

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування факультету)

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

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавра

(ступінь вищої освіти)

на тему: Модернізація завального крану $Q = 50$ т.
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи М-313сп

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

МАЛИШЕВ В.С.

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. СИДОРЕНКО М.В.

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Бакалавр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

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

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.**

« 16 » 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

МАЛИШЕВ Вадим Сергійович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація завального крану Q = 50т.

керівник проєкту (роботи) доц. СИДОРЕНКО М.В.

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

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Принцип дії завалювального крану при завалці шихти, перегляд та обґрунтування механізмів завалювального крана, дослідження металоконструкції завалювального крана в зв'язку з підвищенням вантажопідйомності, Креслень 4 аркуші

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ | ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|--------|---|----------------|---------------------------|
| | | завдання видав | прийняв виконане завдання |
| 1 | СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент | 15.04.2026р. | 23.04.2026р. |
| 2 | СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент | 15.04.2026р. | 30.04.2026р. |
| 3 | СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент | 15.04.2026р. | 07.05.2026р. |
| 4 | СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент | 15.04.2026р. | 14.05.2026р. |
| 5 | СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент | 15.04.2026р. | 21.05.2026р. |

7. Дата видачі завдання « 16 » 04 20__ року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи) | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|--|---|----------|
| 1 | Загальна частина | 23.04.2026р. | |
| 2 | Літературний огляд і аналіз стану питання | 30.04.2026р. | |
| 3 | Принцип дії завалювального крана при завалці шихти, | 07.05.2026р. | |
| 4 | Перегляд та обґрунтування механізмів завалювального крана, | 14.05.2026р. | |
| 5 | Дослідження металоконструкції завалювального крана в зв'язку з підвищенням вантажопідйомності, | 21.05.2026р. | |
| 6 | Оформлення креслення | 22.05.2026р. | |
| 7 | Оформлення пояснювальної записки | 25.05.2026р. | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Студент(ка)

Вадим МАЛИШЕВ

(підпис)

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проекту (роботи)

Михайло СИДОРЕНКО

(підпис)

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка містить 68 с., 11 рис., 18 джерел.

ЗАВАЛЮВАЛЬНИЙ КРАН, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, ГАКОВА ПІДВІСКА, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, ЕЛЕКТРОДВИГУН, РЕДУКТОР, ВАНТАЖНИЙ ВІЗОК, ЗАПАС МІЦНОСТІ, ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС.

Об'єкт дослідження: завалювальний мостовий кран електросталеплавильного цеху заводу «Дніпроспецсталь».

Мета роботи: модернізація крана зі збільшенням вантажопідйомності з 50 до 60 тонн для забезпечення одноразового завантаження печі.

Результати модернізації: скорочення інтервалу між плавками на 10 хвилин та підвищення річної продуктивності печі.

Механізм підйому: обґрунтовано встановлення нового каната типу ЛК-Р діаметром 23 мм/

Перевірка приводу: підтверджено достатність потужності існуючого двигуна МТВ-712-10 (100 кВт) та редуктора РМ-1000.

Модернізація підвіски: через брак міцності гак №24 замінено на поковку №25 зі збільшенням висоти гайки на 15 мм.

Механізм візка: розраховано новий привід на базі двигуна МТФ-750 (11 кВт) та редуктора ВКУ-312-8.

Ходові параметри: фактична швидкість візка становить 42,42 м/хв із запасом зчеплення коліс.

Металоконструкція: підтверджено міцність балок рами візка та головної балки моста зі Сталі Ст.3 при роботі з вантажем 60 т.

ЗМІСТ

| | С. |
|--|----|
| Вступ..... | 6 |
| 1. Принцип дії завалювального крана при завалці шихти | 7 |
| 2. Перегляд та обґрунтування механізмів завалювального крана | 11 |
| 2.1. Механізм підйому мостового завалювального крана | 11 |
| 2.2. Механізм пересування візка | 22 |
| 2.3 Розрахунок металоконструкції рами візка | 29 |
| 3. Дослідження металоконструкції завалювального крана в зв'язку з підвищенням вантажопідйомності | 39 |
| 3.1. Конструкція мосту та матеріал виготовлення | 39 |
| 3.2. Розподілення сил на ферми 1-4 від позацентрового прикладення сили тиску ходових коліс візка з вантажем..... | 43 |
| 3.3. Визначення розрахункових навантажень для половини моста зі сторони механізму пересування крана | 45 |
| 3.4. Розрахункові напруження в елементах моста | 50 |
| 3.5. Перевірка на втомну міцність головної балки..... | 52 |
| 3.6. Перевірка жорсткості головної балки | 54 |
| 3.7. Перевірка жорсткої стійкості стінок головної балки | 55 |
| 3.8. Розрахунок кінцевої балки | 58 |
| 3.9. Розрахунок монтажного стику кінцевої балки | 61 |
| 3.10. Розрахунок зварних швів..... | 64 |
| Висновок..... | 66 |
| Список літератури | 67 |

ВСТУП

Завалювальний мостовий кран встановлений в пічному прольоті сталеплавильного цеху заводу «Дніпроспецсталь». Одною з основних його функцій, це завалка шахти в електросталеплавильну піч за допомогою бадді. В даний час використовується баддя, вантажопідйомність якої 50т. і лімітована номінальною вантажопідйомністю завалювального крану, що недостатньо для одноразового завантаження печі та потрібно робити дозавалку шахти.

Метою дипломної роботи є дослідження можливості модернізації, а саме збільшення вантажопідйомності крану до 60т., що дозволить здійснювати завалку електропечі за один прийом без дозавалки.

Збільшення вантажопідйомності завалювального крану до 60т. дозволяє скоротити час завалки електропечі при цьому інтервал між двома плавками скорочується приблизно на 10 хвилин. Скорочення тривалості циклу плавки підвищує річну кількість плавок, а отже і кількість сталі виплавленої за рік.

Проведення модернізації кранових механізмів необхідно здійснити, щоб зберегти по можливості паспортні значення швидкостей підйому і пересування.

1 ПРИНЦИП ДІЇ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНУ ПРИ ЗАВАЛЦІ ШИХТИ

Завдання періоду завалювання шихти - швидко завантажити лом в піч, раціонально розмістивши його в робочому просторі печі. Час завантаження брухту в піч залежить від швидкодії механізмів відкривання робочого простору печі, конструкції завалочного пристрою (бадді), роботи механізмів завалочного мостового крана, якості брухту і обсягу робочого простору печі, що визначають кількість завантажуваних цебер з шихтою. У більшості електросталеплавильних цехів основним способом завантаження брухту в піч є завантаження його зверху в відкрите робочий простір печі спеціальними розкриваються завантажувальними пристроями: баддями з жорстким днищем (зазвичай грейферного типу) або кошиками з днищем з гнучких металевих секторів. Менший час завантаження брухту забезпечує баддя з жорстким днищем, так як її для вивантаження брухту, на відміну від кошика з гнучким днищем, не потрібно опускати в робочий простір печі. Інші способи завантаження брухту (мульдозавалочної кранами і ін.) є допоміжними і застосовуються зазвичай в старих цехах.

Раціональне розміщення шихти в робочому просторі печі означає таке розміщення брухту, при якому лом плавиться швидко з найменшими витратами енергії, виключається можливість серйозних пошкоджень футерування ванни і зводиться до мінімуму ймовірність поломки електродів. Чисто загальні рекомендації щодо раціонального розміщення шихти в печі, якщо лом неоднорідний за розмірами і масою шматків, зводяться до наступного: важкі (але бажано масою не більше 0,02 від місткості печі) і тугоплавкі шматки брухту повинні завантажуватися в середню частину робочого простору печі під електроди, в високотемпературну зону дії електричних дуг так, щоб виключити можливість обвалів шихти; на подину і укуси слід завантажувати дрібну (до 10 ... 15 кг) і середню (до 100 кг шматок)

шихту, зверху важкий великий лом повинен бути прикритий середньої і дрібною шихтою. Не слід завантажувати важкий лом до стін. Персонал печі повинен чітко уявляти, який лом завантажено в піч і як лом розмістився в робочому просторі печі. Завантажувати в піч кошиків (цебер) з шихтою визначається якістю шихти і ступенем підготовки брухту до плавки. При використанні непідготовленого легкого брухту кількість завантажуваних цебер може бути три і більше, при важкому добре підготовленому брухті (ножичний різання, фрагментованість) зазвичай буває дві бадді. Однорідна, добре підготовлена шихта, як правило, знімає всі проблеми, пов'язані з необхідністю раціонального розміщення брухту в печі.

Слід особливо підкреслити, що будь-які прості печі під час завалювання, особливо прості з відкритим робочим простором, призводять до помітного погіршення показників роботи агрегату (збільшення витрати енергії, електродів, тривалості плавки). Тому планування цеху, конструкція печі і завантажувальних пристроїв, організація роботи цеху повинні виключити можливість таких простоїв.

У разі застосування коксу для підвищення вмісту вуглецю в розплаві кокс зазвичай завантажують в першу баддю після легкого брухту, приблизно в середину по висоті бадді. Зверху кокс накривають іншою частиною металевої шихти. При такому завантаженні знаходиться над коксом лом захищає його від окислення пічної атмосферою або спливання при утворенні шару рідкого металу на подине; засвоєння вуглецю розплавом відбувається досить стабільно. Не рекомендується завантажувати кокс на подину печі: якщо кокс має підвищену вологість, в процесі плавлення можливі викиди металу з печі.

Більш стабільне засвоєння вуглецю забезпечується при використанні чавуну для науглероживання розплаву. Кількість використовуваного чавуну і способи його завантаження в піч різноманітні. Чавун, що додається в шихту, знижує вміст міді і нікелю в ній, але кілька збільшує вміст фосфору. Використання чавуну в великих кількостях (20% і більше від маси

завалювання) помітно збільшує прихід тепла в робочий простір печі внаслідок окислення надлишкового вуглецю газоподібним киснем. У загальному випадку кількість доданого в шихту чавуну визначається співвідношенням вартості брухту і чавуну.

У зв'язку з необхідністю забезпечення раннього шлакоутворення і доцільністю дефосфорации металу в період плавлення важливе значення має вибір часу і яким чином будуть завантажуватися вапна в піч. У старих цехах вапно завантажували в процесі завалювання на подину і під час підвалки шихти приблизно рівними порціями завантажувального цебром або мульдозавалочною машиною. У малі печі вапно завантажували вручну.

Застосовувані в сучасному електросталеплавильному цеху способи подачі шихти в піч повинні забезпечувати мінімальний час відключення печі в процесі плавки, тому електропіч і завантажувальні бадді грейферного типу конструюють таким чином, щоб необхідний сталевий брухт завантажити не більше ніж в два прийоми. Це досягається насамперед попередньою підготовкою брухту, збільшенням обсягу робочого простору печі при заміні цегляної футеровки стін водоохолоджуваними панелями і збільшенням обсягу завалювальних цебер. Уже в 1980-і роки для 100-тонних дугових печей використовували бадді об'ємом до 75 м³. Сьогодні на цих печах застосовують завалочні бадді об'ємом 100 ... 120 м³. Слід пам'ятати, що при збільшенні числа подвалок шихти на плавку не тільки зростають внутріплавочні простоти, а й збільшується час розплавлення шихти через зниження середньої потужності дуг, так як на початку плавлення при нестабільному горінні дуг зменшується використання потужності трансформатора, а кожна подвалка шихти в якоюсь мірою відновлює початкові умови плавлення. Тривалість завалювання брухту значно скорочується в разі застосування швидкодіючих механізмів відкривання і закривання робочого простору печі, швидкодіючих завалювальних кранів, цебер грейферного типу та раціональної організації виробництва.

Подачу в надпотужну піч інших шихтових матеріалів (шлакообразующих компонентів, коксу, твердих окислювачів і ін.) Зазвичай організують так, щоб її можна було виробляти, не вимикаючи печі. У сучасних цехах такі матеріали завантажують у піч через спеціальний отвір в зведенні. Необхідні шихтові матеріали зберігаються в бункерах, встановлених у верхній частині спеціального бункерного прольоту, що примикає до пічного прольоту. Система подачі шихтових матеріалів з бункерів в піч забезпечена дозуючими пристроями, дозволяє повністю механізувати подачу додаткових шихтових матеріалів і може працювати в автоматичному режимі. Шихтові матеріали з бункерів подають також в сталерозливних ківш, встановлений на сталевоза під час випуску плавки з печі. Частина вапна завантажуються на подину до завалювання першої порції брухту, а інша частина вапна може бути завантажена в піч невеликими порціями або безперервно під час плавлення. Така схема подачі вапна дозволяє швидше отримувати активні шлаки, прискорити дефосфорацію металу і надійніше захищати футерування стін від потужного випромінювання дуг в кінці плавлення. Особливо важливо це для роботи сучасних надпотужних дугових печей, де необхідність отримання пінистого шлаку, а також значне скорочення тривалості періоду плавлення і наступного за ним окисного періоду вимагають обов'язкового вжиття заходів для прискорення формування в печі необхідної кількості шлаку з досить високою дефосфорирующей здатністю і проведення швидкої і ефективною дефосфорації металу.

2. ПЕРЕГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНА

2.1 Механізм підйому мостового завалювального крана

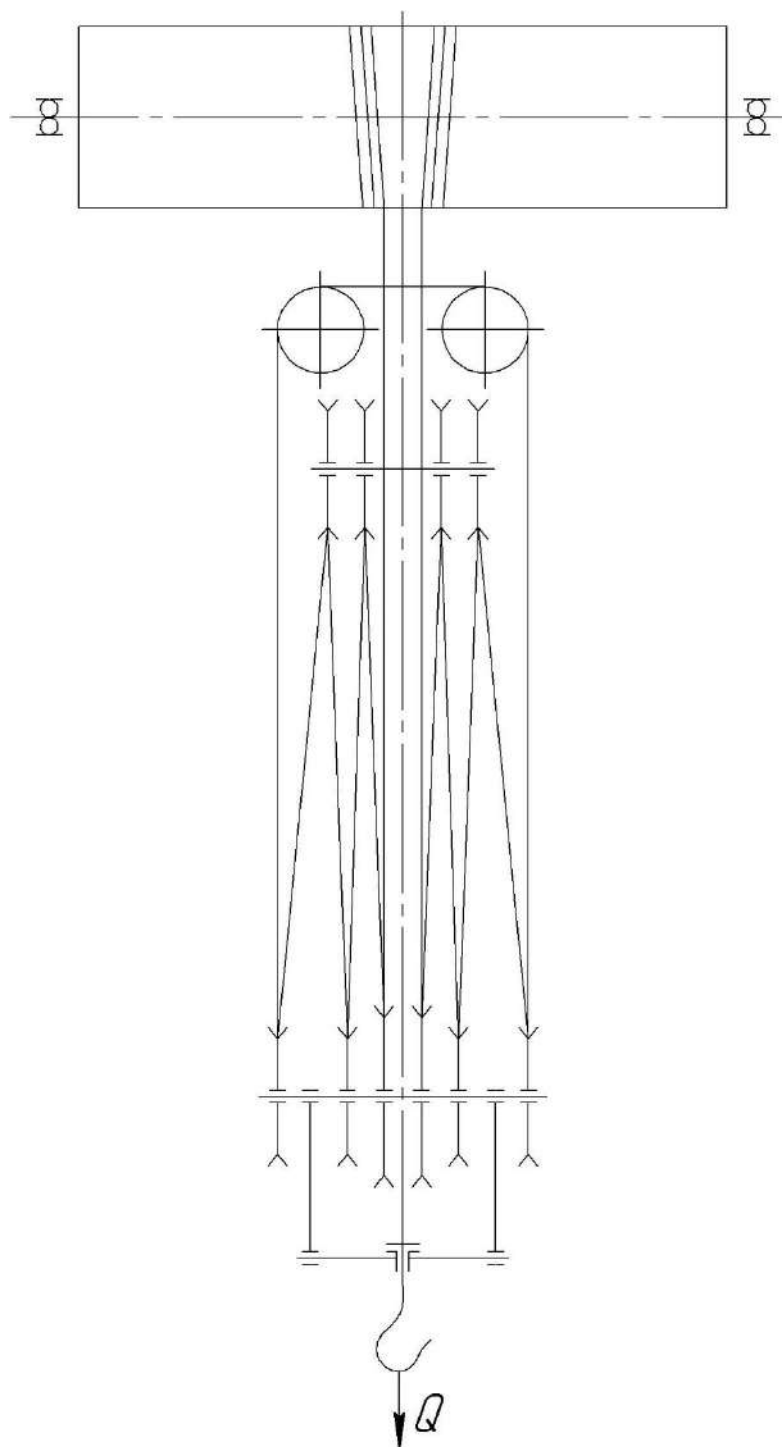


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму підйому

2.1.1 Вибір канату

Найбільше зусилля в канаті при підйомі вантажу $Q = 60$ т

$$S_{max} = \frac{Q + G_{\text{подв}}}{a * m * \eta_{\text{п}}} = \frac{60000 + 2840}{2 * 6 * 0,953} = 5500 \text{ кг} \quad (2.1)$$

де $Q = 60000$ кг – вантажопідйомність;

$G_{\text{подв}} = 2840$ кг – вага гакової підвіски;

$a = 2$ – число закріплення канату на барабані;

$m = 6$ – кратність поліспасту;

$\eta_{\text{п}} = 0,953$ – кпд поліспасту.

Для підйому вантажу $Q = 60$ т необхідно встановити канат з розривним зусиллям не менше $R = S_{max} * n = 5500 * 6 = 33000$ кг

При збільшенні вантажопідйомності крана необхідно встановити канат 23-160-1 ГОСТ 14954-69 $R = 33600$ тип

$$\text{ЛК} - \text{Р } 6 \times 9 [1 + 6 + 6/6] + 7 \times 7 [1 + 6]; \sigma_{\text{в}} = \frac{160 \text{ кг}}{\text{мм}^2}. \quad (2.2)$$

Максимальне зусилля в канаті при підйомі випробувального вантажу $Q = 75000$ кг.

$$S_{\text{max (випр)}} = \frac{75000 + 2840}{2 * 6 * 0,953} = 6950 \text{ кг}$$

Перевірка двигуна

Фактична швидкість підйому вантажу

$$v_{\phi} = \frac{\pi * D_{\phi} * n}{m * i_p} = \frac{3.14 * 0.7 * 590}{6 * 48.57} = 4.46 \text{ м/хв}$$

де $D_{\phi} = 700 \text{ мм}$ – діаметр барабану по вісям витків канату;

$n = 590 \text{ об}^{-1}$ – число обертів двигуна;

$i_p = 48,57$ – передаточне число редуктора.

Необхідна потужність електродвигуна:

$$N = \frac{Q * v_{\phi}}{6120 * \eta_{\text{заг}}} = \frac{62840 * 4,46}{6120 * 0,843} = 54,4 \text{ кВт}$$

На кран встановлений електродвигун МТВ-712-10 $N = 100 \text{ кВт}$,

$n = 590 \text{ об/хв}$. Відповідно встановлений електродвигун забезпечує роботоздатність механізму при збільшенні його вантажопідйомності до 60т.

Привод здійснюється через редуктор РМ-1000 з передаточним числом $U = 48.57$, який задовольняє умовам при роботі даного механізму.

Перевірка гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_T = \frac{Q * D_{\phi} * \eta_0 * K_T}{2 * i_{\Pi} * i_p} = \frac{62840 * 0,7 * 0,843 * 2}{2 * 6 * 48,57} = 127,1 \text{ кгм}$$

На кран встановлено два гальма ТКТГ-500, який має гальмівний момент $M_T = 250 \text{ кгм}$ (кожний) і необхідно відрегулювати на $M_T = 64 \text{ кгм}$ кожний.

2.1.2 Гакова підвіска

Гак спирається на підшипник №8236 ГОСТ 6874-54. Допускне осьове статичне навантаження для цього підшипника $[Q_{ст}] = 81000\text{кг} > Q = 60000\text{кг}$. Відповідно даний підшипник забезпечує необхідну вантажопідйомність.

Блоки гакової підвіски встановлені на радіально – шарикові підшипники № 226 (130х230х40).

Число обертів підшипників блоків

$$n_{бл} = \frac{v_{ван} * (m-1)}{\pi * D_{бл}} = \frac{4,46 * (6-1)}{3,14 * 0,85} = 8,35 \text{об}^{-1} \quad (2.3)$$

де $v_{ван} = 4,46$ – швидкість підйому вантажу;

$D_{бл} = 0,85\text{м}$ – діаметр блоку;

Так як число обертів підшипника $n_{бл} = 8,35 \text{об/хв} < 10 \text{об/хв}$ тоді перевірку будемо вести за статичним радіальним навантаженням.

$$C_0 = 11200 > Q'_н = 6600\text{кг} \quad (2.4)$$

Робимо висновок, що даний підшипник забезпечує роботоздатність механізму при підвищенні вантажопідйомності.

2.1.3 Траверза крюка

Траверза крюка виготовляється зі Ст.5

Механічні характеристики матеріалу Ст.5:

$$\sigma_B = 50 - 62\text{кг/мм}^2;$$

$$\sigma_T = 26 \text{ кг/мм}^2;$$

$$\sigma_{-1} = 22 \text{ кг/мм}^2.$$

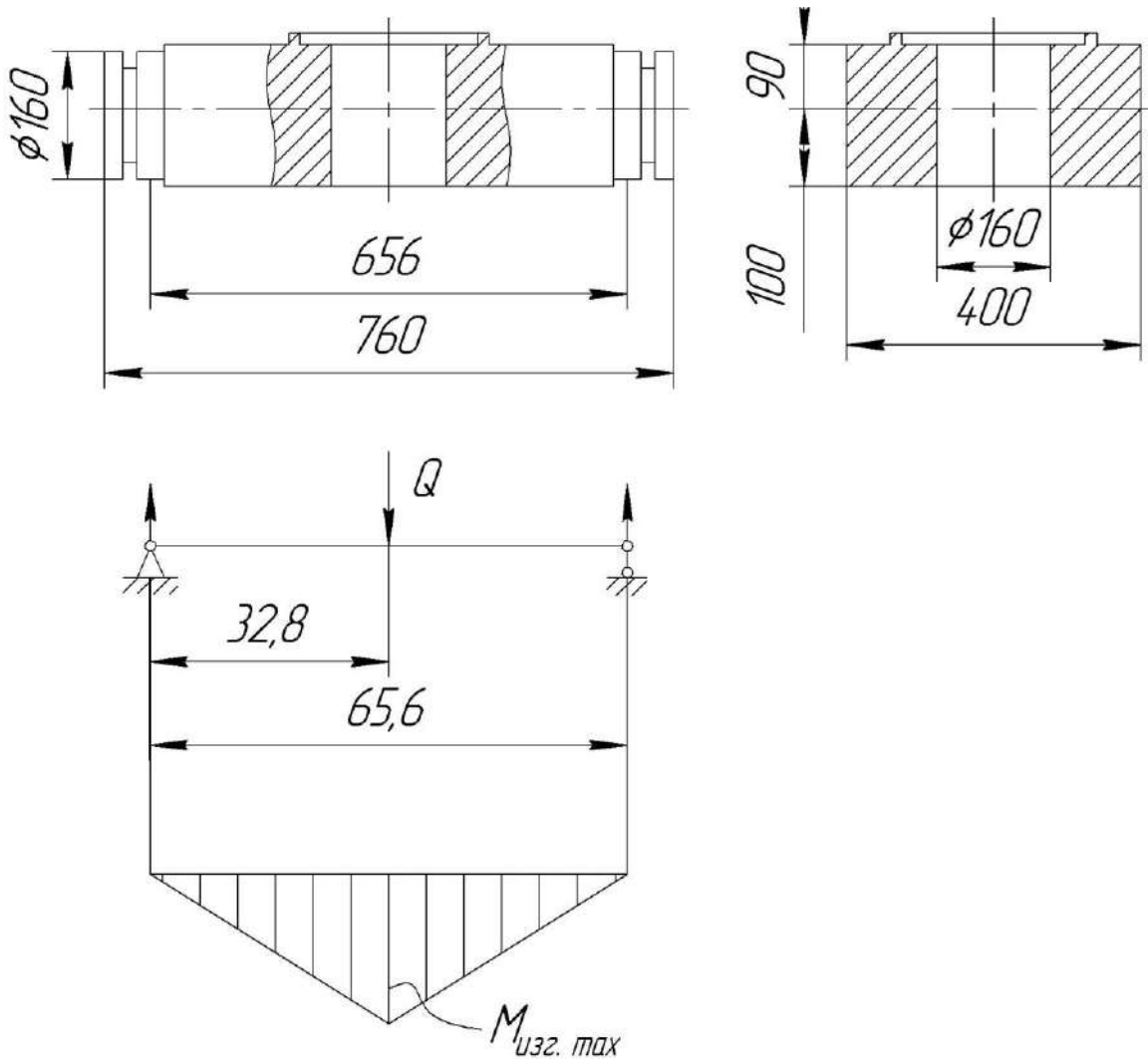


Рисунок 2.2 – Траверса гакової підвіски

Допускні напруження згину при розрахунках на міцність

$$[\sigma]_{зг} = \frac{\sigma_T}{K_M} = \frac{2600}{1,3 \cdot 1,2} = 1670 \text{ кг/см}^2 \quad (2.5)$$

Напруження, що виникають в небезпечному перерізі при підйомі вантажу $Q = 60000 \text{ кг}$.

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{985000}{1430} = 689 \text{ кг/см}^2 \quad (2.6)$$

де $M_{зг} = 985000 \text{ кг} \cdot \text{см}$ – згинаючий момент в середньому перетині траверзи;

Напруження, що виникають в небезпечному перерізі при підйомі випробувального вантажу:

$$\sigma_{\text{випр}} = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{1239000}{1430} = 895 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]_{зг} \quad (2.7)$$

де $M_{зг} = 1239000 \text{ кг} \cdot \text{см}$ - згинаючий момент в середньому перетині траверзи при випробувальному навантаженні.

Існуюча траверса забезпечує необхідну міцність по напруженням згину.

Перевірка траверзи на втомну міцність

Перевірку проводимо за методикою ВНИИПТМАШ. Запас міцності по втомності:

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}} \left(\frac{K'_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} K_g + \psi_{\sigma} \right)} \quad (2.8)$$

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot 2200}{689 \cdot \left(\frac{2.18}{1 \cdot 0.6} \cdot 0.6 + 0.05 \right)} = 2.86 > K = 1.7 \quad (2.9)$$

де σ_{-1} – границя втоми матеріалу при симетричному циклі;

σ_{max} – напруження, що виникають від найбільших навантажень тривало діючих в розрахунковому перетині;

β – коефіцієнт зміцнення, який враховує наявність поверхневого зміцнення, наклепу від дрібоструйної обробки або накладки роликком;

K'_{σ} - коефіцієнт концентрації напружень для розрахункового перетину;

$K = 1.7$ – найменший допустимий запас міцності за межею втоми.

Результати перевірки показали, що траверза має достатній запас міцності за межею втоми.

