Розрахункові силові фактори в осі

Вид навантаження	Зовнішнє навантаження	
	Зосереджена	
	Випадок 1	Випадок 2
Навантаження на вісь $P/2$, кН	1910	2400

Таблиця 7.15 - Діючі напруження в осі

Вид напруги	Величина напруги, МПа		Допустимі напруження, МПа	
	Випадок 1	Випадок 2	Випадок 1	Випадок 2
Вигин	130	163	185	231
Зсув	56	70	92	115
Наведені	149	186	185	231

7.7 Розрахунок траверси

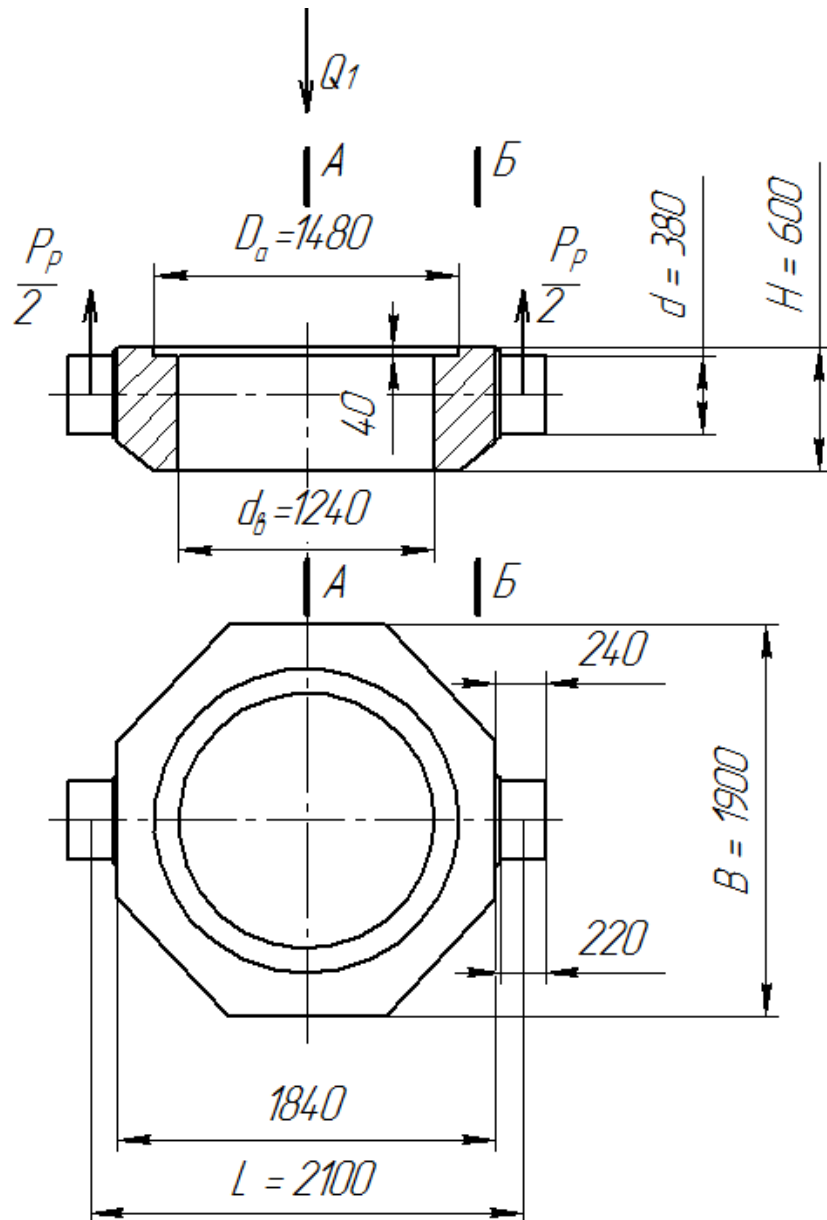


Рисунок 7.7 - Розрахункова

схема траверси

Нормальні напруження під час згинання:

$$\sigma_{u1} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{30843949}{39600} = 779 \frac{\text{кГс}}{\text{см}^2} = 77,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{u1}] \quad (7.12)$$

