

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
 (повне найменування факультету)

Деталі машин та П.Т.М.
 (повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр
 (ступінь вищої освіти)

на тему Козловий блок універсальний Q=5T.
 (назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи М-3219а

Спеціальності 133 Факультет машинобудування
 (код найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Транспортно-машинні машини

Кирішев Андрій Романович
 (ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник Григор'єв Р.О.
 (ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент Седриченко М.В.
 (ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
 Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний
 Кафедра Деталі машин та ТТМ
 Ступінь вищої освіти Бакалавр
 Спеціальність 153 Технологія машинобудування (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Технічно-транспортні машини та механізми (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Кеосіа Мартовичук

« 4 » 06 2024 року

ЗАВДАННЯ
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Киринів Андрій Романович
 (ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Козловий кран грейферний Q=5T

керівник проєкту (роботи) Старший викладач Рогов Роман Александрович,
 (науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 24 » квітня 20 24 року № 167

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 14.06.2024

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Козловий кран грейферний вантажопідіймальний Q=5T

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізмів крану. 2. Перевірочний розрахунок металоконструкції. 3. Заводи з охорони праці.

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

A2x3 - Козловий кран грейферний Q=5T, A2x3 - Металоконструктивний кран, A1 - Механізм підйому, A1 - Механізм перекування візка, A1 - Механізм перекування крану, A1 - Вантажопідіймальний візок.

ЗМІСТ

№ розділу	Назва розділу	Стор.
	Завдання на проект	1
	Реферат	6
1	Вступ	7
2	Опис машини що проектується	9
3	Розрахунок механізмів крану	10
3.1	Розрахунок механізму підйому вантажу	11
3.1.1	Вихідні дані	11
3.1.2	Вибір канату	13
3.1.3	Барабан канатний	13
3.1.4	Вибір електродвигуна	14
3.1.5	Вибір механічної передачі механізму підйому	15
3.1.6	Крутні моменти на валах механізму підйому	15
3.1.7	Перевірка редукторів та вибір муфт	15
3.1.8	Провірка електродвигуна за умовами теплового режиму	17
3.1.9	Вибір гальм	18
3.1.10	Розрахунок барабана на міцність	18
3.1.11	Кріплення каната до барабану прижимними планками	19
3.1.12	Кріплення ступиці до фланця барабану	20
3.1.13	Визначення навантажень на опори барабана	21
3.1.14	Розрахунок вісі барабана	21
3.1.15	Визначення довговічності підшипників опор барабана	23
3.1.16	Розрахунок швидкохідного трансмісійного вала на статичну міцність	24
3.1.17	Розрахунок шпонки швидкохідного трансмісійного вала	26
3.1.18	Розрахунок швидкохідного трансмісійного вала на втому	26
3.2	Механізм пересування візка	27
3.2.1	Вихідні дані	29
3.2.2	Визначення максимальних та мінімальних навантажень на підвізкові рейки	29
3.2.3	Визначення опорів пересуванню візка	30
3.2.4	Вибір електродвигуна	32
3.2.5	Вибір механічної передачі механізму переміщення візка	32
3.2.6	Крутні моменти. Перевірка редукторів і електродвигуна	33
3.2.7	Вибір муфт	33
3.2.8	Вибір і перевірка гальм	34
3.2.9	Визначення зусилля угона візка	35
3.2.10	Час розгону електропривода	36
3.2.11	Перевірка запасу зачеплення	37
3.2.12	Перевірка електродвигуна за умовами теплового режиму	39

3.2.13	Розрахунок тихохідного трансмісійного валу на статичну міцність	40
№ розділу	Назва розділу	Стор.
3.2.14	Перевірка підшипників букс ходових коліс	41
3.2.15	Розрахунок вала привідного колеса на статистичну міцність	43
3.2.16	Розрахунок шпонкових з'єднань вала з хордовим колесом та втулкою МЗП-10000	45
3.3	Механізм пересування крана	46
3.3.1	Вихідні дані	47
3.3.2	Визначення максимальних та мінімальних навантажень на підкранові рейки	48
3.3.3	Визначення опору переміщення крана	49
3.3.4	Вибір електродвигуна	51
3.3.5	Вибір механічної передачі механізму переміщення крана	52
3.3.6	Крутні моменти. Перевірка редуктора, електродвигуна та вибір муфт	52
3.3.7	Визначення величини гальмового моменту	53
3.3.8	Визначення зусиль нахилу крана	54
3.3.9	Перевірка запасу зачеплення	55
3.3.10	Час розгону електродвигуна	57
3.3.11	Перевірка електродвигуна за умовами теплового режиму	58
3.3.12	Розрахунок швидкохідного трансмісійного вала на статичну міцність	59
3.3.13	Розрахунок шпоночного з'єднання трансмісійного вала з МЗП-1600	60
3.3.14	Розрахунок швидкохідного трансмісійного вала на втому	61
3.3.15	Перевірка підшипників букс ходових коліс	62
3.3.16	Розрахунок вала привідного колеса на статичну міцність	64
3.3.17	Розрахунок шпонкових з'єднань валу з ходовим колесом та редуктором	66
3.3.18	Розрахунок вала привідного колеса на сталість	67
3.4	Стійкість крана проти перекидання	68
3.4.1	Перевірка стійкості крана у робочому стані	68
4	Перевірочний розрахунок металоконструкції	70
4.1	Вибір матеріалу	70
4.2	Визначення геометричних характеристик головної балки	70
4.3	Визначення навантажень, що діють на головну балку	72
5	Охорона праці	75
5.1	Аналіз потенційних небезпек	75
5.2	Заходи по забезпеченню безпеки	75
5.2.1	Загальні вимоги безпеки при проведенні	75

	навантажувально-розвантажувальних робіт	
5.2.2	Вимоги щодо оснащення крана	77
№ розділу	Назва розділу	Стор.
5.3	Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці	79
5.3.1	Оздоровлення повітряного середовища	79
5.3.2	Виробниче освітлення	80
5.4	Пожежна безпека	80
5.5	Заходи з цивільної оборони	81
	Висновки	82
	Перелік використаної літератури	84

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка виконана на сторінках формату А4, містить рисунки, таблиці, застосовано 17 найменувань літератури:

У проекті вирішенні наступні задачі:

- Розраховано механізму підйому вантажу;
- Розраховано механізм переміщення вантажного візка;
- Розраховано механізм переміщення крана;
- Проведено перевірочний розрахунок металоконструкції;
- Розраховано металоконструкцію крана;
- Вказані основні заходи, щодо охорон праці.

Дипломний проект забезпечено графічною частиною, яка виконана на аркушах формату А1 та А2х3:

- Загальний вид козлового грейферного крану.
- Металоконструкція козлового грейферного крану.
- Вантажний візок козлового грейферного крану.
- Механізм пересування козлового грейферного крану.
- Механізм пересування візка.
- Механізм підйому вантажу.

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Національного університету Запорізької політехніки.

Ключові слова: КАНАТ, ЕЛЕКТРОДВИГУН, РЕДУКТОР, БЛОК, БАРАБАН, ПІДВІСКА, ПОЛІСПАСТ, ГАЛЬМО, МУФТА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ.

1.ВСТУП

В даному проекті розглядається ділянка перевантаження Львівської залізничної станції Мостиська - 2. Ця ділянка представляє собою майданчик на якому розташовані 5 колій двох типорозмірів, а саме колії Західноєвропейського зразка - 1455мм, та колії країн СНД-1594мм.

Крім залізничних на цьому майданчику знаходиться також підкранова колія шириною 20 м.

На даній станції зходяться вантажопотоки, що прямують з західноєвропейських країн та з країн СНД. Тому особливо гостро стоїть проблема швидкого перевантаження, а в наслідок цього зменшення простою рухомого складу, як вітчизняних так і європейських транспортних перевізників.

За вищевказаних умов для вирішення цієї проблеми, як засіб, залучаються козлові грейферні крани, що призначені саме для розвантаження насипних матеріалів. На даній ділянці працюють 4 козлових крана типу ККГ-Н-10-7К, що при значно збільшеному обсязі навантажувально-розвантажувальних робіт уже не можуть задовільнити всіх потреб пов'язаних з перевезенням вантажів.

Враховуючи вищеперераховані обставини одним з найдоцільніших шляхів вирішення проблеми зменшення простою рухомого складу під перевантаженням стає впровадження нового підйомно-транспортного обладнання. І в конкретному випадку козлових грейферних кранів. Котрі при відносно не високому рівні капіталовкладень повинні забезпечувати високий рівень автоматизації навантажувально-розвантажувальних робіт.

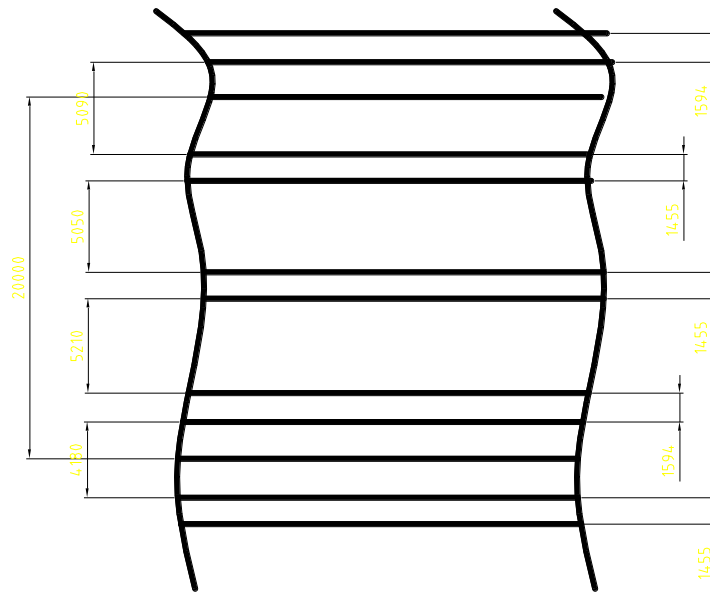


Рисунок 1- Схема розміщення колій на ділянці розвантаження.