2.1.4 Перевірка гака

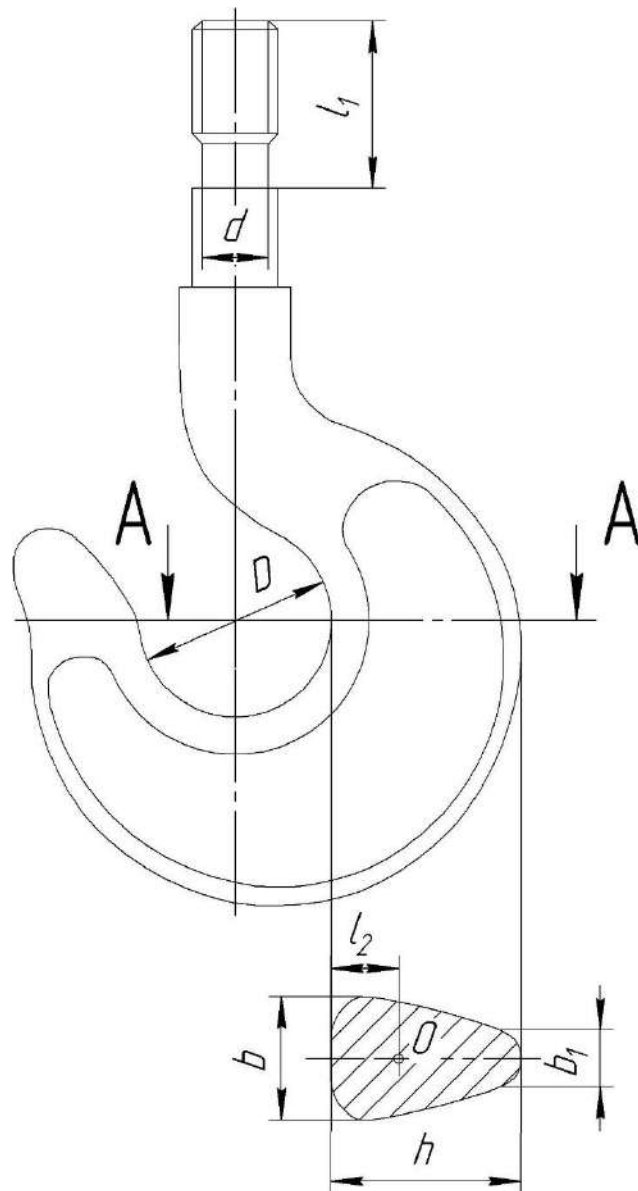


Рисунок 2.3 – Гак

На кран встановлено гак №24

$$D = 270 \text{ мм};$$

$$b = 165 \text{ мм};$$

$$d_1 = 150 \text{ мм};$$

$$d' = 122 \text{ мм};$$

$$h = 260 \text{ мм};$$

різьба трапецеїдальна 140x16

$$R = 85 \text{ мм};$$

$$b_1 = 68 \text{ мм};$$

$$l_2 = 112 \text{ мм};$$

Матеріал гака Ст.20 $\sigma_T = 2200 \text{ кг/см}^2$

Небезпечний переріз криволінійної частини гака є перетин А-А. Найбільші нормальні напруження виникають в крайньому внутрішньому волокні:

$$\sigma = \frac{Q \cdot l_2}{F \cdot K \cdot \frac{D}{2}} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \text{ кг/см}^2 \quad (2.10)$$

де $K = 0,095$ - коефіцієнт, який залежить від форми перетину та кривизни вісі гака;

$n_T = 1,5$ – запас міцності за межею текучості;

Q – вантажопідйомність крана;

l_2 – відстань внутрішнього волокна від центра ваги перетину:

$$l_2 = \frac{b+2b_1}{b+b_1} \cdot \frac{h}{3} = \frac{16,5+2 \cdot 6,8}{16,5+6,8} \cdot \frac{26}{3} = 11,2 \text{ см} \quad (2.11)$$

F – площа розрахункового перетину:

$$F = \frac{b+b_1}{2} \cdot h = \frac{16,5+6,8}{2} \cdot 26 = 303 \text{ см}^2 \quad (2.12)$$

$$\sigma = \frac{60000 \cdot 11,2}{303 \cdot 0,095 \cdot \frac{27}{2}} = 1728 \text{ кг/см}^2 > [\sigma] \quad (2.13)$$

$$\frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{2200}{1,5} = 1470 \text{ кг/см}^2 \quad (2.14)$$

Фактичний запас міцності за межею текучості:

$$n_{Т.ф.} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{2200}{1728} = 1,27 \quad (2.15)$$

Напруження, які виникають при підйомі контрольного вантажу:

$$\sigma_{\text{конт}} = \frac{75000 \cdot 11,2}{303 \cdot 0,095 \cdot \frac{27}{2}} = 2160 \text{ кг/см}^2 > \sigma_T \quad (2.16)$$

Результати розрахунку показують, що встановлений на крану гак не має достатній запас міцності при збільшенні вантажопідйомності. На крані необхідно встановити гак №25, зберігши розміри хвостовика без зміни для зменшення об'єму робіт по переводу крана на підвищену вантажопідйомність.

Розміри гака №25:

$$D = 300 \text{ мм};$$

$$b = 190 \text{ мм};$$

$$h = 290 \text{ мм};$$

$$R = 88 \text{ мм};$$

$$b_1 = 74 \text{ мм};$$

$$l_2 = 124 \text{ мм};$$

$$l_2 = \frac{b+2b_1}{b+b_1} \cdot \frac{h}{3} = \frac{19,0+2 \cdot 7,4}{19,0+7,4} \cdot \frac{29}{3} = 12,4 \text{ см} \quad (2.17)$$

$$F = \frac{b+b_1}{2} * h = \frac{19,0+7,4}{2} * 29 = 383\text{см}^2 \quad (2.18)$$

$$\sigma = \frac{60000*12,4}{383*0,095*\frac{30}{2}} = 1360\text{кг/см}^2 \quad (2.19)$$

$$\sigma = 1360 < [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{2200}{1,5} = 1470\text{кг/см}^2 \quad (2.20)$$

Напруження, які виникають при підйомі контрольного вантажу:

$$\sigma_{\text{конт}} = \frac{75000*12,4}{383*0,095*\frac{30}{2}} = 1705\text{кг/см}^2 \quad (2.21)$$

Фактичний запас міцності за межею текучості при підйомі контрольного вантажу:

$$n_{\text{т.ф.}} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{2200}{1705} = 1,29 \quad (2.22)$$

що є допустимим.

Перевіряємо міцність хвостової частини гака:

$$\sigma_p = \frac{Q}{F} = \frac{4*Q}{\pi*d_1^2} = \frac{4*60000}{3,14*12,2^2} = 513\text{кг/см}^2 \quad (2.23)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьби.

Для важкого режиму роботи $[\sigma_p] = 500 \text{ кг/см}^2$.

Фактичний запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{Т.ф.}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma} = \frac{2200}{513} = 4,3 \quad (2.24)$$

Перевірка міцності нарізної частини гака по напруженням зрізу в витках різьби

Найменша довжина нарізної частини гака:

$$l_1 > H = \frac{Q}{\pi * d_1 * K_m * K_1 * [\tau_{\text{зр}}]}, \text{ см} \quad (2.25)$$

де H – висота гака, см;

d_1 - внутрішній діаметр різьби, см;

$[\tau_{\text{зр}}]$ – допускні напруження на зріз, кг/см²

$$[\tau_{\text{зр}}] = 0,6 * [\sigma_{\text{р}}] \quad (2.26)$$

$$[\tau_{\text{зр}}] = 0,6 * 500 = 300 \text{ кг/см}^2 \quad (2.27)$$

$K_m = 0,572$ - безрозмірний коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по виткам;

$K_1 = 0,65$ – коефіцієнт повноти різьби, який залежить від профілю різьби.

$$H = \frac{60000}{3,14 * 12,2 * 0,572 * 0,65 * 300} = 14,0 \text{ см} \quad (2.28)$$

На гаку, який встановлений на крані, довжина нарізної частини $l_{1\phi} = 135$ мм. При зміні гаку треба врахувати, що дійсної довжини нарізної частини недостатньо. Довжина нарізної частини гаку з урахуванням канавки під стопорну планку повинна бути не менше $l_1 = 145$ мм. Відповідно і повинна збільшитися і висота гайки.

В результаті проведених розрахунків робимо висновок, що при збільшенні вантажопідйомності крана необхідно замінити гак. Замість поковки №24 виготовити гак з поковки №25, при цьому зберегти параметри різьби, але збільшити її довжину на 15 мм. В зв'язку з цим необхідно виготовити нову гайку.

2.2 Механізм пересування візка

2.2.1 Розрахунок механізму пересування візка

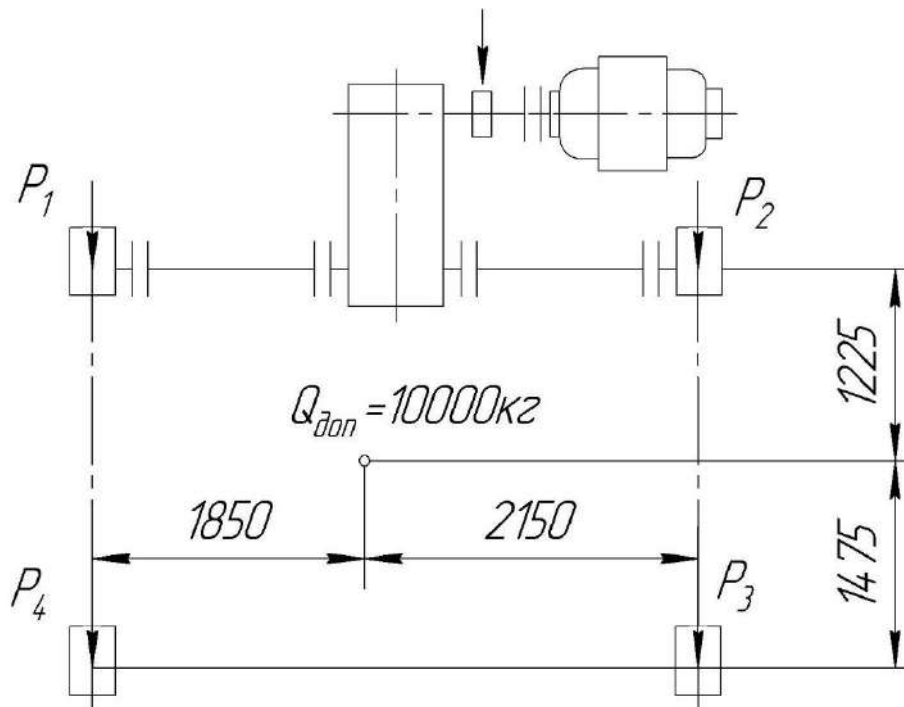


Рисунок 2.4 – Схема механізму пересування візка

Навантаження на колеса при вантажопідйомності крана $Q = 50000\text{кг}$ складає:

$$P_1 = 19200\text{кг};$$

$$P_2 = 18100\text{кг};$$

$$P_3 = 17920\text{кг};$$

$$P_4 = 18720\text{кг}.$$

Навантаження на приводні колеса від додаткового вантажу

$$Q_d = 10000\text{кг}$$

$$Q_{d1} = \frac{1475 \cdot 10000}{2700} = 5463\text{кг} \quad (2.29)$$

Навантаження на неприводні колеса від додаткового вантажу

$$Q_{d2} = \frac{1225 \cdot 10000}{2700} = 4537\text{кг} \quad (2.30)$$

Додаткове навантаження на перше ходове колесо

$$P'_1 = \frac{5463 \cdot 2150}{4000} = 2936\text{кг} \quad (2.31)$$

Додаткове навантаження на друге ходове колесо

$$P'_2 = \frac{5463 \cdot 1850}{4000} = 2527\text{кг} \quad (2.32)$$

Додаткове навантаження на третє ходове колесо

$$P'_3 = \frac{4537 \cdot 1850}{4000} = 2098\text{кг} \quad (2.33)$$

Додаткове навантаження на четверте ходове колесо

$$P'_4 = \frac{4537 \cdot 2150}{4000} = 2439\text{кг} \quad (2.34)$$

Додавши додаткові навантаження до основного навантаження ми отримуємо навантаження, яке діє на колеса при вантажопідйомності

$$Q = 60000 \text{ кг.}$$

$$P_1'' = 19200 + 2936 = 22136 \text{ кг;}$$

$$P_2'' = 18100 + 2527 = 20627 \text{ кг;}$$

$$P_3'' = 17920 + 2098 = 20018 \text{ кг;}$$

$$P_4'' = 18700 + 2439 = 21139 \text{ кг;}$$

При випробуваннях максимальна вага вантажу $Q_{\text{випр}} = 75000 \text{ кг.}$

Навантаження, яке буде діяти на перше ходове колесо при випробувальному вантажі $Q_{\text{випр}} = 75000 \text{ кг.}$

Додаткове навантаження на приводні колеса:

$$\Delta P'_{\text{випр}} = \frac{15000 * 1475}{2700} = 8194 \text{ кг} \quad (2.35)$$

Додаткове навантаження при випробувальному вантажі на перше ходове колесо

$$\Delta P'_{1\text{випр}} = \frac{8194 * 2150}{4000} = 4404 \text{ кг} \quad (2.36)$$

$$P_{1\text{випр}} = P_1 + \Delta P_{1\text{випр}} = 22136 + 4404 = 26540 \text{ кг} \quad (2.37)$$

2.2.2 Визначення опору пересування візка

Повний статичний опір пересування візка:

$$W_{\text{ст}} = K_p * W_T + W_{\text{ук}} \quad (2.38)$$

де W_T – сила тертя без урахування реборд та торців маточини, кг;

$K_p = 2,5$ – коефіцієнт, який враховує додаткове тертя реборд ходових колес о голівку рейок;

$W_{ук}$ – опір від уклону підкранового шляху, кг.

Опір від тертя при русі візка:

$$W_1 = K_p * W_T = K_p * (G_0 + Q) \frac{(2\mu + df)}{D_{х.к}} \quad (2.39)$$

$$W_1 = 2,5 * (24120 + 60000) \frac{(2*0,05 + 13*0,02)}{55} = 1376 \text{кг} \quad (2.40)$$

де $G_0 = 24120 \text{кг}$ – вага візка;

$Q = 60000 \text{кг}$ – вага вантажу;

$d = 13 \text{см}$ – внутрішній діаметр підшипників колес;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя конічних підшипників опор валу

ходового колеса;

$\mu = 0,05$ – коефіцієнт тертя кочення;

$D_{х.к} = 55 \text{см}$ – діаметр ходового колеса.

Опір від ухилу шляхів

$$W_{ук} = \gamma * (G_0 + Q) = 0,002 * (24120 + 60000) = 168 \text{кг} \quad (2.41)$$

де $\gamma = 0,002$ – ухил підкранових шляхів.

Повний статичний опір пересування візка:

$$W_{ст} = W_1 + W_{ук} = 1376 + 168 = 1544 \text{кг} \quad (2.42)$$

Опір пересування візка від сил інерції при рушанні з місця:

$$W_{\text{ін}} = \frac{(G_0+Q)}{g} * [a] = \frac{(24120+60000)}{9.81} * 0.1 = 858\text{кг} \quad (2.43)$$

де $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$ – прискорення при пуску.

Опір пересування візка при рушанні з місця:

$$W = W_{\text{ст}} + W_{\text{ін}} = 1544 + 858 = 2402\text{кг} \quad (2.44)$$

2.2.3 Необхідна потужність електродвигуна, вибір електродвигуна та редуктора

$$N = \frac{W*v}{60*102*\eta*K_M} = \frac{2402*42,4}{6120*0,87*1,7} = 11,25\text{кВт} \quad (2.45)$$

де $K_M = 1,7$ – кратність середнь пускового моменту двигуна;

$\eta = 0,87$ – КПД механізму пересування.