Де: M_1 - згинальний момент у перерізі А-А:

$$M_1 = Q_1 \cdot \left(\frac{L}{4} - \frac{D_{min}}{2\pi} \right) = 1000 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{210}{4} - \frac{136}{6,28} \right) \\ = 30843949 \frac{\text{кгс}}{\text{см}} \quad (7.13)$$

$$D_{min} = \frac{D_k + d_B}{2} = \frac{148 + 124}{2} = 136 \text{ см} \quad (7.14)$$

Момент опору в перерізі А-А:

$$\underline{W} = \frac{B - d_B}{6} \cdot \underline{H^2} = \frac{190 - 124}{6} \cdot 60^2 = 39600 \text{ см}^2 \quad (7.15)$$

Момент опору в перерізі Б-Б:

$$\sigma_{u2} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{6500000}{5487,2} = 1185 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 119 \text{ МПа} \quad (7.16)$$

Де M_2 - момент, що згинає в перерізі Б-Б

$$M_2 = \frac{Q_1 \cdot l_2}{2} = \frac{1000 \cdot 10^3 \cdot 13}{2} = 6500000 \text{ см}^4 \quad (7.17)$$

$$W_2 = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 38^3 = 5487,2 \text{ см}^3 \quad (7.18)$$

Найбільші змінання в цапфах траверси:

$$\sigma_{cm} = \frac{Q_1}{2 \cdot l \cdot d} = \frac{1000 \cdot 10^3}{2 \cdot 22 \cdot 38} = 598 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 60 \text{ МПа} \quad (7.19)$$

7.8 Розрахунок опорних півкілець

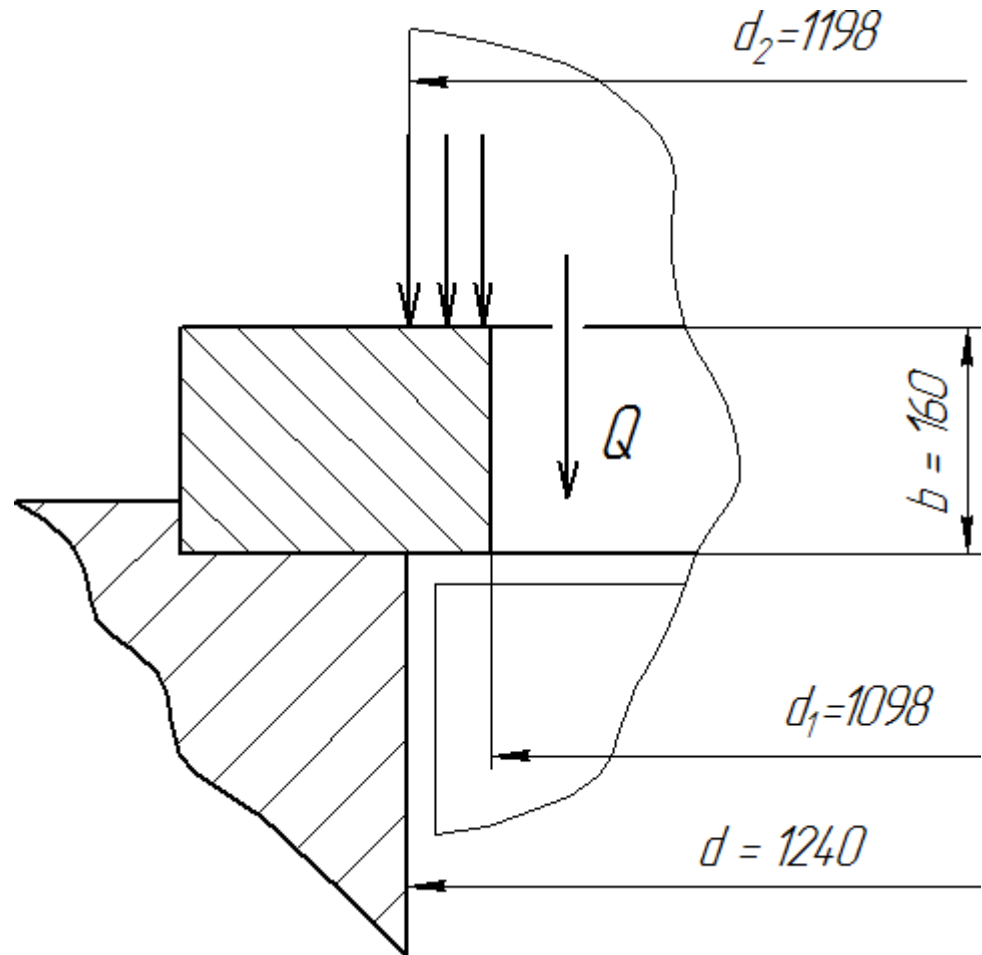


Рисунок 7.8 - Розрахункова схема
кільця опорного Напряга зрізу опорних кілець:

$$\tau = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot b} = \frac{1000 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 119 \cdot 16} = 167 \frac{\text{кГс}}{\text{см}^2} = 17 \text{ МПа} \quad (7.20)$$

Напряга зминання торцевої поверхні кільця:

$$\sigma_{u1} = \frac{Q}{\pi \cdot d_1 \cdot h} = \frac{1000 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 109,8 \cdot 5} = 580 \frac{\text{кГс}}{\text{см}^2} = 58 \text{ МПа} \quad (7.21)$$

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{119,8 - 109,8}{2} = 5 \text{ см} \quad (7.22)$$

7.9 Вибір підшипника

Вибір підшипника для сприйняття навантаження за відсутності обертання або за частоти обертання до 1 об/хв проводять за статичною вантажопідйомністю, тобто за величиною статичного навантаження, що допускається даним підшипником незалежно від частоти обертання і довговічності:

$$C_0 = f_s \cdot P_0 \quad (7.23)$$

Де f_s - коефіцієнт надійності при статичному навантаженні за нормальних вимог до легкості обертання, $f_s = 0,8 \dots 1,2$;

C_0 - статична вантажопідйомність підшипника упорного (нестандартного) типу 91681/1250, $C_0 = 827000$ кг.

Необхідне навантаження $Q = 1000000$ кг

Еквівалентне статичне навантаження, що сприймається підшипником:

$$P_0 = \frac{827000}{0,8} = 1033750 \text{ кг} \quad (7.24)$$

$$P_0 > Q$$

ВИСНОВОК

У магістерській роботі проведено дослідження тандемного підйому вантажу кранами на прикладі підйому вантажу кранами 500/80+16 т.

Спроектовано механізми крана мостового спеціального вантажопідйомністю 500/80+16 т. для здійснення тандемного підйому.

Розроблено систему керування кранами із застосуванням цифрових датчиків кута нахилу (інклінометрів). Для системи керування кранами обрано цифроаналогову систему керування із застосуванням електронного датчика рівня.

Кран працює в легкому режимі, режим роботи А2. Також на крані обладнано електричний тельфер вантажопідйомністю 16 т і висотою підйому 68 м, призначений для підймання легких вантажів із нижніх поверхів, розташованих нижче за діапазон підймання головного та допоміжного підйомів.

Кран розташований у сейсмонебезпечному районі, сейсмічність району 7 балів.

Розраховано механізм головного підйому г.п. 500 т, який складається з двох окремих механізмів підйомів. Діаметр барабана кожного становить 1670 мм. Барабан - зварний, має дві нарізки (права і ліва). Крутний момент барабану передається від електродвигуна K21F315S6 фірми VEM (Німеччина) через передредуктор X2KS100/B і редуктор X3FS320/HH/B фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина). З'єднання електродвигуна з редуктором і редукторів між собою здійснюється через зубчасті муфти, а барабан з'єднується з редуктором за допомогою роликової муфти TCB-HD-4200-B03 фірми JAURE S.A. (Іспанія). Кожен механізм підйому забезпечений гальмом TGE-300-02 T2, встановленим на швидкохідному валу передредуктора. Гальмо нормально закритого типу, автоматично

розмикається під час увімкнення приводу.

Механізм допоміжного підйому г.п. 80 т - застосований з крана аналога.

Оскільки в тандемному підйомі він не бере участі, розрахунок його не проводився

Механізм пересування візка - складається з чотирьох балансирів, два з яких приводні, а два - холості. У кожному балансирі по два колеса діаметром 710 мм. Привід механізму - мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина), який з'єднується безпосередньо з валом приводного колеса.