Рисунок 2- Загальний вигляд майданчика під розвантаження рухомого складу.

2.ОПИС МАШИНИ ЩО ПРОЕКТУЄТЬСЯ

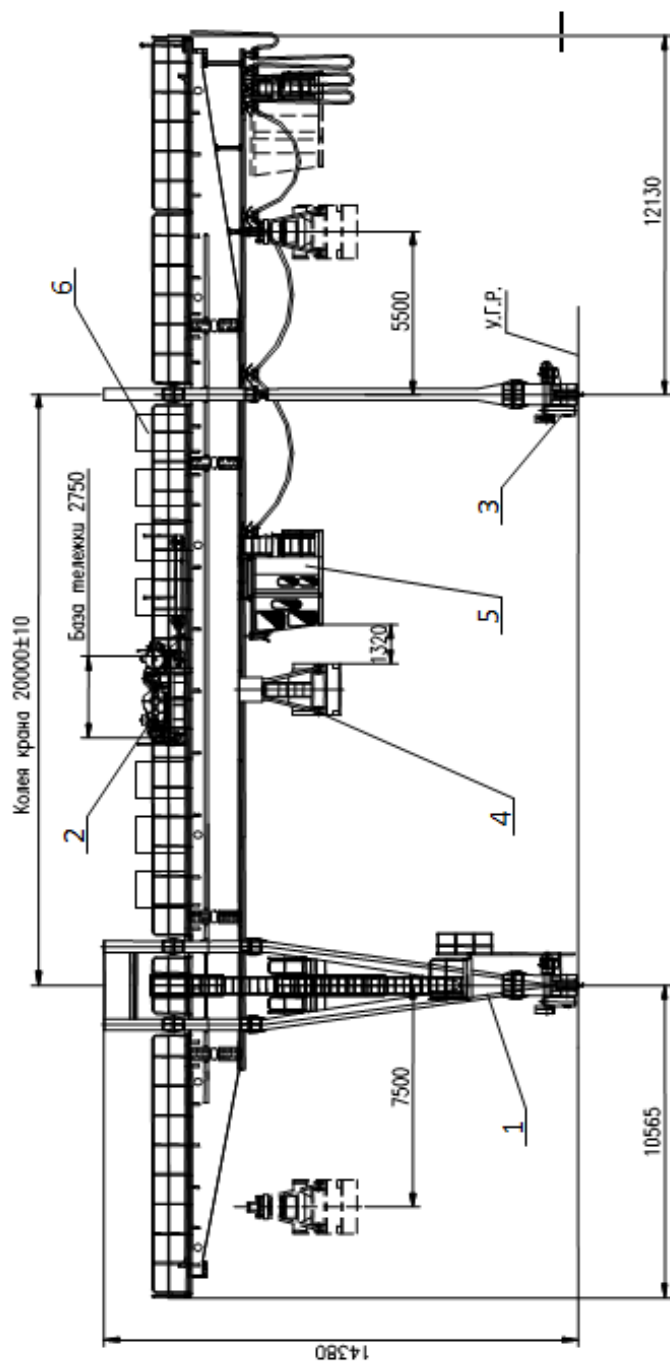
Козлові крани широко використовуються на промислових підприємствах, транспорті в енергетиці, для обслуговування складських та інших робіт. До переваг крану можна віднести відносно просту конструкцію, незалежність вантажопідйомності та висоти підйому від місця знаходження вантажу у робочій зоні, гарний огляд з кабіни машиніста крану.

Конструктивно козловий кран представляє собою пролітну будову у вигляді мосту, що встановлюється на опорах- козлах, котрі переміщуються по наземній підкрановій колії. По мосту крана пересувається візок або електричний таль.

Виходячи з представленого у попередньому розділі майданчика, приходимо до висновку, що кран який буде спроектовано повинен мати проліт 20 м. Також цей кран повинен переважати за технічними та експлуатаційними характеристиками існуючі серійні зразки кранів. Також виходячи з специфіки роботи, будемо вести проектування крану як грейферного з двома окремими механізмами замикання та підйому грейфера. Остання перерахована обставина відразу дає змогу зарахувати даний кран до розряду спеціальних. Так як у складі його механізмів налічується більш ніж 4 привода (підйому, замикання грейфера; пересування візка; пересування крану).

Для порівняння з існуючими зразками обираємо кран, що серійно виготовляється на заводі ЗЕМЗ (Україна, Донецька обл. м. Зугрес) типу КК-25Г. Цей кран, вантажопідйомністю 11 т, оснащений грейфером місткістю 3 м³.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНУ

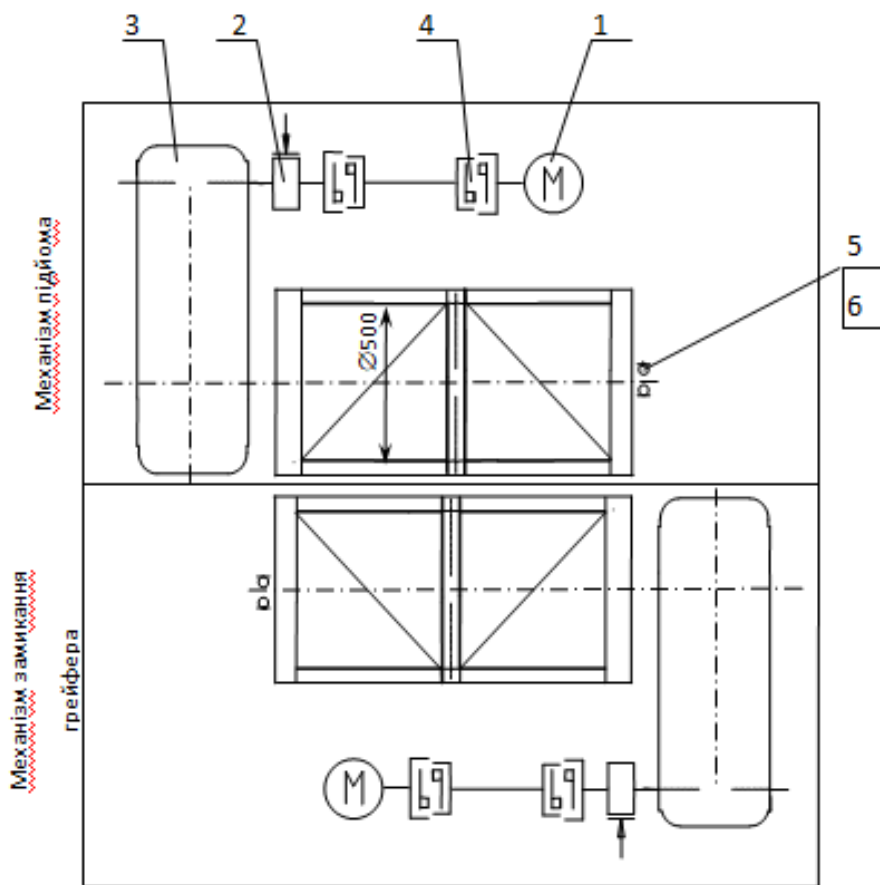


- 1 – Металоконструкція крана
- 2 – Візок
- 3 – Механізм пересування крана
- 4 – Грейфер

Рисунок 3.1 – Кран козловий грейферний в.п.10 т

3.1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

3.1.1. ВИХІДНІ ДАНІ



1 – Електродвигун

4МТМ 280 S10 У1

$N_H=45$ кВт; $n_H=565$ об/мин.

2 – Гальмо ТКГ 400М У2

3 – Редуктор Ц2-650-25-22М У2

4 – Полумуфта зубчата МЗП-10000
(МЗП-6)

5 – Підшипник 3518 ГОСТ 5721-75

6 – Датчик У2П.012.02 ООО НПФ
«Микротех»

Рисунок 3.1.1 – Кінематична схема механізму підйому і механізму замикання грейфера

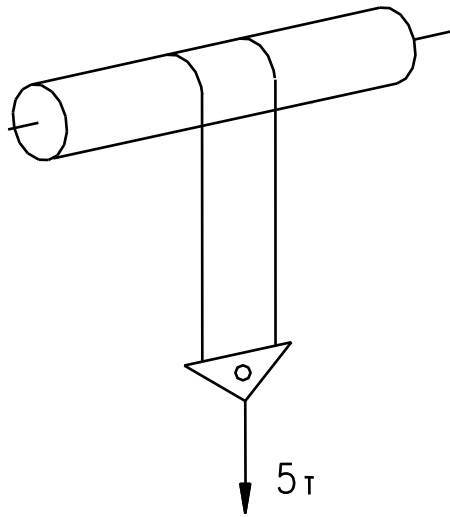


Рисунок 3.1.2 - Схема запасовки каната механізму підйому

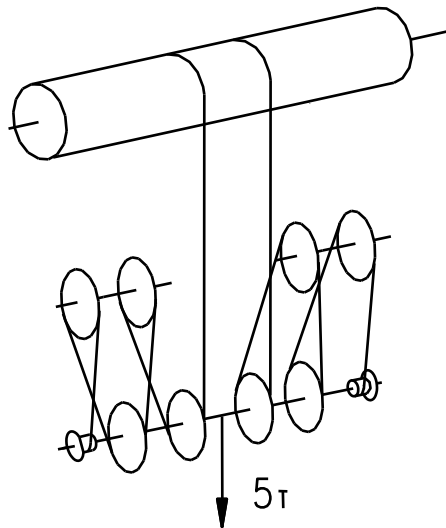


Рисунок 3.1.3 - Схема запасовки каната механізму замикання грейфера

$Q = 10000$ - Вага грейфера з вантажем, кг;

$V = 38$ (0,63) – Швидкість підйому вантажу, м/хв (м/с);

$H = 6,78$ - Висота підйому, м;

$M = 1$ - Кратність поліспасти механізму підйому.