Вибираємо:

електродвигун МТФ – 750

$N = 11\text{кВт}$ при ПВ=40%

$n = 705 \text{ об/хв}$;

Редуктор ВКУ – 312-8

$U = 28,7$;

$N_p = 23,7\text{кВт}$ при ПВ=40%

Фактична швидкість пересування візка:

$$v_{\phi} = \pi * D_{x.k} \frac{n_{дв}}{L_p} = 3.14 * 0.55 * \frac{705}{28.7} = 42.42 \text{ м/хв} \quad (2.46)$$

Відхилення від швидкості пересування візка, яку мав механізм пересування до реконструкції:

$$\Delta v = \frac{v_{\phi} - v_1}{v_{\phi}} 100\% = \frac{42,4 - 40,5}{42,4} * 100\% = 4,48\% \quad (2.47)$$

2.2.4 Перевірка електродвигуна за умовами нагріву, за часом розгону, за запасом зчеплення

Перевірка електродвигуна за умовами нагріву

Потужність при сталому русі:

$$N_{ст} = \frac{W_{ст} * v}{60 * 102 * \eta} = \frac{1544 * 42,4}{60 * 102 * 0,87} = 12,29 \text{ кВт} \quad (2.48)$$

Еквівалентна потужність:

$$N_{екв} = \gamma * N_{ст} * K' = 1,2 * 12,29 * 0,75 = 11 \text{ кВт} < N_{д} 25\% \text{ ПВ} = 13 \text{ кВт} \quad (2.49)$$

де $\gamma = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує відношення $N_{екв} / N_{ст}$;

$K' = 0,75$ - коефіцієнт, який враховує відносну тривалість вкючення.

Перевірка електродвигуна за часом розгону

$$t_p = \frac{CD^2 n_H}{375 * M_H} * t_{\text{пуск}} = \frac{38,52 * 705}{375 * 15,2} * 2,1 = 10 \text{с} \quad (2.50)$$

де $CD^2 = 38,52$;

$M_H = 15,2$ – номінальний момент двигуна.

Перевірка електродвигуна за запасом зчеплення

$$K_{\text{зч}} = \frac{G_{\text{зч}} * f_1}{W_{\text{б.в}} + G_T \left(\frac{a}{g} - \frac{a_1 - b}{a_1} * f * \frac{d}{D_{\text{х.к}}} \right)} \geq 1,2 \quad (2.51)$$

де $G_{\text{зч}} = G_T / 2 = 12000 \text{кг}$ – сумарний тиск ведучих ходових коліс на рейку;

$a_1 = 4$ – загальне число ходових коліс;

$b = 2$ – число відомих коліс;

$f_1 = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рейкою.

Сумарний статичний опір пересування візка без вантажу:

$$W_{\text{б.в}} = K_P G_T \frac{(2\mu + df)}{D_{\text{х.к}}} = 2,5 * 24120 * \frac{2 * 0,05 + 13 * 0,02}{55} = 394,7 \text{кг} \quad (2.52)$$

$$K_{\text{зч}} = \frac{12000 * 0,2}{394,7 + 24120 \left(\frac{0,57}{9,8} - \frac{4 - 2}{4} * 0,02 * \frac{13}{35} \right)} = 1,4 > [K_{\text{зч}}] = 1,2 \quad (2.53)$$

Допустимий гальмівний момент при відсутності юзу:

$$M_T = \frac{n_d}{375 * t_T} \left[C(GD_1^2) + \frac{G_T * D_{\text{х.к}}^2 * \eta}{U_p^2} \right] - M_{\text{СТ}}^{\text{б.г}} \quad (2.54)$$

$$M_T = \frac{705}{375 * 0,8} \left[1,15 * 2,52 + \frac{24120 * 0,55^2 * 0,87}{28,7^2} \right] - 3,29 = 21,6 \text{кгм} \quad (2.55)$$

Приймаємо на механізм пересування візка гальма ТКТГ-200
з $M_T = 30$ кґм.

2.3 Розрахунок металоко́нструкції рами візка

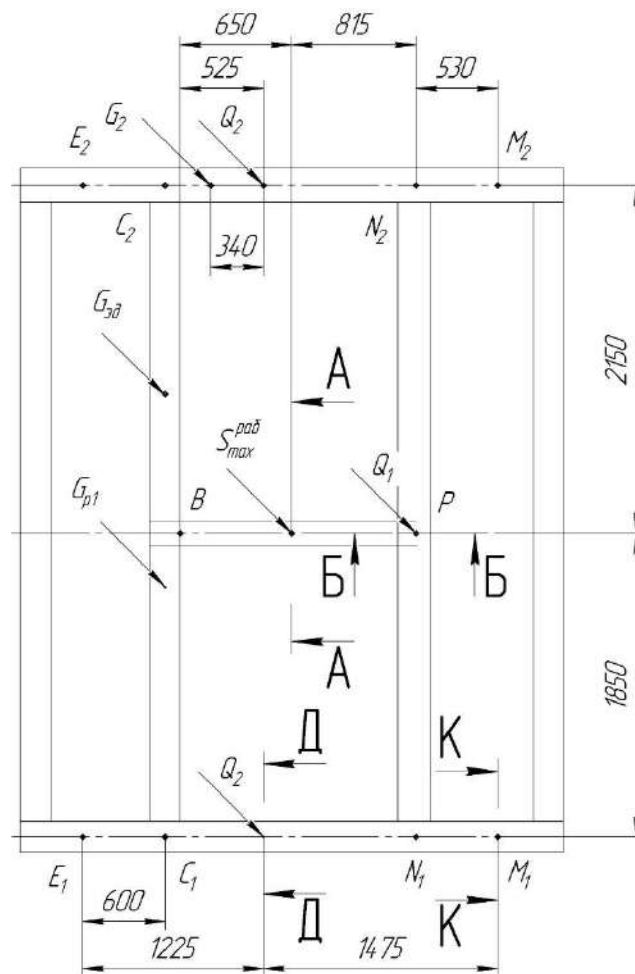


Рисунок 2.5 – Рама візка крана

Рама виготовлена з Ст.3 з наступними механічними характеристиками:

$$\sigma_B = 38 \text{кґ/мм}^2; \quad \sigma_T = 21 \text{кґ/мм}^2. \quad (2.56)$$

Допустимі напруження для Ст.3 при розрахунках на міцність, випадок навантажень II при запасі міцності $n = 1.4$.

$$[\sigma_p] = 1700 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 1800 \text{ кг/см}^2;$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Розрахунковий опір для Ст.3 при розрахунку на міцність випадок навантажень II:

$$\sigma_p^{\text{розр}} = 2100 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau_{\text{ср}}^{\text{розр}} = 1300 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\text{и}}^{\text{розр}} = 2100 \text{ кг/см}^2.$$

Балка В-Р (перетин А-А)

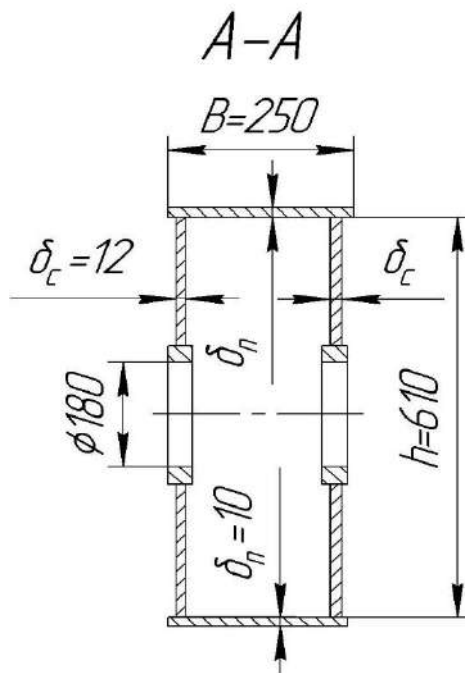


Рисунок 2.6 – Балка В-Р (перетин А-А)

На балці підвішено чотири блока поліспасти. Максимальний натяг канату: $S_{max}^{раб} = 5500\text{кг}$.

Максимальне робоче навантаження прикладене к балці:

$$S_{max}^{раб} = S_{max}^{раб} * X = 5500 * 8 = 44000\text{кг} \quad (2.57)$$

де $X = 8$ – кількість гілок канату.

Момент інерції перетину відносно вісі X:

$$I_x = 2 * \left[\frac{B\delta_{п}^3}{12} + B\delta_{п} \left(\frac{h}{2} \right)^2 + \frac{\delta_c h^3}{12} \right] \quad (2.58)$$

$$I_x = 2 * \left[\frac{25*1^3}{12} + 25 * 1 * \left(\frac{61}{2} \right)^2 + \frac{1.2*61^3}{12} \right] = 91914\text{см}^4 \quad (2.59)$$

Момент опору перетину відносно вісі X:

$$W_x = \frac{I_x}{H/2} = \frac{91914*2}{63} = 2918\text{см}^3 \quad (2.60)$$

Розрахунок ведеться по методу допустимих напружень.

Випадок Па. Динамічний коефіцієнт:

$$\varphi_{II} = 1 + \xi * a * v = 1 + 1,5 + 0,0155 * 7,433 = 1,173 \quad (2.61)$$

де $v = v_{пуск} = 4,46\text{м/хв} = 7,43\text{см/с}$

a – для випадку миттєвого гальмування вантажу:

$$a = \frac{1}{\sqrt{g*\lambda_{ст}}} = \frac{1}{\sqrt{981*422}} = 0,0155 \quad (2.62)$$

$\lambda_{ст}$ – статичне подовження канату:

$$\lambda_{ст} = \frac{S_{max}^{раб} * l_k}{l * F_k * E_k} = \frac{62840 * 1610}{12 * 2 * 10^6} = 4.22 \text{ см} \quad (2.63)$$

де $l_k = h = 1610 \text{ см}$;

$F_k = 2 \text{ см}^2$ – площа поперечного перетину канату;

E_k – модуль пружності канату;

$$E_k = \nu * E_{см} = 0,5 * 2 * 10^6 = 10^6 \text{ кг/см}^2 \quad (2.64)$$

$\nu = 0,4 \div 0,6$ – для канатів подвійного звивання;

$\xi = 1,5$.

Реакції R_B та R_p і згиний момент в перетині А-А:

$$R_p = \frac{75 * S_{max}^{раб}}{75 + 81,5} = \frac{75 * 44000}{75 + 81,5} = 21086 \text{ кг} \quad (2.65)$$

$$R_B = \frac{81,5 * S_{max}^{раб}}{75 + 81,5} = \frac{81,5 * 44000}{75 + 81,5} = 22914 \text{ кг} \quad (2.66)$$

$$M = R_p * 81,5 = 21086 * 81,5 = 1718510 \text{ кгсм} \quad (2.67)$$

Розрахунковий момент:

$$M_{розр} = \varphi_{II} * M = 1173 * 1718510 = 2015880 \text{ кгсм} \quad (2.68)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_p}{W_x} = \frac{2015880}{2918} = 690 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma_{зг}] = 1800 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (2.69)$$

В стінці балці є отвір $\varnothing 180\text{мм}$ рис. 2.6 в перетині А-А. Найбільший коефіцієнт концентрації нормальних напружень може бути місце на контурі вирізу.

В нашому випадку

$$d = 180 < \frac{h}{2} = \frac{610}{2} = 305 \quad (2.70)$$

Напруження в верхніх та нижніх поясах балки будуть більше ніж на контурі вирізу.

Двотаврова балка $N_1 - N_2$ (перетин Б-Б)

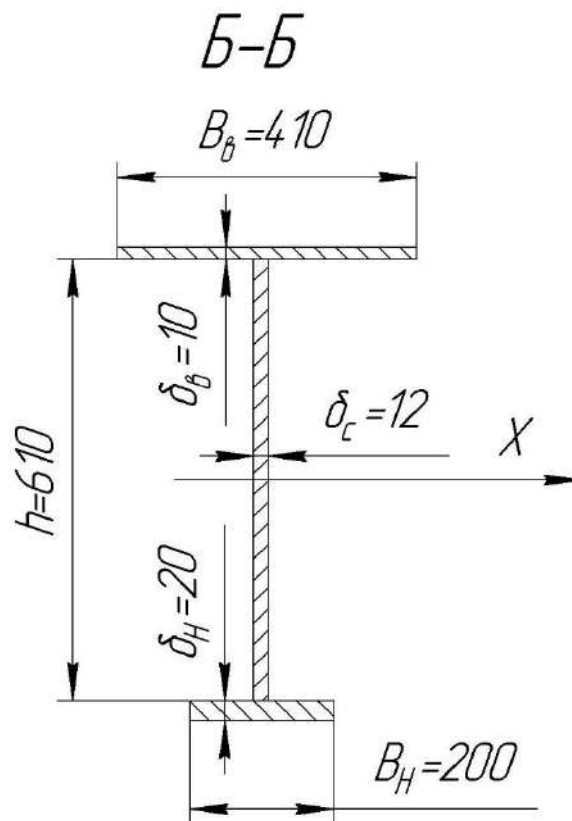


Рисунок 2.7 - Двотаврова балка $N_1 - N_2$ (перетин Б-Б)

Перетин Б-Б. На балку діють навантаження від зрівняльних блоків і R_p :

$$Q_1 = R_p + 2 * S_{max}^{раб} = 21086 + 2 * 5500 = 31086 \text{ кг} \quad (2.71)$$

Реакції N_1 і N_2 та максимальний згиний момент, який діє на двотаврову балку:

$$R_{N_2} = \frac{185 * Q_1}{400} = \frac{185 * 31086}{400} = 14377 \text{ кг} \quad (2.72)$$

$$R_{N_1} = \frac{215 * Q_1}{400} = \frac{215 * 31086}{400} = 16709 \text{ кг} \quad (2.73)$$

$$M = R_{N_1} * 185 = 16709 * 185 = 3091165 \text{ кгсм} \quad (2.74)$$

Розрахунковий згиний момент:

$$M_{розр} = \varphi_{II} * M = 1,173 * 3091165 = 3625936 \text{ кгсм} \quad (2.75)$$

Зміщення центру тяжіння перетину:

$$y_c = \frac{\sum F_i Y_i}{\sum F_i} = \frac{41 * 1 * 31 - 20 * 20 * 31.5}{41 + 40} \approx 0 \quad (2.76)$$

Момент інерції перетину відносно вісі X:

$$I_x = \frac{B_H \delta_H^3}{12} + B_H \delta_H \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_H}{2} \right)^2 + \frac{B_B \delta_B^3}{12} + B_B \delta_B \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_B}{2} \right)^2 + \frac{\delta_C h^3}{12} \quad (2.77)$$

$$I_x = \frac{20 \cdot 2^3}{12} + 20 \cdot 2 \left(\frac{61}{2} + \frac{2}{2} \right)^2 + \frac{41 \cdot 1^3}{12} + 41 \cdot 1 \left(\frac{61}{2} + \frac{1}{2} \right)^2 + \frac{1,2 \cdot 61^3}{12} \quad (2.78)$$

$$= 101805 \text{ см}^4$$

Момент опору перетину відносно осі Х:

$$W = \frac{M_{\text{розр}}}{\frac{h}{2} + \delta_H} = \frac{101805}{\frac{61}{2} + 2} = 3132 \text{ см}^3 \quad (2.79)$$

Згинне напруження в перетині:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_P}{W_x} = \frac{3625936}{3132} = 1158 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma_{зг}] = 1800 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (2.80)$$

Коробчаста балка С₁ – С₂

Коробчасту балку отримали за рахунок посилення двотаврової балки при встановленні трьохтоного підйому.