Механізм пересування крана - складається з восьми балансирів, два з яких приводні і шість - холості. У кожному балансирі по два колеса діаметром 710 мм. Привід механізму - мотор-редуктор KA167 R107 DRS160MC4BE20/TF/V/DH фірми SEW-EURODRIVE (Німеччина), який з'єднується безпосередньо з валом приводного колеса.

У разі спареної роботи двох кранів управління здійснюється з однієї з кабін або з позначки підлоги машзалу за допомогою підвісного пульта одного з кранів.

Перелік посилань

1. Обертялев В. М. Крани та підймальні механізми: конструкція, розрахунок і експлуатація : навч. посібник / В. М. Обертялев. — Київ : НТУ, 2018. — 215 с.
2. ДСТУ EN 13001-3-3:2019 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 3-3. Граничні стани та перевірка безпеки коліс для колійних кранів (EN 13001-3-3:2016, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 48 с.
3. Металеві конструкції : підручник / [В. В. Габрель, О. М. Барабаш та ін.] ; за ред. В. В. Габреля. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. — 340 с.
4. ДСТУ EN 1090-2:2016 Виготовлення сталевих і алюмінієвих конструкцій. Частина 2. Технічні вимоги до сталевих конструкцій (EN 1090-2:2008+A1:2011, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. — 232 с.
5. ДСТУ ISO 4301-1:2018 Крани вантажопідйомні. Класифікація. Частина 1. Загальні положення (ISO 4301-1:2016, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 22 с.
6. ДСТУ ISO 2408:2016 Канати сталеві. Загальні вимоги (ISO 2408:2004, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. — 40 с.
7. Кіриченко М. О. Сучасні підймально-транспортні машини та системи : монографія / М. О. Кіриченко, С. В. Павленко. — Харків : НТУ «ХП», 2017. — 240 с.
8. ДСТУ EN 13157:2018 Крани вантажопідйомні. Безпека. Крани з ручним приводом (EN 13157:2004+A1:2009, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 64 с.
9. ДСТУ EN 12644-1:2018 Крани вантажопідйомні. Інформація для користувача та технічного обслуговування. Частина 1. Інструкції (EN 12644-1:2001+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 28 с.
10. Приводи машин і комплексів : навч. посібник / [О. В. Гончаров, В. О. Колесніков та ін.]. — Харків : ХНАДУ, 2019. — 210 с.

11. ДСТУ EN 13001-3-5:2019 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 3-5. Граничні стани та перевірка безпеки кованих і штампованих крюків (EN 13001-3-5:2016, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 50 с.
12. Охорона праці в машинобудуванні : підручник / за ред. В. П. Порохненка, А. О. Мережко. — Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. — 280 с.
13. Динаміка та міцність несучих систем вантажопідйомних машин : монографія / за ред. В. М. Обертяєва. — Київ : НТУ, 2016. — 195 с.
14. ДСТУ EN 1998-1:2018 Єврокод 8. Проектування сейсмостійких конструкцій. Частина 1. Загальні правила, сейсмічні дії та правила для будівель (EN 1998-1:2004/AC:2009, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 104 с.
15. ДСТУ EN 14502-1:2018 Крани вантажопідйомні. Обладнання для підймання людей. Частина 1. Підвісні колиски (EN 14502-1:2005+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 34 с.
16. ДСТУ EN 13586:2018 Крани вантажопідйомні. Доступ (EN 13586:2004+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 38 с.
17. ДСТУ EN 12077-1:2018 Безпека вантажопідйомних кранів. Вимоги до здоров'я та безпеки. Частина 1. Загальні вимоги (EN 12077-1:1998+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 26 с.
18. Деталі машин і основа конструювання : підручник / [А. В. Карпов, В. К. Гончаров та ін.]. — Харків : ХНАДУ, 2017. — 290 с.
19. ДСТУ EN 14439:2018 Крани вантажопідйомні. Безпека. Баштові крани (EN 14439:2006+A2:2009, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 60 с.
20. Надійність і діагностика машин : навч. посібник / за ред. П. М. Сокіла. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2016. — 210 с.
21. ДСТУ EN 13136:2018 Крани вантажопідйомні. Визначення навантажень на механізми (EN 13136:2003+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 72 с.