3.1.2.ВИБІР КАНАТУ

Найбільше зусилля у вітці підтримуючого канату каната, кг (Н):

$$S = \frac{0,5 \cdot Q}{n} = \frac{0,5 \cdot 10000}{2} = 2500(24525) \quad (3.1.1) \text{ [Л.2, табл 2]}$$

$n=2$ - число віток підтримуючих канатів.

Мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната грейфера:

$$Z_{\min}=7,1 \quad \text{[Л.2, табл 2]}$$

Тип канату 18-Г-В-Н-1770 ГОСТ 7668-80 подвійної звивки конструкції 6х36, з органічним осердям.

Маркувальна група канату, МПа – 1770.

$S_p=175500$ - Розривне зусилля каната у цілому, Н.

Фактичний коефіцієнт використання канату:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S_k} > Z_{\min} \quad (3.1.2)$$

$$Z_{\phi} = \frac{175500}{24525} = 7.15 > 7,1$$

3.1.3.БАРАБАН КАНАТНИЙ

Мінімально допустимий діаметр по дну канавки, м:

$$D_6^{\min} = h_1 \cdot d = 22,4 \cdot 0,018 = 0,392 \quad (3.1.3) \text{ [Л.2, с. 31]}$$

$h_1=22,4$ - Мінімальний коефіцієнт вибору діаметра барабану; [Л.2, табл 5]

$d=0,018$ - Діаметр каната, м.

Використовується барабан 922ЦШ 1277934.

Діаметри барабана:

$D_6=0,5$ - по дну канавки, м;

$D_{cp}=0,518$ - по середній лінії канату, м;

$D_{вн}=0,45$ - внутрішній діаметр, м;

$t = 22$ - Шаг нарізки, мм;

$L_n = 462$ - Довжина нарізної частини однієї секції барабану, мм;

$Z_0 = 21$ - Загальна кількість витків навивки.

3.1.4. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Кількість приводів підйому підтримуючого канату.

ККД механізму підйому:

$$\eta_o = \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_b = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,95 \quad (3.1.4)$$

$\eta_p = 0,98$ - ККД редуктора Ц2-650;

$\eta_z = 0,99$ - ККД зубчатої муфти;

$\eta_b = 0,98$ - ККД барабана.

Розрахункова статична потужність двигуна, кВт:

$$P_{ст} = \frac{0,5 \cdot Q \cdot V}{6120 \cdot \eta_o} = \frac{0,5 \cdot 10000 \cdot 38}{6120 \cdot 0,95} = 32,7 \quad (3.1.5) \text{ [Л.3, с. 41]}$$

Встановлений електродвигун - 4МТМ 280 S10 У1

$N_H = 45$ - Номінальна потужність електродвигуна, кВт;

$n_H = 565$ - Частота обертання вала електродвигуна, об/хв.;

$M_{ном} = 77,5(760)$ - Максимальний момент, кгс·м (Н·м);

$M_{max} = 198(1942)$ - Максимальний момент, кгс·м (Н·м);

$I_{дв} = 3,8$ - Момент інерції ротора, кг м².

3.1.5. ВИБІР МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

Необхідне передаточне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_H}{m \cdot V} = \frac{3.14 \cdot 0.518 \cdot 565}{1 \cdot 38} = 24.1 \quad (3.1.6)$$

Встановлений редуктор Ц2-650-25-22М-У2.

де i_0 - передаточне число редуктора:

$$i_0 = 25$$

Фактична швидкість підйому вантажа, м/хв:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_H}{m \cdot i_0} = \frac{3.14 \cdot 0.518 \cdot 565}{1 \cdot 25} = 36.76 \quad (3.1.7)$$

3.1.6. КРУТНІ МОМЕНТИ НА ВАЛАХ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

Крутний момент на барабані, Нм:

$$M_B = \frac{S \cdot D_{cp}}{2 \cdot \eta_6} \cdot a_K = \frac{24525 \cdot 0.518}{2 \cdot 0.98} \cdot 2 = 12963 \quad (3.1.8)$$

де a_K – число віток, що набігають на барабан:

$$a_K = 2$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-650, Нм:

$$M_1 = \frac{M_B}{i_0 \cdot \eta_p} = \frac{12963}{25 \cdot 0.98} = 529 \quad (3.1.9)$$

Крутний момент на валу електродвигуна, Нм:

$$M_2 = \frac{M_1}{\eta_3} < M_{ном} \quad (3.1.10)$$

$$M_2 = \frac{529}{0.99} = 535$$

3.1.7. ПЕРЕВІРКА РЕДУКТОРІВ ТА ВИБІР МУФТ

Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-650 (за каталогом), Нм:

$$M_{ном1} = 16500$$

$$M_{ном1} > M_B \quad (3.1.11)$$

$$16500 > 12951$$

Номінальне консольне навантаження на тихохідному валу редуктора Ц2-650 (за катологом), Н:

$$P_T=30000$$

$$P_T > S + \frac{G_b}{2} = 24525 + 6260/2 = 27655 \text{ Н} \quad (3.1.12)$$

де G_b - вага барабана, Н:

$$G_b = 638 \cdot 9,81 = 6260 \quad (3.1.13)$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти, який приймається для рейферних кранів:

$$K = K_1 K_2 \quad (3.1.14) \text{ [Л.4 с.334]},$$

$$K = 1,44$$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ-10000 (МЗ-6) з допустимим крутним моментом, Н·м:

$$[M]_M = 10000$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти:

$$K_M = \frac{[M]_M}{M_2} > K \quad (3.1.15)$$

$$K_M = \frac{10000}{535} = 18 > 1.44$$

3.1.8. ПРОВІРКА ЕЛЕКТРОДВИГУНА ЗА УМОВАМИ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ

Розрахункова потужність двигуна за умовами теплового режиму:

$$P_p = \frac{k_p \cdot k_n \cdot k_z \cdot \eta_{\text{екв.б}} \cdot k_n \sqrt{\varepsilon_p / \varepsilon_o} \cdot P_{\text{ст}}}{k_o [1,25\eta_{\text{екв.б}} - 0,2\eta_{\text{екв.б}}]} < N_H \quad (3.1.16) \text{ [Л.3, с.22]}$$

де $k_p=1,05$ - Коефіцієнт використання двигуна для режиму;

$k_n=0,8$ - Коефіцієнт використання в залежності від номінального вантажу, що підіймається;

$k_z=1$ - Коефіцієнт запасу на умови праці при підвищенній температурі;

$k_n=1$ - Коефіцієнт напруги;

$\varepsilon_p=0,4$ - Коефіцієнт тривалості включення;

$\varepsilon_o=0,4$ - Коефіцієнт тривалості включення;

$k_o=1$ - Коефіцієнт охолодження;

$\eta_{\text{екв.б}}=0,81$ - Коефіцієнт еквівалентний ККД у статичному режимі [Л.3, с.18];

$\eta_{\text{екв}}=0,78$ - Коефіцієнт еквівалентний ККД при відповідному числі розгонів N'_p .

$$P_p = \frac{1.05 \cdot 0.8 \cdot 1 \cdot 0.81 \cdot 1 \cdot \sqrt{0.4/0.4} \cdot 32.7}{1[1,25 \cdot 0.78 - 0,2 \cdot 0.81]} = 27.3 < N_H \quad (3.1.17)$$

$$27,3 < 45$$

Приведена кількість розгонів до номінальної швидкості:

$$N'_p = N_p \frac{\sum I_{\text{общ}}}{1,2 I_{\text{дв}}} = 144 \frac{5.5}{1,2 \cdot 3.8} = 173 \quad (3.1.18) \text{ [Л.3, с.20]}$$

Кількість розгонів на годину до найбільшої швидкості:

$$N_p=144 \quad \text{[Л.3, табл 1.4]}$$

Сумарний момент інерції електродвигуна та рухомих частин, приведенний до вала електродвигуна, кг м²:

$$\sum I_{\text{общ}} = 1,3 \cdot I_{\text{дв}} + \frac{91 \cdot 0,5 \cdot Q \cdot v^2}{n_H^2} \quad (3.1.19)$$

$$\sum I_{\text{іаі}} = 1,3 \cdot 3.8 + \frac{91 \cdot 0,5 \cdot 10000 \cdot 0.63^2}{565} = 5.5$$

3.1.9. ВИБІР ГАЛЬМ

Необхідний момент, Н·м: [Л.5, лист 5]

$$M_T = k_T \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot Q) \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{max} = 2 \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot 10000) \cdot 0,518}{2 \cdot 1 \cdot 25} \cdot 0,975 = 990 \quad (3.1.20)$$