На балці розташовано електродвигун головного підйому та редуктор механізму пересування візка. $G_{ел} = 1700 \text{ кг}$; $G_p = 800 \text{ кг}$.

Реакції R_{c1} та R_{c2} :

$$R_{c2} = \frac{G_p \cdot 140 + R_B \cdot 185 + G_{ел} \cdot (400 - 121)}{400} \quad (2.81)$$

$$R_{c2} = \frac{800 \cdot 140 + 22914 \cdot 185 + 1700 \cdot (400 - 121)}{400} = 12064 \text{ кг} \quad (2.82)$$

$$R_{c1} = \frac{G_p \cdot 260 + R_B \cdot 215 + G_{ел} \cdot 121}{400} \quad (2.83)$$

$$R_{c2} = \frac{800 \cdot 260 + 22914 \cdot 215 + 1700 \cdot 121}{400} = 13350 \text{ кг} \quad (2.84)$$

Двотаврова балка $N_1 - N_2$ більш навантажена ніж коробчаста балка $C_1 - C_2$.

Поздовжні балки візка (перетин Д-Д і К-К)

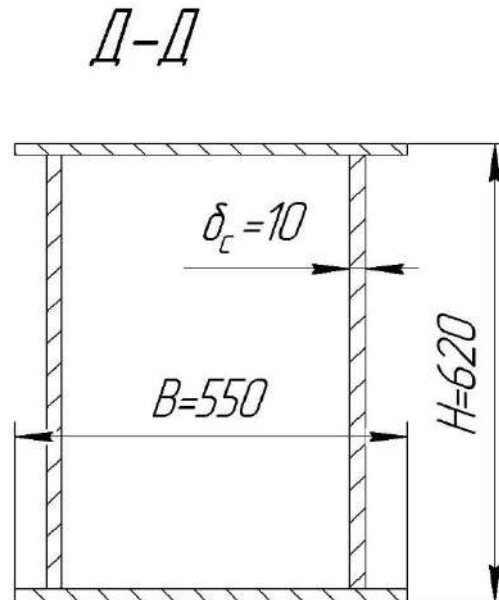


Рисунок 2.8 – Перетин Д-Д поздовжньої балки E_1M_1

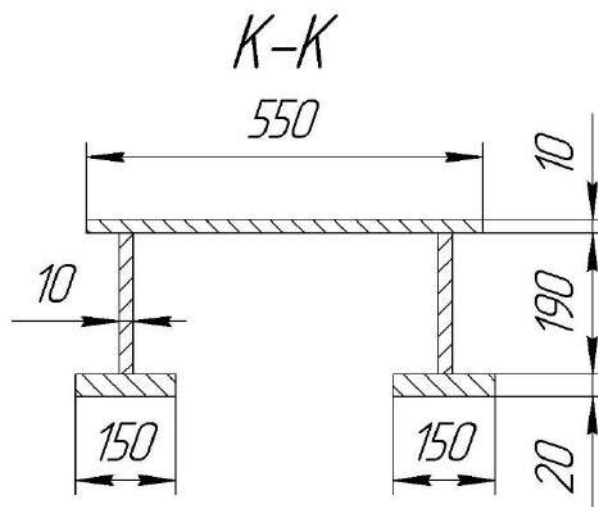


Рисунок 2.9 – Перетин К-К поздовжньої балки E_1M_1

Перетин Д-Д та К-К. Поздовжня балка E_1M_1 . На балку діють навантаження R_{c1} ; R_{N1} ; Q_2

$$Q_2 = S_{max}^{раб} + \frac{G_p}{2} = 5500 + \frac{1800}{2} = 6400\text{кг} \quad (2.85)$$

Реакції R_{E1} та R_{M1}

$$R_{M1} = \frac{R_{c1} * 60 + Q_2 * 122,5 + R_{N1} * 217}{270} \quad (2.86)$$

$$R_{M1} = \frac{13350 * 60 + 6400 * 122,5 + 16709 * 217}{270} = 19300\text{кг} \quad (2.87)$$

$$R_{E1} = \frac{R_{N1} * 53 + Q_2 * 147,5 + R_{c1} * 210}{270} \quad (2.88)$$

$$R_{E1} = \frac{16709 * 53 + 6400 * 147,5 + 13350 * 210}{270} = 17160\text{кг} \quad (2.89)$$

Максимальний згиний момент:

$$M = R_E * 122,5 - R_c * 62,5 \quad (2.90)$$

$$M = 17160 * 122,5 - 13350 * 62,5 = 1267725\text{кгсм} \quad (2.91)$$

Розрахунковий згиний момент:

$$M_{розр} = \varphi_{II} * M = 1,173 * 1267725 = 1487041\text{кгсм} \quad (2.92)$$

Момент опору перетину Д-Д

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{55 \cdot 62^3 - 53 \cdot 60^2}{6 \cdot 62} = 4462 \text{ см}^3 \quad (2.93)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{розр}}{W_x} = \frac{1487041}{4462} = 335 \text{ кг/см}^2 \quad (2.94)$$

Розрахунок поздовжньої балки на зріз:

Перетин К-К. Максимальне навантаження, яке діє на балку

$$R_{M1} = 19300 \text{ кг}$$

Площа поперечного перетину балки:

$$F = 55 \cdot 1 + 2 \cdot 19 \cdot 1 + 2 \cdot 15 \cdot 2 = 153 \text{ см}^2 \quad (2.95)$$

Напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{R_{M1}}{F} = \frac{19300}{153} = 126 \text{ кг/см}^2 \quad (2.96)$$

3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІ ЗАВАЛЮВАЛЬНОГО КРАНА В ЗВ'ЯЗКУ З ПІДВИЩЕННЯМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

3.1 Конструкція мосту та матеріал виготовлення

Міст головної балки крана зварний и має двотавровий перетин. Верхні та нижні зв'язки виконані в вигляді ферми з настилом перфорованими листами зі сторони механізму пересування, а зі сторони тролей з настилом тільки на верхній горизонтальній фермі. Матеріал головної балки крана – Ст.3.

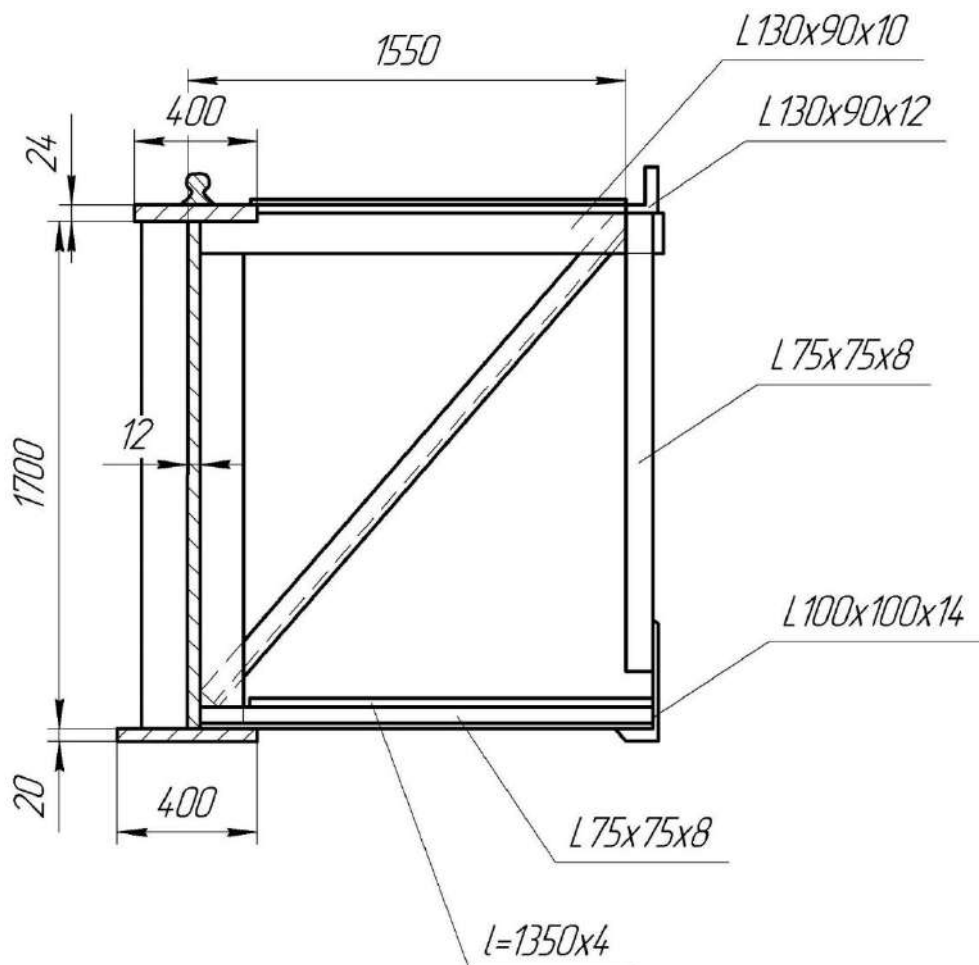


Рисунок 3.1 – Поперечний перетин головної балки

Параметри головної балки:

Верхній пояс головної балки $\delta_{\Pi}^B = 24\text{мм}$, $\sigma_B = 440\text{МПа}$;

Нижній пояс головної балки $\delta_{\Pi}^H = 20\text{мм}$, $\sigma_B = 390\text{МПа}$;

Вертикальна стінка головної балки $\delta_c = 12\text{мм}$, $\sigma_B = 460\text{МПа}$;

Ребра жорсткості головної балки $\delta_p = 10\text{мм}$, $\sigma_B = 460\text{МПа}$;

Лист настилу $\delta_n = 4\text{мм}$;

Верхній пояс допоміжної ферми $\angle 130 \times 90 \times 12$, $F = 25.2\text{см}^2$;

Нижній пояс допоміжної ферми $\angle 100 \times 100 \times 14$, $F = 26.3\text{см}^2$;

Розкіс ферми $\angle 75 \times 75 \times 8$, $F = 11.3\text{см}^2$.

3.1.1 Метод розрахунку

Міст розраховується шляхом розчленовування його на плоскі ферми з урахуванням просторової роботи моста.

На міст крана діють наступні навантаження:

- вертикальний тиск ходових коліс візка з вантажем передається на обидві балки;
- сила тяжіння конструкції, розподілена відповідно на головну та допоміжну ферми;
- сила тяжіння механізмів та електрообладнання;
- горизонтальна сила інерції, яка виникає при гальмуванні міста.

Геометричні характеристики середнього перетину моста

Головна балка

Площа перетину:

$$\text{пояс 1} \quad F_{\Pi}^B = B * \delta_{\Pi}^B = 40 * 2,4 = 96 \text{см}^2;$$

$$\text{пояс 2} \quad F_{\Pi}^H = B * \delta_{\Pi}^H = 40 * 2,0 = 80 \text{см}^2;$$

$$\text{стінка 3} \quad F_c = h_{\text{оп}} * \delta_c = 170 * 1,2 = 204 \text{см}^2;$$

$$\text{Загалом: } F = 380 \text{см}^2.$$

Центр тяжіння перетину:

$$Y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} = \frac{80 * 1 + 204 * 87 + 96 * 179,5}{380} = 90 \text{см} \quad (3.1)$$

Момент інерції перетину головної балки відносно центральних вісь X-
X:

$$I_1 = I_x = \frac{B * \delta_{\Pi}^{B3}}{12} + F_{\Pi}^B * 83,2^2 + \frac{B * \delta_{\Pi}^{H3}}{12} + F_{\Pi}^H * 89^2 + \frac{\delta_c * h_{\text{оп}}^3}{12} + F_c * 3^2, \text{ см}^4 \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} I_1 = I_x &= \frac{40 * 2,4^3}{12} + 96 * 83,2^2 + \frac{40 * 2^3}{12} + 80 * 89^2 + \frac{1,2 * 170^3}{12} + 204 * 3^2 = \\ &= 1792000 \text{см}^4 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Момент опору:

$$W_{x1} = \frac{I_x}{y_{\text{min}}} = \frac{1792000}{84,4} = 21232 \text{см}^3; \quad (3.4)$$

$$W_{x2} = \frac{I_x}{y_{\text{max}}} = \frac{1792000}{90} = 19910 \text{см}^3; \quad (3.5)$$

Верхня горизонтальна ферма:

Площа перетину:

$$\text{пояс 1} \quad F_{\Pi}^B = B * \delta_{\Pi}^B = 40 * 2,4 = 96 \text{см}^2;$$

$$\text{пояс 2} \quad F_{\Pi} = 25,2 \text{см}^2; \angle 130 \times 90 \times 12$$

$$\text{настил 3} \quad F_H = \frac{1}{2} l S_H = \frac{1}{2} * 135 * 0,4 = 27 \text{см}^2;$$

$$\text{Загалом: } F = 148,2 \text{см}^2.$$

Центр тяжіння перетину:

$$X_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} = \frac{96 * 20 + 27 * 107 + 25,2 * 175}{148,2} = 62 \text{см} \quad (3.6)$$

Момент інерції ферми:

$$I_3 = \frac{B^3 * \delta_{\Pi}^B}{12} + F_{\Pi}^B * 42^2 + \frac{l_H^3 * \delta_H}{12} + F_H * 55^2 + F_{\Pi} * 122^2, \text{см}^4 \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} I_3 &= \frac{40^3 * 2,4}{12} + 96 * 42^2 + \frac{135^3 * 0,4}{12} + 27 * 55^2 + 25,2 * 122^2 = \\ &= 720900 \text{см}^4 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Момент опору:

$$W_1 = \frac{720900}{62} = 11160 \text{см}^3; \quad (3.9)$$

$$W_3 = \frac{720900}{126} = 5721 \text{см}^3; \quad (3.10)$$

Нижня горизонтальна ферма:

Момент інерції поясів:

$$I_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}^H * F_{\Pi}^B * B^2}{F_{\Pi}^H + F_{\Pi}^B} = \frac{80 * 26.3 * 155^2}{80 + 26.3} = 475500 \text{ см}^4 \quad (3.11)$$

З урахуванням деформації решітки момент інерції ферми:

$$I'_{\Pi} = \frac{I_{\Pi}}{\mu} = \frac{475500}{1.2} = 396200 \text{ см}^4 \quad (3.12)$$

$$\text{де } \mu = 1.2; \frac{h}{L} = \frac{155}{1840} = \frac{1}{12}; \frac{F_{\Pi}}{F_p} = \frac{53}{22} = 2.4$$

$$F_{\Pi} = 0.5(F_{\Pi}^H + F_{\Pi}^B) = 0.5(80 + 26.3) = 53 \text{ см}^2 \quad (3.13)$$

З урахуванням жорсткої заробки ферми в кінцевих балках:

$$I_4 = I'_4 \frac{f}{f'} = 396200 * 4 = 1584800 \text{ см}^4 \quad (3.14)$$

Момент інерції допоміжної ферми:

$$I_{\Pi} = \frac{25.2 * 26.3 * 170^2}{25.2 + 26.3} = 371920 \text{ см}^4 \quad (3.15)$$

$$I_2 = \frac{I_{\Pi}}{\mu} = \frac{371920}{1.25} = 299530 \text{ см}^4 \quad (3.16)$$

$$\text{де } \mu = 1.25; \text{ при } \frac{h}{L} = \frac{1.7}{18.40} = \frac{1}{10}; \frac{F_{\Pi}}{F_p} = \frac{25.2}{11.5} = 2$$

3.2 Розподілення сил на ферми 1-4 від позacentрового прикладення сили тиску ходових коліс візка з вантажем

Внаслідок кручення виникає перерозподіл навантажень на всі ферми моста. На металоконструкцію моста застосовуємо розрахункову комбінацію навантажень Пв.

Візок на мосту нерухомий:

$$Q_1 = \frac{\frac{I_1 + b^2}{I_2 + \frac{b^2}{h^2}} \cdot \frac{I_1}{I_4}}{1 + \frac{I_1 + b^2}{I_2 + \frac{b^2}{h^2}} \cdot \frac{I_1}{I_4}} * P \quad (3.17)$$

$$Q_1 = \frac{\frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}}{1 + \frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}} * P = 0.88 * P ; \quad (3.18)$$

$$Q_2 = \frac{1 * P}{1 + \frac{I_1 + b^2}{I_2 + \frac{b^2}{h^2}} \cdot \frac{I_1}{I_4}} \quad (3.19)$$

$$Q_2 = \frac{1}{1 + \frac{1792000}{299530} + \frac{170^2}{155^2} * \frac{1792000}{1584800}} * P = 0.12 * P ; \quad (3.20)$$

$$Q_4 = \frac{1 * P}{1 + \frac{I_1 + b^2}{I_2 + \frac{b^2}{h^2}} \cdot \frac{I_1}{I_4}} * \frac{B}{h} \quad (3.21)$$

$$Q_4 = 0.12 * \frac{155}{170} * P = 0.109 * P \quad (3.22)$$

$$Q_3 = 0$$

Візок рухається по мосту:

$$Q_1 = \left(1 + \frac{I_1}{I_1 + I_2}\right) * \frac{P}{2} = \left(1 + \frac{1792000}{1792000 + 299530}\right) * \frac{P}{2} = 0,928P \quad (3.23)$$

$$Q_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} * \frac{P}{2} = \frac{299530}{299530 + 1792000} * \frac{P}{2} = 0,072P \quad (3.24)$$

$$Q_3 = -Q_4 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} * \frac{B}{h} * \frac{P}{2} = \frac{299530}{299530 + 1792000} * \frac{155}{170} * \frac{P}{2} = 0,066P \quad (3.25)$$

Вага елементів конструкції

| | |
|----------------------------|----------------------------------|
| Вага моста | $G = 20570\text{кг}$ |
| Вага головної балки | $G_{\text{б}} = 6800\text{кг}$ |
| Вага настилів | $2G_{\text{н}} = 800\text{кг}$ |
| Вага ферм | $G_{\text{ф}} = 2485\text{кг}$ |
| Вага кабіни | $G_{\text{к}} = 1100\text{кг}$ |
| Вага кінцевої балки | $G_{\text{к.б}} = 7700\text{кг}$ |
| Вага візка | $G_{\text{т}} = 24120\text{кг}$ |
| Вага електрообладнання | $G_{\text{ел}} = 4220\text{кг}$ |
| Вага механізму пересування | $G_{\text{мех}} = 2480\text{кг}$ |
| Вага трансмісії | $G_{\text{тр}} = 1570\text{кг}$ |
| Вага допоміжної ферми | $G_{\text{д.ф}} = 1170\text{кг}$ |

3.3 Визначення розрахункових навантажень для половини моста зі сторони механізму пересування крана

Розрахунок проводимо за методом допускних напружень – комбінація навантажень Пв.

Для головної балки розрахунковий випадок Пв – візок рухається по мосту, для допоміжної ферми – візок нерухомий.

$$K_m = 1.1 \quad v_{\text{кр}} = 67\text{м/хв}$$

Навантаження на головну балку при русі візка з вантажем

$$N_3 = P_3 * K_T = 20627 * 1.1 = 22689\text{кг} \quad (3.26)$$

$$N_4 = P_4 * K_T = 20018 * 1.1 = 22020\text{кг} \quad (3.27)$$

Візок рухається по мосту:

$$N'_3 = 0.928 * N_3 = 0.928 * 22689 = 21055\text{кг} \quad (3.28)$$

$$N'_4 = 0.928 * N_4 = 0.928 * 22020 = 20430\text{кг} \quad (3.29)$$

Візок нерухомий:

$$N''_3 = 0.88 * N_3 = 0.88 * 22689 = 19966\text{кг} \quad (3.30)$$

$$N''_4 = 0.88 * N_4 = 0.88 * 22020 = 19377\text{кг} \quad (3.31)$$

Зосереджене навантаження на головну балку від ваги механізму пересування крана:

$$P_{\text{мех}} = Q_{\text{мех}} * K_T = 2,48 * 1,1 = 2728\text{т} \quad (3.32)$$

Постійне розподілене навантаження:

$$g_2 = K_T * \frac{G_6 + G_{\text{пп}} + \frac{2}{3}G_{\text{ел}} + \frac{1}{2}G_{\text{ф}} + \frac{1}{2}G_{\text{тр}}}{L}, \text{т/м} \quad (3.33)$$

$$g_2 = 1,1 * \frac{6,8 + 0,4 + \frac{2}{3} * 4,22 + \frac{1}{2} * 1,5 + \frac{1}{2} * 1,57}{18,4} = 0,765\text{т/м} \quad (3.34)$$

Навантаження на горизонтальні ферми

Горизонтальна сила інерції від ваги візка з вантажем при гальмуванні механізму пересування:

$$P_{и}^{max} = \frac{(Q+G_T)j_M}{g} = \frac{(60+24.12)0.6}{9.8} = 6.4T \quad (3.35)$$

$$\text{де } j_M = \frac{v}{t_T} = \frac{67.5}{2.1*60} = 0.6\text{м/сек}^2 \quad (3.36)$$

Горизонтальна сила інерції від ваги механізму пересування:

$$P_{и}^{мех} = G_{мех} \frac{j_M}{g} = 2,48 \frac{0.6}{9.8} = 0,15T \quad (3.37)$$

Горизонтальна сила інерції від ваги моста:

$$P_{и}^M = g_2 * L * \frac{j_M}{g} = 0.765 * 18.4 * \frac{0.6}{9.8} = 0,86T \quad (3.38)$$

Горизонтальна сила на ферми від позacentрового прикладення навантажень від ходових коліс візка з вантажем:

Візок рухається:

$$Q_3 = -Q_4 = 0,066P \quad (3.39)$$

де $P = N_3 + N_4$

$$N_3^{\Gamma'} = 0.066 * 22,689 = 1,497T \quad (3.40)$$

$$N_4^{\Gamma'} = 0.066 * 22,02 = 1,453\text{т} \quad (3.41)$$

Візок нерухомий:

$$N_3^{\Gamma''} = 0.109 * 22,689 = 2.473\text{т} \quad (3.42)$$

$$N_4^{\Gamma''} = 0.109 * 22,02 = 2.4\text{т} \quad (3.43)$$

Навантаження на допоміжну ферму від сили Q_2 (візок нерухомий)

$$N_3^{\Gamma'''} = 0.12 * N_3 = 0.12 * 22.689 = 2.722\text{т} \quad (3.44)$$

$$N_4^{\Gamma'''} = 0.12 * N_4 = 0.12 * 22.020 = 2.642\text{т} \quad (3.45)$$

Навантаження на допоміжну ферму від механізму пересування:

$$P'_{\text{мех}} = \frac{1}{2} Q_{\text{мех}} * K_T = \frac{1}{2} * 2,48 * 1,1 = 1,364\text{т} \quad (3.47)$$

Навантаження на допоміжну ферму від розподіленого навантаження:

$$g_{\text{д.ф}} = \frac{G_{\text{д.ф}} + \frac{1}{2}G_{\text{г.ф}} + \frac{1}{3}G_{\text{ел}} + \frac{1}{2}G_{\text{тр}} + G_{\text{м}}}{L}, \text{т/м} \quad (3.48)$$

$$g_{\text{д.ф}} = \frac{1,17 + \frac{1,5}{2} + \frac{1}{3} * 4,22 + \frac{1,52}{2} + 0,4}{18,4} = 0,245\text{т/м} \quad (3.49)$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на ферми

В головній балці згинаючий момент (по лініям впливу в середині перетину) від сили $Q_1 = 0,928\text{Р}$

$$M_{max}^B = 209 \text{ тм}$$

Згинаючий момент від сил інерції в фермах 3 та 4 при умові жорсткої заробки цих ферм в кінцевих балках:

$$M_{ин} = \frac{P_{ин}^{max} * L}{8} + \frac{P_{и}^M * L}{12} + \frac{P_{и}^{Mex} * L}{8} \quad (3.50)$$

$$M_{ин} = \frac{6,4 * 18,4}{8} + \frac{0,86 * 18,4}{12} + \frac{0,15 * 18,4}{8} = 16,4 \text{ тм} \quad (3.51)$$

Згинаючий момент інерції на ферму 3 передається $\frac{2}{3}$ від $M_{ин}$, а на ферму 4 $\frac{1}{3}$ від $M_{ин}$ від ваги візка з вантажем при різкому гальмуванні моста:

$$M_3^{ин} = \frac{2}{3} * M_{ин} = \frac{2}{3} * 16,4 = 10,9 \text{ тм} \quad (3.52)$$

$$M_4^{ин} = \frac{1}{3} * M_{ин} = \frac{1}{3} * 16,4 = 5,5 \text{ тм} \quad (3.53)$$

Згинаючий момент діючий на горизонтальні ферми 3 та 4 від позацентрового прикладення сили тиску ходових коліс візка з вантажем:

Візок нерухомий

$$M_{3Г} = \frac{(N_3^{\Gamma''} + N_4^{\Gamma''}) * L}{8} = \frac{(2,473 + 2,4) * 18,4}{8} = 11,2 \text{ тм} \quad (3.54)$$

Візок рухається по мосту

$$M_3^{\Gamma} = -M_4^{\Gamma} = \frac{(N_3^{\Gamma'} + N_4^{\Gamma'}) * L}{8} = \frac{(1,497 + 1,453) * 18,4}{8} = 6,76 \text{ тм} \quad (3.55)$$

3.4 Розрахункові напруження в елементах моста

Нормальні напруження в головній балці в вертикальній площині (точки 1 та 2)

$$\sigma_{1,2} = \frac{M_{max}^B}{W_{x.n}}, \text{ кг/см}^2 \quad (3.56)$$

$$\sigma_1^B = \frac{209 \cdot 10^5}{21232} = -984 \text{ кг/см}^2 \quad (3.57)$$

$$\sigma_2^B = \frac{209 \cdot 10^5}{19910} = \pm 1049 \text{ кг/см}^2 \quad (3.58)$$

Напруження в точках 1 та 3 від сил інерції

$$\sigma_1^{iH} = \frac{M_3^{iH}}{W_1} = \frac{10,9 \cdot 10^5}{11160} = \pm 94 \text{ кг/см}^2 \quad (3.59)$$

$$\sigma_3^{iH} = \frac{M_3^{iH}}{W_3} = \frac{10,9 \cdot 10^5}{5721} = \pm 190 \text{ кг/см}^2 \quad (3.60)$$

Від позацентрового навантаження:

$$\sigma_1^{пH} = \frac{M_3^Г}{W_1} = \frac{6,76 \cdot 10^5}{11160} = 60 \text{ кг/см}^2 \quad (3.61)$$

$$\sigma_3^{пH} = \frac{M_3^Г}{W_3} = \frac{6,76 \cdot 10^5}{5721} = -118 \text{ кг/см}^2 \quad (3.62)$$

Напруження в точках 2 та 4 від сил інерції

$$\sigma_2^{iH} = \frac{S_4^{iH}}{F_1} = \frac{3500}{80} = \pm 44 \text{ кг/см}^2 \quad (3.63)$$

$$\sigma_4^{iH} = \frac{S_4^{iH}}{F_4} = \frac{3500}{26.3} = \pm 133 \text{ кг/см}^2 \quad (3.64)$$

де S_4^{iH} - зусилля в поясах ферми 4 від сил інерції

$$S_4^{iH} = \frac{M_4^{iH}}{b} = \frac{5.5}{1.55} = 3.5 \text{ т}; \quad b = 1.55 \quad (3.65)$$

Від позацентрового навантаження:

$$\sigma_2^{пH} = \frac{S_2}{F_2} = \frac{4360}{80} = -54 \text{ кг/см}^2 \quad (3.66)$$

$$\sigma_4^{пH} = \frac{S_4}{F_4} = \frac{7230}{26.3} = 274 \text{ кг/см}^2 \quad (3.67)$$

де S_2 - зусилля в поясах 2 та 4 (візок нерухомий)

$$S_2 = \frac{M_3^r}{b} = \frac{6.76}{1.55} = 4,36 \text{ т}; \quad b = 1.55 \quad (3.68)$$

S_4 - зусилля в поясах 2 та 4 (візок рухомий)

$$S_4 = \frac{M_4^r}{b} = \frac{11,2}{1.55} = 7,23 \text{ т}; \quad b = 1.55 \quad (3.69)$$

Напруження в поясах допоміжної ферми (по лініям впливу)

$$\sigma_3^B = -841 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad \sigma_4^B = 806 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

Сумарне напруження в розрахункових точках

$$\text{т.1 } \sigma_1 = \sigma_1^B + \sigma_1^{\text{пн}} + \sigma_1^{\text{іп}} = -984 + 60 \pm 97 = -1021 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.2 } \sigma_2 = \sigma_2^B + \sigma_2^{\text{пн}} + \sigma_2^{\text{іп}} = 1049 - 54 \pm 44 = +1039 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.3 } \sigma_3 = \sigma_3^B + \sigma_3^{\text{пн}} + \sigma_3^{\text{іп}} = -841 - 118 \pm 190 = -1149 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{т.4 } \sigma_4 = \sigma_4^B + \sigma_4^{\text{пн}} + \sigma_4^{\text{іп}} = 806 + 274 \pm 133 = 1213 \text{ кг/см}^2$$

3.5 Перевірка на втомну міцність головної балки

Розрахунок на витривалість проводимо по нормальним навантаженням робочого стану для випадку Іа.