де $k_z = 2$ - Коефіцієнт гальмування;

Максимальний ККД при гальмуванні:

$$\eta_{max} = \frac{1 + \eta_0}{2} = \frac{1 + 0,95}{2} = 0,975 \quad (3.1.21)$$

Встановлені гальма: ТКГ-400М У2

Максимальний гальмовий момент, Н·м:

$$[M]_T > M_T \quad (3.1.22)$$

$$[M]_T = 1500 > M_T = 990$$

Фактичний коефіцієнт запасу гальмування:

$$k_{Tф} = \frac{[M]_T \cdot 2 \cdot m \cdot i_o}{9,81 \cdot (0,5 \cdot Q) \cdot D_{cp} \cdot \eta_{max}} = \frac{1500 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 25}{9,81 \cdot (0,5 \cdot 10000) \cdot 0,518 \cdot 0,975} = 3 \quad (3.1.23)$$

3.1.10. РОЗРАХУНОК БАРАБАНА НА МІЦНІСТЬ

Матеріал барабана - Сталь 30Л

Межа плинності матеріалу барабана, МПа:

$$\sigma_T = 255$$

Напруга стиску, яка виникає у тілі барабана, МПа:

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{\delta \cdot t} < [\sigma]_{сж} \quad (3.1.24) \quad [Л.5, лист 8]$$

$$\sigma_{сж} = \frac{24525}{25 \cdot 22} = 44,5 < 127$$

$S = 24525$ Н;

$t = 22$ мм.

Товщина стінки, мм ($D_{вн.}$ береться конструктивно):

$$\delta = \frac{(D_B - D_{вн.}) \cdot 1000}{2} = \frac{(0,5 - 0,45) \cdot 1000}{2} = 25 \quad (3.1.25)$$

Допустимі напруження стиску, МПа:

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{\sigma_T \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{255 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.75} = 127 \quad (3.1.26)$$

де $\gamma_C=1$ - Коефіцієнт умов роботи; [Л.6, лист 39]

$\gamma_m=1,15$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом; [Л.6, лист 38]

$\gamma_n=1,75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням; [Л.5, лист 8]

3.1.11. КРІПЛЕННЯ КАНАТА ДО БАРАБАНА ПРИЖИМНИМИ ПЛАНКАМИ

Розрахункова напруга каната у місці кріплення, Н:

$$S' = \frac{S}{e^{f \cdot \beta}} \approx \frac{24525}{2,5} = 9800 \quad (3.1.27) \text{ [Л.5, лист. 13]}$$

$$S = 24525 \text{ Н}$$

Мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та поверхнею барабана:

$$f=0,1 \text{ [Л.5, лист. 13]}$$

Кут обхвату барабана запасними вітками, радіан:

$$\beta=3\pi$$

Необхідний натиск всіх болтів кріплення, Н:

$$P = \frac{0,65 \cdot K_1 \cdot S'}{W} = \frac{0,65 \cdot 1,25 \cdot 9810}{0,35} = 22750 \quad (3.1.28) \text{ [Л.5, лист. 13]}$$

де 0,65 - Коефіцієнт, що враховує розвантажувальну дію від тертя кріпильних вітків каната о барабан [Л.5, лист. 14];

$K_1=1,25$ - Коефіцієнт надійності кріплення [Л.5, лист. 13];

$W=0,35$ - Коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками [Л.5, лист. 14];

Виходячи з умов міцності прийняті болти, в яких $d_{\text{вн.}} = 1,6753$ см М20-6g.46.0112 ГОСТ 7798-70.

Кількість закріплюючих болтів:

$$Z = \frac{4 \cdot 10 \cdot P}{1000 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн.}}^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 22750}{1000 \cdot 3,14 \cdot 1,6753^2 \cdot 62} = 1,7, \quad (3.1.29) \text{ [Л.5, лист. 14]}$$

Приймаємо $Z=4$.

Допустимі напруження розтягу для Сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_T = 245 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{245 \cdot 0.4}{1.05 \cdot 1.5} = 62 \quad (3.1.30) \text{ [Л.5, лист. 14]}$$

де $\gamma_c=0,4$ - Коефіцієнт умов роботи [Л.5, лист. 14];

$\gamma_m=1,05$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом [Л.6, лист 38];

$\gamma_n=1,5$ - Коефіцієнт надійності за призначенням [Л.5, лист. 14].

3.1.12.КРІПЛЕННЯ СТУПИЦІ ДО ФЛАНЦЯ БАРАБАНУ

Визначення діаметру стяжних бовтів у з'єднанні, см:

$$[d] = \sqrt{\frac{8 \cdot M_b}{\pi \cdot D_0 \cdot [\tau] \cdot z \cdot K}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 12951}{3.14 \cdot 57 \cdot 89 \cdot 6 \cdot 0.75}} = 1.2 \quad (3.1.31) \text{ [Л.5, лист 12]}$$

Діаметр окружності, по якій розташовуються вісі болтів, см:

$$D_0 = 57$$

Кількість чистих болтів:

$$Z = 6$$

$K = 0.75$ - Коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи болтів [Л.5, лист 13],

$$M_b = 12951 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Допустима напруга зрізу для Сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_T = 245 \text{ МПа,}$$

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{245 \cdot 0.6 \cdot 1}{1.1 \cdot 1.5} = 89 \quad (3.1.32) \text{ [Л.5, лист 13]}$$

$C = 0.6$ - Коефіцієнт переходу від основних нормативних опорів до виробничих опорів [Л.5, лист 13]

$\gamma_c=1,0$ - Коефіцієнт умов роботи [Л.5, лист 13];

$\gamma_m=1,1$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом [Л.6, лист. 38];

$\gamma_n=1,5$ - Коефіцієнт надійності за призначенням [Л.5, лист 13];

Встановлено 6 болтів по посадці $\varnothing 21 \frac{H7}{k6}$ 2а М20-6g.46.0112 ГОСТ 7817-80

3.1.13. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ БАРАБАНА

Вага барабана, Н:

$$G_B = 6260$$

Вага каната, Н:

$$G_K = 400$$

Напруга каната, Н:

$$S = 24525$$

Реакція у точці А (рисунок 3.1.4) від дії вищевказаних сил, Н:

$$R_A = \frac{S(745 + 565) + G_K(976 + 334) + (G_B \cdot 655)}{1309} \quad (3.1.33)$$

$$R_A = \frac{24525(745 + 565) + 400(976 + 334) + (6260 \cdot 655)}{1309} = 28098$$

Реакція у точці В (рисунок 3.1.4) від дії вищевказаних сил, Н:

$$R_B = (2 \cdot S + G_B + 2 G_K) - R_A = (2 \cdot 24525 + 6260 + 2 \cdot 400) - 28098 = 28012 \quad (3.1.34)$$

Реакція у точці вісі А₁ (рисунок 3.1.5), від барабана, Н:

$$R_{A1} = \frac{R_A \cdot 1520 + R_B \cdot 211}{1628} = \frac{28098 \cdot 1520 + 28012 \cdot 211}{1628} = 29865 \quad (3.1.35)$$

Реакція в точці вісі В₁ (рисунок 3.1.5), від барабана, Н:

$$R_{B1} = R_A + R_B - R_{A1} = 28098 + 28012 - 29865 = 26245 \quad (3.1.36)$$

3.1.14 РОЗРАХУНОК ВІСІ БАРАБАНА

Матеріал вісі (береться конструктивно)

Сталь 45-ЗПП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Межа плинності сталі для діаметру 100 мм, МПа

$$\sigma_T = 289$$

Напруга згину в перерізі І-І (рисунок 3.1.5), МПа

$$\sigma_{И1} = \frac{R_{A1} \cdot 53}{0,1 \cdot d_1^3} < [\sigma]_{И} \quad (3.1.37)$$

$$\sigma_{И1} = \frac{29865 \cdot 53}{0,1 \cdot 90^3} = 22 < [\sigma]_{И} = 151$$

Напруга згину в перерізі 2-2 (рисунок 3.1.5), МПа:

$$\sigma_{И2} = \frac{R_{A1} \cdot 108}{0,1 \cdot d_2^3} < [\sigma]_{И} \quad (3.1.38)$$

$$\sigma_{И2} = \frac{29865 \cdot 108}{0,1 \cdot 100^3} = 32 < [\sigma]_{И} = 151$$

Напруга на опорі A_1 вісі, Н $R_{A1} = 29865$

Напруга згину в перерізі 3-3 (рисунок 3.1.5), МПа:

$$\sigma_{И3} = \frac{R_{B1} \cdot 270 - R_B \cdot 59}{0,1 \cdot d_3^3} < [\sigma]_{И} \quad (3.1.39)$$

$$\sigma_{И3} = \frac{26245 \cdot 270 - 28012 \cdot 59}{0,1 \cdot 98^3} = 58 < [\sigma]_{И} = 151$$

Напруга згину в перерізі 4 - 4 (рисунок 3.1.5), МПа:

$$\sigma_{И4} = \frac{R_{B1} \cdot 211}{0,1 \cdot d_4^3} < [\sigma]_{И} \quad (3.1.40)$$

$$\sigma_{И4} = \frac{26245 \cdot 211}{0,1 \cdot 110^3} = 42 < [\sigma]_{И} = 151$$

Напруга на опорі B_1 вісі, Н $R_{B1} = 26245$

Напруга у точці В від барабана, Н $R_B = 28012$

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma]_{И} = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{289 \cdot 1,2 \cdot 0,8}{1,05 \cdot 1,75} = 151 \quad (3.1.41) \text{ [Л.6, лист 27]}$$

$C = 1,2$ - Коефіцієнт переходу [Л.6, лист 34];

$\gamma_C = 0,80$ - Коефіцієнт умов роботи [Л.6, лист 39];

$\gamma_m = 1,05$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом [Л.6, лист 38];

$\gamma_n = 1,75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням [Л.6, лист 41].