Еквівалентне навантаження:

$$Q_{\text{екв}} = \varphi_{\text{екв}} * Q = 0,9 * 60 = 54 \text{ т} \quad (3.70)$$

де $\varphi_{\text{екв}} = 0,9$ - для важкого режиму роботи.

Динамічний коефіцієнт

$$\varphi_1 = 1 + \xi * a * v = 1 + 1.2 * 0.0135 * 3.7 = 1.06 \quad (3.71)$$

$$\text{де } a = \frac{1}{\sqrt{g*(y_{\text{ст}} + \lambda_{\text{ст}})}} = \frac{1}{\sqrt{9,81*(1,56+4,02)}} = 0,0135$$

$y_{\text{ст}} = 1,56 \text{ см}$ – з розрахунку на жорсткість.

Подовження каната:

$$\lambda_{\text{ст}} = \frac{Q * l_k}{i * F_k * E_k} = \frac{60000 * 1610}{12 * 2 * 10^6} = 4.02 \text{ см} \quad (3.72)$$

$l_k = 16,1$ м - висота підйому;

$E_k = 10^6$ кг/см²;

$F_k = 2$ см² = площа перетину каната;

$i = 12$ – кількість гілок канату;

$\xi = 1,2$ – коефіцієнт неточності канату.

При розрахунку на міцність приймаємо $v = v_{\text{під}}$, а при розрахунку на витривалість $v = 0,5 * v_{\text{під}}$

$$v = 0,5 * v_{\text{під}} = 0,5 * 4,46 = 2,23 \text{ м/хв} \quad (3.73)$$

Коефіцієнт асиметрії циклу

$$r = \frac{11G_T + 10gL}{16(G'_T + \varphi_1 Q'_{\text{екв}}) + 10gL} \quad (3.74)$$

$$r = \frac{11 * 12,05 + 10 * 0,765 * 18,4}{16(2 + 1,06 * 27) + 10 * 0,765 * 18,4} = 0,44 \quad (3.75)$$

де $G_T = 12,06$ – половина ваги візка

$$Q'_{\text{екв}} = \frac{Q_{\text{екв}}}{2} = \frac{54}{2} = 27 \text{ Т} \quad (3.76)$$

Границя витривалості визначається з урахуванням коефіцієнту асиметрії циклу r та ефективного коефіцієнта концентрації напруження

$$\sigma_{rk} = \frac{2 * \sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)h} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{rk} = \frac{2 * 126}{(1-0,44) * 1,8 + (1+0,44) * 0,2} = 19,5 \text{ кг/мм}^2 \quad (3.80)$$

де $h = 0,2$ – для вуглецевих сталей;

$k = 1,8$ - коефіцієнта концентрації напруження (стиків та кутові шви);

$$\sigma_{-1} = 12,65 \text{ кг/мм}^2.$$

Допускні напруження на витривалість:

$$[\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n} = \frac{19,5}{1,4} = 14 \text{ кг/мм}^2 \quad (3.81)$$

Перевірний розрахунок за комбінацією навантажень Ів на витривалість проводити немає потреби, тому що напруження в найбільш навантажених точках моста з розрахунку на міцність не перевищує $[\sigma_{rk}]$, тому $[\sigma] = [\sigma_{rk}] = 1400 \text{ кг/см}^2$

3.6 Перевірка жорсткості головної балки

Прогин балки в середині прольоту від дії тільки статичних рухомих навантажень не повинні перевищувати:

$$[f] = \frac{1}{700} L = \frac{18400}{700} = 26,28 \text{ мм} = 2,63 \text{ см} \quad (3.82)$$

Найбільший згинаючий момент від дії прикладання статичних рухомих навантажень:

$$M_{ст} = 177 \text{ Н/см (по лініям впливу)}$$

Фактичний прогин:

$$f = \frac{M_{ст} L^2}{10EI^2} = \frac{177 * 10^5 * 1840^2}{10 * 2,1 * 10^6 * 1,79 * 10^6} = 1,6 \text{ см} < [f] \quad (3.83)$$

По жорсткості та міцності головна балка недовантажена:

$$f = 1,6\text{см при } [f] = 2,63\text{см}$$

$$\sigma_{max} = 1039\text{ кг/см}^2 \text{ при } [\sigma] = 1400\text{ кг/см}^2$$

3.7 Перевірка жорсткої стійкості стінок головної балки

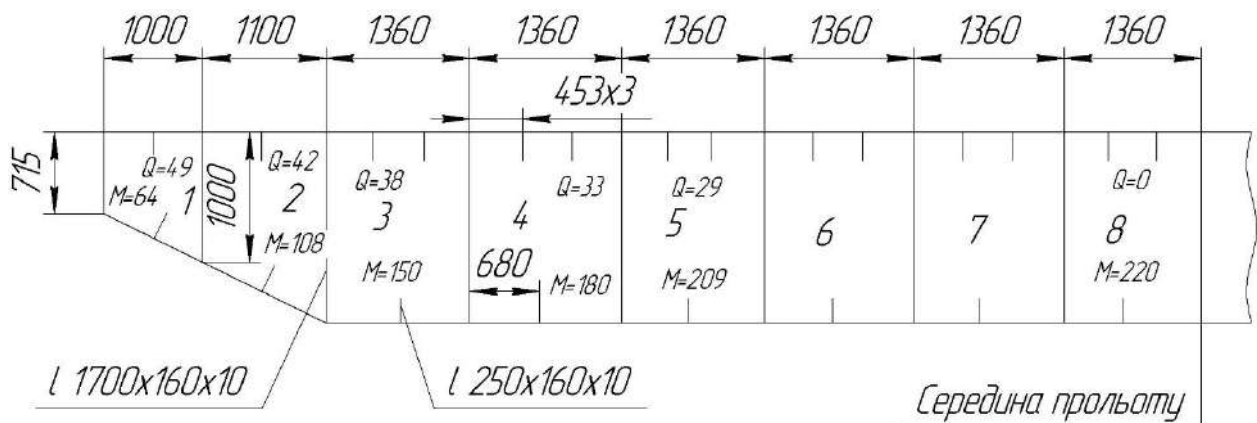


Рисунок 3.2 – Головна балка

Місцеві навантаження змінання кромки вертикальної стінки в місцях неукріплених ребрами жорсткості:

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{z \cdot \delta \sqrt[3]{\frac{I}{z}}} = \frac{22689}{35,6 \cdot 1,2 \sqrt[3]{\frac{1594}{35,6}}} = 153,16\text{кг/см}^2 \quad (3.84)$$

де $P=N_3$ – найбільший тиск ходового колеса візка на рейку;

z – умовна довжина розподіленого тиску від зосередженого вантажу.

$$z = c \sqrt[3]{\frac{I}{\delta}} = 3,28 \sqrt[3]{\frac{1549}{1,2}} = 35,6 \quad (3.85)$$

$I = I_p + I_{\Pi}$ – сума моментів інерції рейки та поясу

$$I = \frac{40 \cdot 2,4^3}{12} + 1544 = 1594 \text{ см}^4 \quad (3.86)$$

$I_p = 1544 \text{ см}^4$ = момент інерції рейки КР – 80.

Перевірку місцевої стійкості стінки при наявності поперечних ребр жорсткості проводимо в найбільш навантажених відсіках 1, 4 та 8.

Відсік 1

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{кр}}} + \frac{\sigma_{\text{м}}}{\sigma_{\text{м.кр}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{\text{кр}}} \right)^2 \right]^{-0,5} > [n] = 1.4 \quad (3.87)$$

де σ – нормальні напруження в перетинах від згину балки;

$\sigma_{\text{м.кр}}$ – критичні місцеві напруження від зосередженого вантажу

$$\sigma_{\text{м.кр}} = K_1 * \left(\frac{\delta}{a} \right)^2 * 10^4 = 3480 * \left(\frac{1,2}{136} \right)^2 * 10^4 = 270916 \text{ кг/см}^2$$

$K_1 = 3480$.

Критичне дотичне напруження для прямокутної пластини:

$$\tau_{\text{кр}} = \left[1250 + 950 \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right] * \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 * 10^4, \text{ кг/см}^2 \quad (3.88)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \left[1250 + 950 \left(\frac{170}{136} \right)^2 \right] * \left(\frac{1,2}{170} \right)^2 * 10^4 = 1362 \text{ кг/см}^2 \quad (3.89)$$

Дотичні напруження в небезпечних перетинах:

$$\tau = \frac{Q_{max}}{h_c * \delta_c} = \frac{50500}{80 * 1.2} = 536 \text{ кг/см}^2 \quad (3.90)$$

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{536}{1362}\right)^2}} = 2.27 > [n] = 1.4 \quad (3.91)$$

Відсік 4 (1/4 прольоту L)

Нормальні напруження:

$$\sigma = \frac{180 * 10^5}{19911} = 904 \text{ кг/см}^2 \quad (3.92)$$

Дотичні напруження:

$$\tau = \frac{33400}{170 * 1.2} = 163 \text{ кг/см}^2 \quad (3.93)$$

Критичне напруження від згинаючого моменту:

$$\sigma_{кр} = K * \left(\frac{\delta}{h_0}\right)^2 * 10^4 = 7460 * \left(\frac{1.2}{170}\right)^2 * 10^4 = 3717 \text{ кг/см}^2 \quad (3.94)$$

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{904}{3717} + \frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{163}{1302}\right)^2}} = 2.2 > [n] = 1.4 \quad (3.95)$$

Відсік 8 Середина прольоту

Згинаючий момент $M_{max}^B = 222 \text{ тм}$, $\tau = 0$, $\sigma = 1049 \text{ кг/см}^2$ - нормальні напруження від M_{max}^B .

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{531}{2709}\right)^2 + \left(\frac{1049}{3717}\right)^2}} = 2.4 > [n] = 1.4 \quad (3.96)$$

Умова стійкості виконується в усіх відсіках з достатнім запасом.

3.8 Розрахунок кінцевої балки

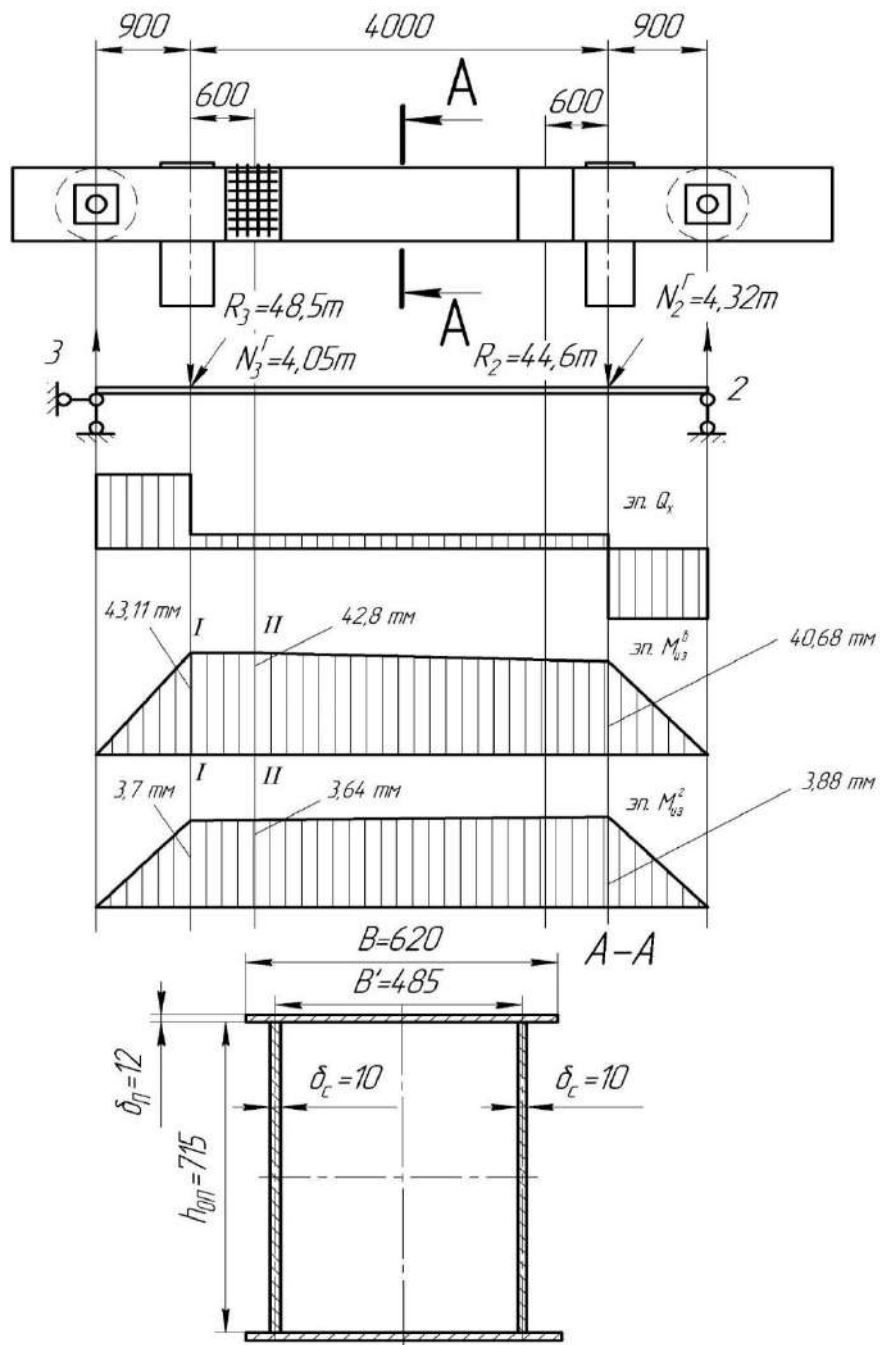


Рисунок 3.3 – Кінцева балка

Розрахунок проводимо по комбінації навантажень Пс. Кран нерухомий, рухається візок з вантажем при різкому гальмуванні $R_3 = 48.5\text{т}$, $R_4 = 44,6\text{т}$ – опорний тиск головної балки на кінцеву зі сторони найбільш навантажених опор.