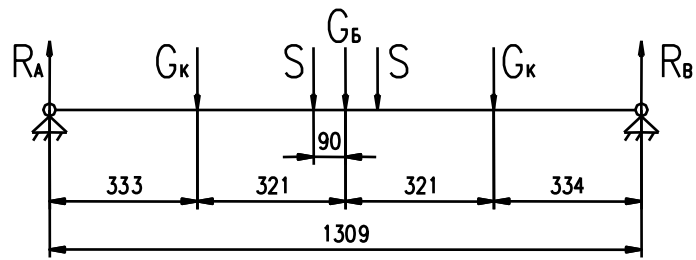


Рисунок 3.1.4 – Розрахункова схема барабана

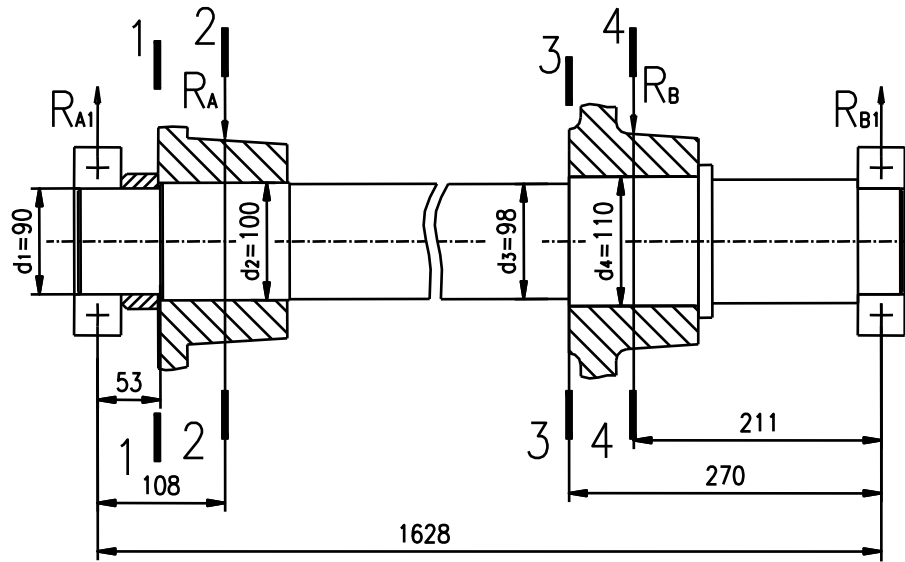


Рисунок 3.1.5 – Розрахункова схема вісі барабану

3.1.15 Визначення довговічності підшипників опор барабана

Розрахунок ведеться найбільш навантаженої опори (опора A_1 , рисунок 3.1.5), в якій встановлений підшипник: 3518 ГОСТ 5721-75;

Динамічна вантажопідйомність, кгс (Н): [Л.7, с.471]

$$C=13000 (127530)$$

$X=1,0$ - Коефіцієнт радіального навантаження,

$n_{п}=22,6$ - Число обертів підшипника,

$$n_{п} = \frac{n_{н}}{i_0} = \frac{565}{25} > 10 \text{ об/хв} \quad (3.1.42)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$Q=X \cdot R \cdot K_{к} \cdot K_{с} \cdot K_{т} = 1.0 \cdot 29865 \cdot 1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.0 = 35835 \quad (3.1.42) \text{ [Л.5, лист 15]}$$

Радіальне навантаження на підшипник (осьова відсутня), Н:

$$R=R_{A1}=29865 \quad (3.1.43)$$

$K_k=1,0$ - Коефіцієнт кінематичний [Л.5, таблиця 5]

$K_\sigma=1,02$ - Коефіцієнт динамічності [Л.5, таблиця 15]

$K_T=1,0$ - Коефіцієнт температурний [Л.5, таблиця 15]

Довговічність підшипника, год:

$$L_h = \left(\frac{C}{Q} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{13000}{35838} \right)^{3.3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 22.6} = 50735 \quad (3.1.44) \text{ [Л.5, лист 14]}$$

$\rho=10/3$ - Показник ступені для роликотпідшипників [Л.5, таблиця 5];

$L=16000$ - Мінімальна довговічність підшипників для напруженого режиму роботи механізму, год [Л.8, табл 2].

3.1.16. РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Матеріал вала - Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Межа плинності сталі для діаметра <80 мм, МПа, $\sigma_T=353$

Перевірка міцності вала, МПа:

$$\tau = \frac{50 \cdot M_{кр}}{D_n^3} \leq [\tau] = \frac{50 \cdot 53.5}{6.4^3} = 10.2 \leq [\tau] = 92 \quad (3.1.45) \text{ [Л.9, лист 10]}$$

$$M_{кр}=M_2=53,5 \text{ кН}$$

Діаметр переточки вала, (за кресленням), см:

$$D_n=6,4$$

Допустима напруга при розрахунку на кручення, МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{353 \cdot 0.63 \cdot 0.8}{1.1 \cdot 1.75} = 92 \quad (3.1.46) \text{ [Л.9, лист 10]}$$

$C=0,63$ - Коефіцієнт переходу до дотичних напруг при крученні [Л.9, лист 11]

$\gamma_C=0,8$ [Л.6, лист 39]

$\gamma_m = 1,1$ [Л.6, лист 38]

$\gamma_n = 1,75$ [Л.6, лист 41]

Перевірка вала на жорсткість по куту закручення, рад:

$$\varphi = \frac{1000 \cdot M_{\text{кр}}}{G \cdot I_p} < 0,00875 \text{ рад} \quad (3.1.48) \text{ [Л.9, лист 11]}$$

$$\varphi = \frac{1000 \cdot 53.5}{80000 \cdot 316} = 0.0021 < 0,00875 \text{ рад}$$

$G = 8 \cdot 10^4$ - Модуль зсуву для сталі МПа, [Л.9, лист 11]

Полярний момент інерції перерізу вала, см^4 :

$$I_p = 0,1 \cdot D^4 = 0,1 \cdot 7.5^4 = 316 \quad (3.1.49)$$

$D = 7,5$ - Діаметр вала між опорами, см.

Найбільша допустима відстань між опорами трансмісійного вала, см:

$$l_{\text{max}} = 125 \sqrt{7.5} = 342 > 72,5 \text{ см (за чертежем)} \quad (3.1.50)$$

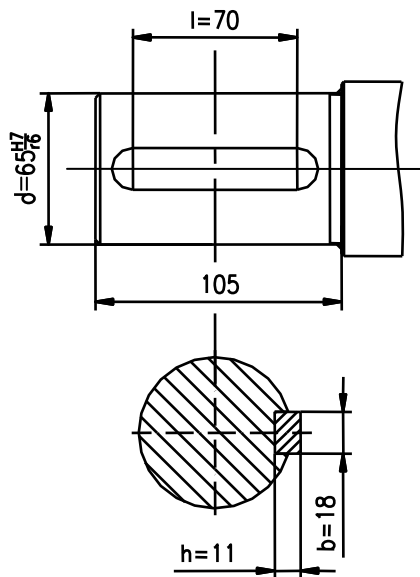


Рисунок 3.1.6 – Шпоночне з'єднання трансмісійного вала

3.1.17. РОЗРАХУНОК ШПОНКИ ШВИДКОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА

Розміри шпонки (рисунок 3.1.6)- 2-18x11x70 ГОСТ 23360-78

Матеріал шпонки (береться конструктивно)- Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Напруга зрізу шпонки, кг/см² (МПа):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 53.5}{65 \cdot 18 \cdot 70} = 133(13) \quad (3.1.51) \quad [\text{Л.4 с. 254}]$$

Допустима напруга зрізу, кгс/см²(МПа):

$$\tau_{\text{ср}} < [\tau]_{\text{ср}} = 1200 (118) \quad [\text{Л.4, табл 89}]$$

Напруга зм'яття бокових робочих граней шпонки, кг/см² (МПа):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 53.5}{65 \cdot 18 \cdot 70} = 460(45) \quad (3.1.52) \quad [\text{Л.4 с. 254}]$$

Допустима напруга зм'яття, кгс/см²(МПа):

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}} = 1500(147) \quad [\text{Л.4, табл 88}]$$

3.1.18. РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА НА ВТОМУ

Коефіцієнт запасу міцності за витривалістю при пульсуючому циклі змінення напруг:

$$n_{\tau} = \frac{2\tau_{-1}}{\tau \cdot \left(\frac{k'_{\tau}}{\beta \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot k_{\rho} + \varphi_{\tau} \right)} > K \quad (3.1.53) \quad [\text{Л.4, табл 76}]$$

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot 150_{-1}}{133 \cdot \left(\frac{1.725'}{1.5 \cdot 0.75} \cdot 0.8 + 0 \right)} = 19 > 1.6$$

$\tau_{-1} = 150$ – межа втоми матеріалу вала при симетричному циклі, МПа [Л.6, лист 75]

Коефіцієнт концентрації для розрахункового перерізу вала:

$$k'_{\tau} = k_{\tau} + k_{\tau}^n - 1 = 1,65 + 1,075 - 1 = 1,725 \quad (3.1.54) \quad [\text{Л.4, с.238}]$$

$k_{\tau}=1,65$ - ефективний коефіцієнт концентрації [Л.4,табл77];

$k_{\tau}^n=1,075$ - коефіцієнт стану поверхні [Л.4,табл79];

$\varepsilon_{\tau}=0,75$ - Масштабний фактор [Л.4, рис. 126];

$\varphi_{\tau}=0$ - коефіцієнт матеріалу до асиметрії циклу [Л.4,табл 80];

$k_{\delta}=0,8$ - коефіцієнт довговічності [Л.4, с.238];

$\beta = 1,5$ – коефіцієнт зміцнення поверхні [Л.4, с.234];

$K=1,6$ – найменший допустимий запас міцності [Л.4, табл75].