Опорні реакції:

$$2. = R_3 \frac{0.9}{5.8} + R_2 \frac{4+0.9}{5.8} = 48.5 * \frac{0.9}{5.8} + 44.6 * \frac{4.9}{5.8} = 45.2\text{т}; \quad (3.97)$$

$$3. = R_2 + R_3 - 2. = 48,5 + 44,6 - 45,2 = 47,9\text{т}. \quad (3.98)$$

Навантаження від гальмування візка в горизонтальній площині:

$$N_3^{\Gamma} = 0,1(P_4 + P_3) = 0,1(20,018 + 20,627) = 4,06\text{т}; \quad (3.99)$$

$$N_2^{\Gamma} = 0,1(P_1 + P_2) = 0,1(21,139 + 22,136) = 4,32\text{т}; \quad (3.100)$$

Згинаючий момент в перетинах I, II та III:

$$M_I^B = 47,9 * 0,9 = 43,11\text{тм};$$

$$M_{II}^B = 45,2 * 0,9 = 40,68\text{тм};$$

$$M_{III}^B = 42,8\text{тм};$$

$$M_I^{\Gamma} = 4,06 * 0,9 = 3,64\text{тм};$$

$$M_{II}^{\Gamma} = 4,32 * 0,9 = 3,88\text{тм};$$

$$M_{III}^{\Gamma} = 3,7\text{тм}.$$

Геометричні характеристики перетину кінцевої балки

Момент інерції перетину відносно центральних вісь:

$$I_x = 2 \left[\frac{B\delta^3}{12} + \left(\frac{h_{on}}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right)^2 B * \delta_n + \frac{h^3 \delta_c}{12} \right], \text{см}^4 \quad (3.101)$$

$$I_x = 2 \left[\frac{62 \cdot 1,2^3}{12} + \left(\frac{71,5}{2} + \frac{1,2}{2} \right)^2 * 62 * 1,2 + \frac{71,5^3 * 1}{12} \right] = 257530 \text{ см}^4; \quad (3.102)$$

$$I_y = 2 \left[\frac{B^3 \delta_n}{12} + \frac{h \delta_c^3}{12} + h \delta_c \left(\frac{B'}{2} + \frac{\delta_c}{2} \right)^2 \right], \text{ см}^4 \quad (3.103)$$

$$I_y = 2 \left[\frac{62^3 * 1,2}{12} + \frac{71,5 * 1^3}{12} + 71,5 * 1 \left(\frac{46,5}{2} + \frac{1}{2} \right)^2 \right] = 128325 \text{ см}^4 \quad (3.104)$$

Момент опору перетину:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{max}} = \frac{257530}{37} = 6960 \text{ см}^3 \quad (3.105)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{max}} = \frac{128325}{31} = 4139 \text{ см}^3 \quad (3.106)$$

Статичний момент полуперетину відносно вісі X-X:

$$S_x = B \delta_n \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right) + 2 \frac{h}{2} \delta_c \frac{h}{4}, \text{ см}^3 \quad (3.107)$$

$$S_x = 62 * 1,2 * \left(\frac{71,5}{2} + \frac{1,2}{2} \right) + 2 * \frac{71,5}{2} * 1 * \frac{71,5}{4} = 3982 \text{ см}^3 \quad (3.108)$$

Нормальні напруження в перетині I:

$$\sigma_B = \frac{M_1^B}{W_x} = \frac{4311000}{6960} = 619 \text{ кг/см}^2; \quad (3.109)$$

$$\sigma_\Gamma = \frac{M_1^\Gamma}{W_y} = \frac{364000}{4139} = 88 \text{ кг/см}^2; \quad (3.110)$$

$$\sigma_1 = \sigma_B + \sigma_\Gamma = 88 + 619 = 707 \text{ кг/см}^2 \quad (3.111)$$

Дотичні напруження в перетині I:

$$\tau = \frac{Q \cdot S_x}{I_x \cdot 2 \cdot \delta_c} = \frac{47900 \cdot 3982}{257500 \cdot 2 \cdot 1} = 370 \text{ кг/см}^2 \quad (3.112)$$

Зведене напруження по 4-й теорії міцності:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{707^2 + 370^2 \cdot 3} = 954 \text{ кг/см}^2 < [\sigma] = 1700 \text{ кг/см}^2 \quad (3.113)$$

3.9 Розрахунок монтажного стику кінцевої балки

Перевірка міцності болтів кріплення монтажного стику стінки кінцевої балки

Згинаючий момент, який діє на монтажний стик:

$$M_I^B = 42,8 \text{ тм} \quad (3.114)$$

Момент діючий на з'єднання:

$$\frac{M_{\text{ст}}}{M_I^B} = \frac{I_{\text{ст}}}{I_x} \quad (3.115)$$

$I_{\text{ст}}$ – момент інерції двох стінок кінцевої балки

$$I_{\text{ст}} = 2 \frac{\delta_{\text{ст}} \cdot h^3}{12} = 2 \cdot \frac{1 \cdot 71.5^3}{12} = 60920 \text{ см}^4 \quad (3.116)$$

$$I_x = 257500 \text{ см}^4$$

$$M'_{\text{CT}} = M_{\text{I}}^{\text{B}} * \frac{I_{\text{CT}}}{I_x} = 42.2 * \frac{60920}{257500} = 10 \text{тм} \quad (3.117)$$

На одну стінку передається момент:

$$M_{\text{CT}} = \frac{M'_{\text{CT}}}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{тм} \quad (3.118)$$

Сила, яка сприймається одним болтом найбільш віддаленого ряду:

$$N_1 = \frac{M_{\text{CT}} * r_i}{m * \sum r_i^2} = \frac{5 * 10^5 * 64}{2 * (64^2 + 46^2 + 28^2 + 10^2)} = 2230 \text{кг} \quad (3.119)$$

де r_i – відстань між силами;

$m = 2$ – число болтів в найбільш віддаленому ряді.

Напруження в болті:

$$\tau_{\text{CP}} = \frac{4 * N_1}{\pi * d_1^2} = \frac{4 * 2230}{3.14 * 2.2^2} = 587 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.120)$$

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{N_1}{d_1 * \delta_i} = \frac{2230}{2.2 * 1} = 1014 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{CM}} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.121)$$

$$[\tau] = 0,7 * [\sigma] = 0,7 * 1700 = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.122)$$

$$[\sigma]_{\text{CM}} = 2 * [\sigma] = 2 * 1700 = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}. \quad (3.123)$$

Перевірка болтів кріплення верхніх та нижніх накладок монтажного стику

Момент інерції поясів:

$$I_{nx} = 2B\delta_n \left(\frac{h}{2} + \frac{\delta_n}{2} \right)^2 = 2 * 62 * 1.5 * \left(\frac{71.5}{2} + \frac{1.2}{2} \right)^2 = 196610 \text{ см}^4; \quad (3.124)$$

$$I_x = 257530 \text{ см}^4; \quad M_I^B = 42,8 \text{ тм} \quad (3.125)$$

Згинаючий момент сприймаємий поясами:

$$M_n = M_I^B * \frac{I_{nx}}{I_x} = 42,8 * \frac{196616}{257530} = 32 \text{ тм} \quad (3.126)$$

Момент, що представлений як пара сил:

$$M_n = N_h; \quad N = \frac{M_n}{h} = \frac{32}{0,727} = 44 \text{ т} \quad (3.127)$$

Напруження в болтах:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{N}{n * n_{\text{ср}} * \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{44000 * 4}{12 * 1 * 3,14 * 2,2^2} = \frac{968 \text{ кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.128)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{n * d * \Sigma \delta} = \frac{44000}{12 * 2,2 * 1} = 1665 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{см}} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.129)$$

де $n_{\text{ср}}=1$ – кількість поверхонь зрізу;

$n = 12$ – кількість болтів.

Розрахунок заклепкового з'єднання вузла сполучення головної балки з кінцевою

Перевіряємо опорний перетин на зріз. В опорі діють:

$$Q_{\text{max}} = 50,5 \text{ т} = N \quad (3.130)$$

Дотичні напруження:

$$\tau = \frac{N}{n \cdot n_{cp} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{50500 \cdot 4}{11 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 2.2^2} = \frac{616 \text{ кг}}{\text{см}^2} < [\tau] = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.131)$$

Напруження зминання:

$$\sigma_{cm} = \frac{N}{n \cdot d \cdot \Sigma \delta} = \frac{50500}{11 \cdot 2,2 \cdot 1,2} = 1773 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{cm} = 3400 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.132)$$

де d – діаметр заклопки;

$n_{cp}=2$ – кількість поверхонь зрізу;

$n = 11$ – кількість заклопок в накладці.

3.10 Розрахунок зварних швів

Поясні шви

Перевіряємо в небезпечному перерізі опори головної балки. Приварка поясів виконується суцільним швом $\delta = 8\text{мм}$.

Сколююча сила, яка приходить на одиницю довжини балки:

$$T = \frac{Q_{max} \cdot S_n}{I_x} = \frac{50500 \cdot 3840}{236000} = 837 \frac{\text{кг}}{\text{см}} \quad (3.133)$$

де S_n – статичний момент поясу відносно осі X-X в опорному перетині:

$$S_n = F_n \cdot \frac{h_{on}}{2} = 96 \cdot \frac{80}{2} = 3840 \text{ см}^3 \quad (3.134)$$

I_x – момент інерції опорного перетину

$$I_x = \frac{40 \cdot 2,4^3}{12} + 96 \cdot 39^2 + \frac{40 \cdot 2^3}{12} + 80 \cdot 43^2 + \frac{1,2 \cdot 80^3}{12} = 236000 \text{ см}^4 \quad (3.135)$$

Напруження в шві:

$$\tau = \sqrt{\frac{T^2 + V^2}{2 \cdot B \cdot K}} = 768 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\tau]_{\text{св}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad (3.136)$$

де V – сколюючі зусилля від дії місцевого тиску ходових коліс

$$V = \frac{P}{Z} = \frac{22689}{35,6} = 637 \frac{\text{кг}}{\text{см}} \quad (3.137)$$

де $Z = 35,6$ – умовна довжина розподіленого тиску від зосередженого навантаження.

Зварні шви стінки

Згинаючий момент в перетині стінки, де розташований зварний шов точка 4 по лініям впливу

$$M = 180 \text{ тм} \quad (3.138)$$

Згинаючий момент, який діє на стінку:

$$M_{\text{ст}} = M \cdot \frac{I_{\text{ст}}}{I_x} = 180 \cdot \frac{493130}{1792000} = 49,5 \text{ тм}; \quad (3.139)$$

$$I_{\text{ст}} = \frac{1,2 \cdot 170^3}{12} + 204 \cdot 3^2 = 493136 \text{ см}^4 \quad (3.140)$$

Нормальні напруження в зварному шві:

$$\sigma = \frac{M_{\text{ст}}}{2 \cdot W_{\text{шв}}} = \frac{M_{\text{ст}}}{2 \cdot \frac{\delta l^2}{6}} = 430 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} < [\sigma]_{\text{ш}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}. \quad (3.141)$$

ВИСНОВОК

Експлуатація завалювального крана, який встановлений в пічному прольоті сталеплавильного цеху заводу «Дніпроспецсталь» з вантажопідйомністю $Q = 60\text{т}$. можлива при умові виконання наступних заходів:

1. Використовувати канат за ГОСТ 14954-69 типу ЛК-Р $[1+6+6/6]+7 \times 7 [1+6]$, $\sigma_b = 1600\text{МПа}$ з розривним зусиллям $R = 330\text{кН}$ та $d = 23\text{мм}$ або канат за ГОСТ 3088-69 типу ЛК-Р 18x19 $[1+6+6/6]+1\text{ос}$, $\sigma_b = 1800\text{МПа}$ з розривним зусиллям $R = 325\text{кН}$ та $d = 23\text{мм}$.
2. Використовують гак №25А за ГОСТ 6627-66, нарізав на його хвостастику різьбу ТРАП 140x16, довжиною $l = 145\text{ мм}$, тим самим зберігши без зміни траверзу гакової підвіски.
3. Виготовити нову гайку гаку.
4. В механізмі пересування візка встановити електродвигун МТФ – 312-8, редуктор ВКУ – 750, виготовити нові трансмісійні вали.
5. Колеса візка і крану виготовити зі сталі Сталь 65Г для забезпечення потрібної довговічності.
6. Металоконструкція моста крану та візка підсиленню не потребує.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
2. ДСТУ EN 13001-3-5:2019 (EN 13001-3-5:2016 + A1:2018, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 3-5: Граничні стани та доведення безпеки кованих гаків. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
3. ДСТУ EN 13906-1:2018. Циліндричні гвинтові пружини, виготовлені з круглого дроту та прутків. Розрахунок та проектування. Частина 1. Пружини стиснення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
4. ДСТУ ISO 2408:2022 (ISO 2408:2017, IDT). Канати сталеві дротяні загального призначення. Мінімальні вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023.
5. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
6. Вантажопідйомна техніка : Довідник / за ред. О. В. Григорова. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 480 с.
7. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХП», 2006. – 304 с.
8. Rolling bearings — General catalogue. – Gothenburg : SKF Group, 2023. – 1152 p.
9. ДСТУ ISO 15:2019 (ISO 15:2017, IDT). Підшипники кочення. Радіальні підшипники. Основні розміри. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
10. Григоров О. В. Курсове проектування з дисципліни «Вантажопідйомні машини» : навч. посібник / О. В. Григоров, В. В. Стрижак. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – 264 с.
11. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» / Укл. О. І.

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

12. Каталог приводної техніки SEW-EURODRIVE. Мотор-редуктори серії R, F, K, S, W : технічний каталог. – Київ : СЕВ-ЄВРОДРАЙФ Україна, 2023. – 412 с.

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

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

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

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

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

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