3.2.МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

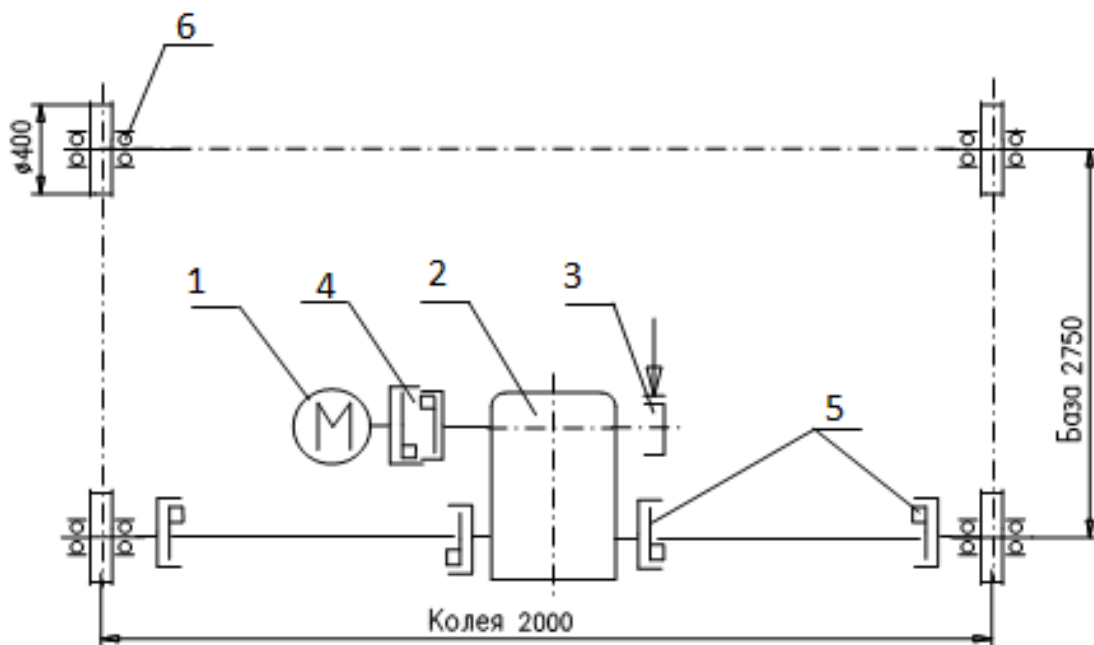


Рисунок 3.2.1–Схема механізму пересування візка

1 – Електродвигун МТН 311-8У1 $N_H=7,5$ кВт; $n_H=690$ об/хв.

2 – Редуктор ВКУ-610М-14-33У1

3 – Гальмо ТКГ -200М У2

4 – Муфта зубчата 1600

5 – Колесо привідне

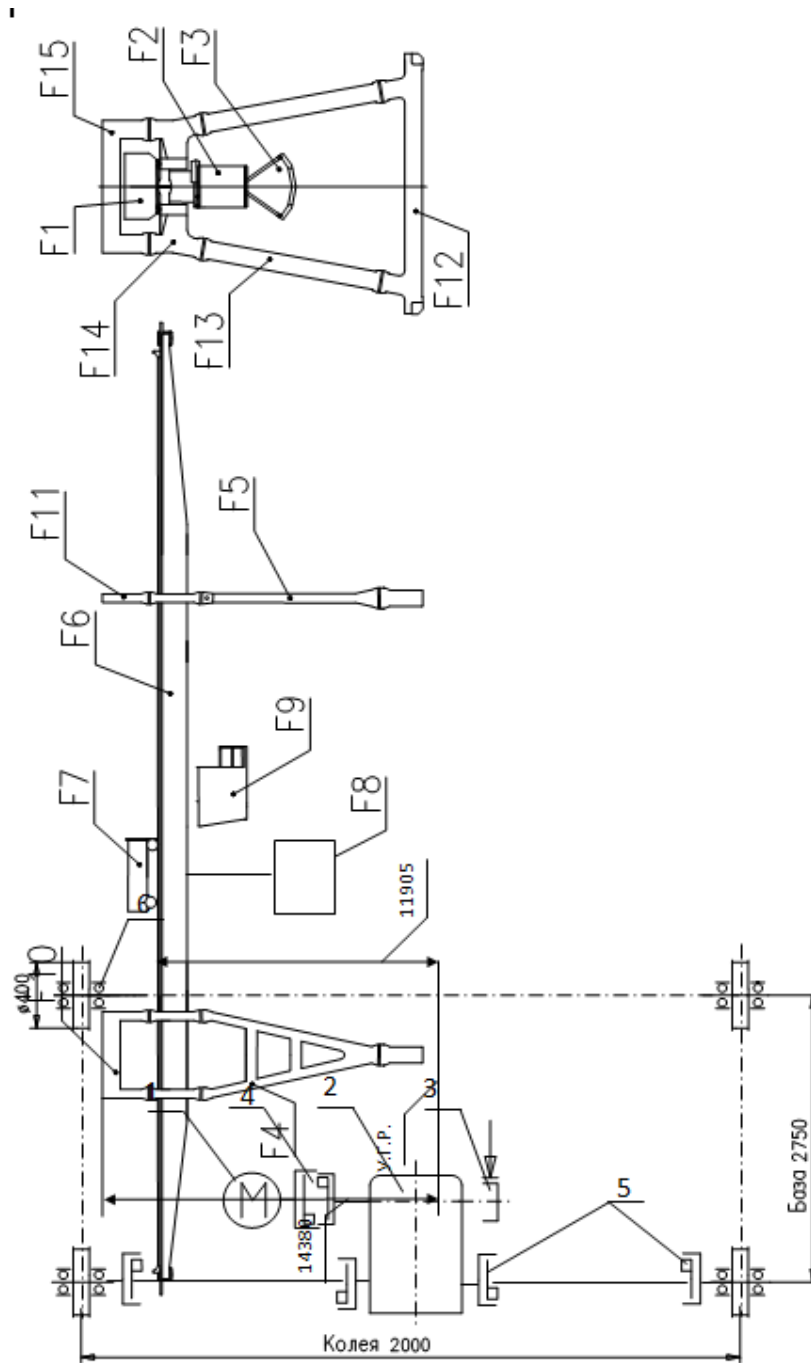


Рисунок 3.2.2 - Підвітрові площі крана

$F_1 = 3,61 \text{ м}^2$; $F_2 = 4,27 \text{ м}^2$; $F_3 = 4,56 \text{ м}^2$; $F_4 = 10,7 \text{ м}^2$; $F_5 = 5,4 \text{ м}^2$; $F_6 = 60 \text{ м}^2$; $F_7 = 4,2 \text{ м}^2$; $F_8 = 4,7 \text{ м}^2$; $F_9 = 6,5 \text{ м}^2$; $F_{10} = 3,7 \text{ м}^2$;

$F_{11} = 1 \text{ м}^2$; $F_{12} = 11,7 \text{ м}^2$; $F_{13} = 6,5 \text{ м}^2$; $F_{14} = 4,4 \text{ м}^2$; $F_{15} = 6,8 \text{ м}^2$

3.2.1.ВИХІДНІ ДАНІ

Вага візка, т	$G_{\text{вкл}}=9.89$
Вага грейфера з вантажем, т	$G_{\text{гр}}=10$
Вага грейфера, т	$G_{\text{грф}}=4.8$
Вага причіпного візка з кабіною, т	$G_{\text{пр}}=2.7$
Швидкість пересування візка, м/с	$V=60(1)$
Кількість ходових коліс	$n=4$
Кількість приводних коліс	$n_{\text{пр}}=2$
Тип привода	центральний

3.2.2.ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНИХ ТА МІНІМАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ПІДВІЗКОВІ РЕЙКИ

Визначення максимального тиску ходового колеса на рейки, т (кН):

$$P_{\text{max}} = \frac{G_{\text{дв}} + G_{\text{вкл}}}{n} = \frac{(9.89+10)}{4} = 4.97(48.7) \quad (3.2.1)$$

За отриманим тиском обираємо литі ходові колеса діаметром, мм:

$$D_{\text{к}}=400$$

Тип підвізкової рейки - КР70А

Напруга зминання при контакті колеса з рейкою, кгс/см²:

$$\sigma_{\text{см}} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{max}}}{r^2}} < [\sigma]_{\text{см}} \quad (3.2.2) \text{ [Л.4, с.357]}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 16500 \cdot 0.49 \cdot \sqrt[3]{\frac{4.97}{40^2}} = 14250$$

Коефіцієнт, що залежить від відношення радіуса колеса до радіуса рейки:

$$m=0.49$$

$$r=40 \text{ см [Л.4, табл 138]}$$

Допускне напруження місцевого зминання для сталі 65Г, кгс/см² [σ]_{см}=22000 [Л.4, с.357]

Визначення мінімального тиску ходового колеса на рейки, т(кН):

$$P_{\min} = \frac{G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}}{n} = \frac{9.89 + 4.8}{4} = 3.673(36) \quad (3.2.3)$$

3.2.3.ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРІВ ПЕРЕСУВАННЮ ВІЗКА

Повний статичний опір пересуванню візка з вантажем, кН:

$$W = W_T + W_{\text{ук}} + W_B = 2,91 + 0,44 + 1,97 = 5,32 \quad (3.2.4) \text{ [Л.9, лист 2]}$$

Повний статичний опір пересуванню візка з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна, кН:

$$W_{\Sigma} = W_T + W_{\text{ук}} + 0,7W_B = 2,91 + 0,44 + 0,7 \cdot 1,97 = 4,73 \quad (3.2.5) \text{ [Л.9, лист 2]}$$

Опір від тертя під візкових рейок:

$$W_T = g(G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{пр}}) \cdot \frac{2\mu + df}{D_k} \cdot k_p \quad (3.2.6) \text{ [Л.9, лист 2]}$$

$$W_T = 9.8(9.89 + 10 + 2.7) \cdot \frac{2 \cdot 0.06 + 0.015 \cdot 9.5}{40} \cdot 2 = 2.91$$

без врахування вантажа:

$$W_T' = g(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}} + G_{\text{пр}}) \cdot \frac{2\mu + df}{D_k} \cdot k_p \quad (3.2.7)$$

$$W_T' = 9.8(9.89 + 4.8 + 2.7) \cdot \frac{2 \cdot 0.06 + 9.5 \cdot 0.015}{40} \cdot 2 = 2.24$$

Діаметр підшипників коліс, см(за кресленням): d=9,5;

Коефіцієнт тертя в підшипниках f=0.015 [Л.7, лист 2];

Коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд k_p=2 [Л.9, лист 2];

Плече тертя кочення $\mu=0.6$ мм [Л.9, лист 2].

Опір від ухилу підвізкових рейок, кН:

$$W_{\text{ук}} = g\alpha(G_{\text{ддв}} + G_{\text{ид}} + G_{\text{ад}}) = 9.8 \cdot 0.002(9.89 + 2.7 + 10) = 0.44 \quad (3.2.8) \text{ [Л.9, лист 3]}$$

без врахування вантажу:

$$W_{ук} = g\alpha(G_{\delta\delta\bar{e}} + G_{i\bar{o}} + G_{\delta\delta\bar{o}}) = 9.8 \cdot 0.002(9.89 + 2.7 + 4.8) = 0.34 \quad (3.2.9)$$

Ухил рейок: $\alpha = 0.002$ [Л.9, лист 3].

Опір від дії вітрового навантаження робочого стану, кН:

$$W_B = W_{BT} + W_{BTP} = 131 + 70 = 201(1,97) \quad (3.2.10)$$

Опір від дії вітрового навантаження на візок по колії візка, кН. (рисунок 3.2.2)

$$W_{BT} = q_p \cdot C \cdot n \cdot (k \cdot F_1 + k_1 \cdot F_2) = 12,74 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1,19 \cdot 3,61 + 1 \cdot 4,27) = 131(1,28) \quad (3.2.11) \text{ [Л.10, с. 2]}$$

Динамічний тиск вітра робочого стану, Па:

$$q_p = 17,74(125) \text{ [Л.10, табл 3]}$$

Коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою:

$$(>10 \text{ м}) \quad k = 1.19 \quad \text{[Л.10, табл 1]}$$

$$(<10 \text{ м}) \quad k_1 = 1 \quad \text{[Л.10, табл 1]}$$

Коефіцієнт перевантаження $n = 1$ [Л.10, с. 4];

Коефіцієнт аеродинамічної сили $C = 1.2$ [Л.10, с. 5].

Опір від дії вітрового навантаження на вантаж, що перевозиться, кгс (кН.)
,(рисунок 3.2.2):

$$W_{BTP} = q_p \cdot C \cdot n \cdot k_1 \cdot F_3 = 12,74 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 4,56 = 70(0,68) \quad (3.2.12)$$

Опір від дії вітрового навантаження неробочого стану на візок, кгс(кН.):

$$W_{BT} = q_{np} \cdot C \cdot n \cdot (k \cdot F_1 + k_1 \cdot F_2) = 45,87 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1,19 \cdot 3,61 + 1 \cdot 4,27) = 472(450) \quad (3.2.13) \text{ [Л.10, с. 2]}$$

Динамічний тиск вітра неробочого стану, кгс/м² (Па) [Л.10, табл 2]:

$$q_{np} = 45,87(450)$$

3.2.4. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Кількість приводів переміщення $Z=1$.

Коефіцієнт корисної дії механізму переміщення:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,93 \quad (3.2.14)$$

$\eta_1 = 0,97$ - К.К.Д редуктора ВКУ-610М;

$\eta_2 = 0,99$ - К.К.Д. зубчатої муфти;

$\eta_3 = 0,98$ - К.К.Д. ходового колеса.

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$\frac{W_{\text{э}} \cdot V}{z \cdot 60 \cdot \eta_0} N = 4,73 \cdot 60 / (1 \cdot 60 \cdot 0,93) = 5,08 \quad (3.2.15)$$

$$W_{\text{э}} = 4,73 \text{ кН} ; V = 60 \text{ м/мин}$$

Встановлений електродвигун МТН311-8 У1.

Номінальна потужність електродвигуна при ПВ40%, кВт $N_H = 7,5$;

Частота обертання вала електродвигуна, об/хв $n_H = 690$;

Номінальний момент електродвигуна (за каталогом), Н·м (кгс·м) $M_{\text{ном}} = 104$ (10,58);

Маховий момент ротора, кг·м² $GD_p^2 = 1,1$;

Максимальний момент (за каталогом), Н·м (кгс·м) $M_{\text{max}} = 264,87$ (27).

3.2.5. ВИБІР МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА

Необхідне передаточне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_H}{V} = \frac{3,14 \cdot 0,40 \cdot 690}{60} = 14,4 \quad (3.2.16)$$

$D_k = 0,4$ м; $n_H = 690$ об/мин; $V = 60$ м/хв.

Встановлений редуктор ВКУ-610М-14-33 У1.

Передаточне число редуктора $i_1 = 14$.

Загальне передаточне відношення механізму $i_0 = i_1 = 14$.

Фактична швидкість переміщення, м/мин (м/с):

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_H}{i_0} = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 690}{14} = 61.92(1.032) \quad (3.2.17)$$

3.2.6. КРУТНІ МОМЕНТИ. ПЕРЕВІРКА РЕДУКТОРІВ І ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Статичний момент від опору пересування візка з вантажем, який приходить на ходові колеса, Н·м:

$$M_{ст} = \frac{W \cdot 1000 \cdot D_k}{2 \cdot \eta_4} = \frac{5.32 \cdot 1000 \cdot 0.4}{2 \cdot 0.98} = 1086 \quad (3.2.18)$$

$$D_k = 0.4 \text{ м}; W = 5.32 \text{ кН}; \eta_3 = 0.98.$$

Номинальний крутний момент на тихохідному валу редуктора ВКУ-610М-14-33У1 (за каталогом), Н·м:

$$M_{н1} = 4560;$$

$$M_{ст} < M_{н1};$$

$$1086 < 4560.$$

Крутні моменти на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{дв} = \frac{M_{ст}}{i_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2} = \frac{1086}{14 \cdot 0.97 \cdot 0.99^2} = 82 \quad (3.2.19)$$

$$i_0 = 14; \eta_1 = 0.97; \eta_2 = 0.99; M_{ном} = 104 \text{ Нм}.$$

$$M_{дв} < M_{ном};$$

$$82 < 104.$$

3.2.7. ВИБІР МУФТ

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ-1600 з допустимим крутним моментом, Н·м:

$$[M]_{M1} = 1600$$

Коефіцієнт запасу міцності полу муфти:

$$K_{M1} = \frac{[M]_{M1}}{M_{\dot{a}\dot{a}}} = \frac{1600}{82} = 19.61 > K \quad (3.2.20)$$

$$19.61 > 1.44$$

$K=1,2 \cdot 1,2=1,44$; $M_{дв} = 82 \text{ Н}\cdot\text{м}$ [Л.4, с.334]

На тихохідном валу редуктора ВКУ-610М конструктивно встановлена зубчата полумуфта МЗП-10000 з допустимим крутним моментом, Н·м:

$$[M]_{M2}=10000$$

Коефіцієнт запасу міцності пів муфти:

$$K_{M2} = \frac{[M]_{M2}}{M_{\dot{n}\dot{o}}} = \frac{10001086}{82} = 9.21 > K \quad (3.2.21)$$

$$9.21 > 1.44$$

$$M_{ст} = 1086 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

3.2.8 ВИБІР І ПЕРЕВІРКА ГАЛЬМ

Гальмовий момент механізму переміщення візка, працюючого на відкритому повітрі без вантажу та не маючого протиугінного пристрою, кН·см (Н·м):

$$M_T = \frac{D_K \cdot \eta_0}{2 \cdot i_o \cdot z} \cdot \left[(G_{мел} + G_{сп} + G_{нр}) \cdot \gamma_{сп} - \frac{W_T}{K_p \cdot \eta_o^2} \right] + \frac{GD_{сп}^2 \cdot n_H}{375 \cdot V_{\phi} \cdot Z} \gamma_{сп} \quad (3.2.22) \text{ [Л.9, лист 4]}$$

$$M_T = \frac{4 \cdot 0.93}{2 \cdot 14 \cdot 1} \cdot \left[(22.6) \cdot 0.2 - \frac{2.91}{2 \cdot 0.93^2} \right] + \frac{1.58 \cdot 690}{375 \cdot 1.032 \cdot 1} \cdot 0.2 = 4.35(43)$$

$D_K=4 \text{ см}$; $\eta_0=0,93$; $i_0=14$; $n_H=690 \text{ об/мин}$; $V_{\phi}=1,032 \text{ м/с}$; $(G_{тел} + G_{гр}+G_{пр})=22,6 \text{ т}$;

$W_T=2,91 \text{ кН}$; $K_p=2$;

$z=1$ – кількість гальм;

$\gamma_{гр}=0,2$ - прискорення при гальмуванні , м/с^2 [Л.9, лист 4].

Маховий момент обертових мас всього крана, приведений до гальмового вала, кг м^2 [Л.9, лист 4]:

$$GD_{вр}^2=1,2 \cdot (GD_p^2+0,45 \cdot G_M \cdot d_M^2 \cdot z_2)z_d=1,2(1,1+0,45 \cdot 14 \cdot 0,185^2 \cdot 1) \cdot 1 = 1,58 \quad (3.2.23);$$

$$GD_p^2=1,1\text{ кг м}^2;$$

$z_2=1$ - кількість муфт на гальмовому валу,

$Z_d=1$ - кількість э/д механізму переміщення,

$G_M=14$ - маса муфти на гальмовому валу,

$d_M=0,185$ - габаритний діаметр муфти.

Перевірка гальм на втримання візка при дії вітру непрацюючого стану, кН·см (Н·м):

$$M_T' = K \cdot \frac{D_K \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} \cdot (W_B' + W_{ук}' - \frac{W_T'}{k_p}) \quad (3.2.24) \text{ [Л.9, лист 5]}$$

$$M_T' = 1.2 \cdot \frac{4 \cdot 0.93}{2 \cdot 14} \cdot (4.63 + 0.34 - \frac{4.63}{2}) = 6.145(61.45) < [M]_T$$

$$6.145(61.45) < 300$$

$W_B' = 4,63$ кН; $W_T' = 2,24$ кН; $W_{ук}' = 0,34$ кН; $k_p = 2$.

$K = 1,2$ - Коефіцієнт запасу [Л.9, лист 5].

Встановлені гальма ТКГ-200М У2.

Максимальний гальмовий момент, Н·м:

$$[M]_T = 300$$

3.2.9.ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ УГОНА ВІЗКА

Об'єднання навантажень, які дають найбільше значення зусилля угона кН:

$$P_{yt} = W_B' + W_{ук}' - W_{сд} = 4,63 + 0,34 - 9,29 = -4,33 \quad (3.2.25) \text{ [Л.11, с. 118]}$$

$P_{yt} < 0$ - захват не потрібний,

Опір руху візка ,кН [Л.11, с. 120]:

$$W_{сд} = 8,65 + 0,65 = 9,29$$

Опір від сил ковзання загальмованих коліс по рейкам, кН:

$$W_{ск} = g G_{сц} \cdot f_{ск} = 9,8 \cdot 7,35 \cdot 0,12 = 8,65 \quad (3.2.26) \text{ [Л.11, с. 120]}$$

Сцепна вага візка без вантажа, т:

$$G_{\text{сц}} = (G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \frac{n_{\text{вд}}}{n} = (9,89 + 4,8) \cdot 2/4 = 7,35 \quad (3.2.27)$$

$F_{\text{ск}} = 0,12$ - Коефіцієнт тертя скольження необертаючого колеса, кН.

Опір від тертя непривідних колес, кН:

$$W_{\text{ТН}}' = g \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{\text{к}}} [(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \cdot \frac{(n - n_{\text{пр}})}{n} + G_{\text{пр}}] \quad (3.2.28)$$

$$W_{\text{ТН}}' = 9,8 \cdot \frac{2 \cdot 0,06 + 9,5 \cdot 0,015}{40} [9,89 + 4,8] \cdot \frac{(4 - 2)}{4} + 2,7 = 0,65$$

3.2.10. ЧАС РОЗГОНУ ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Час пуску, с:

$$t_{\text{н}} = \frac{GD^2 \cdot n_{\text{н}}}{375 \cdot M_{\text{и}}} = \frac{19,76 \cdot 690}{375 \cdot 9,2} = 4 \quad (3.2.29) \text{ [Л.12, с. 131]}$$

Приведений до вала електродвигуна маховий момент обертових моментів та поступово рухливих частин механізму та вантажу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ [Л.12, с. 131]:

$$GD^2 = GD_{\text{вр}}^2 + \frac{0,1(G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{пр}}) \cdot V_{\text{ф}}^2}{n_{\text{н}}^2} = 1,58 + \frac{0,1(22590) \cdot 61,9^2}{690^2} = 19,76$$

$GD_{\text{вр}}^2 = 1,58 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{пр}} = 22590 \text{ кг}$; $V_{\text{ф}} = 61,9 \text{ м/мин}$; $n_{\text{н}} = 690 \text{ об/мин}$.

Надлишковий момент двигуна, кгс м:

$$M_{\text{и}} = M_{\text{ср}} - M_{\text{рб}} = 16,4 - 7,2 = 9,2 \quad (3.2.30) \text{ [Л.12, с. 131]}$$

Середній пусковий момент двигуна, кгс м:

$$M_{\text{ср}} = M_{\text{ном}} \cdot \psi_{\text{ср}} = 10,58 \cdot 1,55 = 16,4 \quad (3.2.31) \text{ [Л.12, с. 131]}$$

$$M_{\text{ном}} = 104 \text{ Н} \cdot \text{м} = 10,58 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Середній коефіцієнт пускового перевантаження:

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} = \frac{2 + 1,1}{2} = 1,55 \quad (3.2.32) \text{ [Л.12, с. 131]}$$

Найбільший та найменший коефіцієнти пускового перевантаження $\psi_{\max}=2$, $\psi_{\min}=1,1$ [Л.12, с. 130].

Робочий момент, приведений до вала двигуна, кгс м:

$$M_{p\delta} = 975 \frac{N}{n_n} = 975 \frac{5,08}{690} = 7,2 \quad (3.2.33) \text{ [Л.12, с. 131]}$$

$N=5,08$ кВт; $n_n=690$ об/мин;

$[t]_n < (5 \div 6)$ с [Л.1, с. 423].

3.2.11.ПЕРЕВІРКА ЗАПАСУ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Запас зачеплення ходових коліс з рейкою для візка з центральним приводом при відсутності вантажа:

$$K_{\bar{n}\bar{o}} = \frac{M_d}{0,9 \cdot \dot{I}_i \cdot z_{\bar{a}} - \dot{I}_{\bar{n}\bar{o}} - \dot{I}_{\bar{a}\bar{o}}} \quad (3.2.34) \text{ [Л.9, лист 6]}$$

$$K_{\bar{n}\bar{o}} = \frac{13,26}{0,9 \cdot 13,26 \cdot 1 - 0,73 - 1,93} = 0,63$$

Буксовочний момент ,приведений до вала двигуна, кН·см:

$$M_b = W_{ск} \cdot \frac{D_k}{2 \cdot i_o \cdot \eta_o} \quad (3.2.35) \text{ [Л.9, лист 6]}$$

$$M_b = 8,65 \cdot \frac{40}{2 \cdot 14 \cdot 0,93} = 13,26$$

$W_{ск}=8,65$ кН; $D_k=40$ см; $i_o=14$; $\eta_o=0,93$.

Максимальний пусковий момент двигуна, кН·см:

$$M_{п}=M_{\max}=26,487 \text{ кН·см}$$

Кількість двигунів встановлених на візку $Z_d=1$.

Момент статичного опору руху приводних коліс візка без урахування тертя реборд о рейки, кН·см:

$$M_{\text{ст}} = \frac{g \cdot (G_{\text{дв}} + G_{\text{в}}) \cdot 2 \cdot \mu + d \cdot f}{2 \cdot t_o \cdot \eta_o} \quad (3.2.36) \quad [\text{Л.9, лист 7}]$$

$$M_{\text{ст}} = \frac{9.8 \cdot (14.69) \cdot 2 \cdot 0.06 + 9.5 \cdot 0.015}{2 \cdot 14 \cdot 0.93} = 0.73$$

$G_{\text{ст}} + G_{\text{грф}} = 14,69$ т; $d = 9,5$ см; $f = 0,015$; $\mu = 0,06$

Момент ,необхідний для перерахунку сил інерції обертаючих ся мас механізму переміщення, приведений до вала двигуна, кН·см:

$$M_{\text{вр}} = (z \cdot M_{\text{п}} - M_{\text{с}}) \cdot \frac{GD_{\text{дв}}^2 \cdot z_{\text{дв}}}{GD_o^2 \cdot z} \quad (3.2.37) \quad [\text{Л.9, лист 7}]$$

$$M_{\text{вр}} = (1 \cdot 26,487 - 5,92) \cdot \frac{1.58 \cdot 1}{16.82 \cdot 1} = 1.93$$

Сумарний крутній момент на валу двигуна від сил опору переміщення візка без вантажу ,кН·см:

$$M_{\text{с}} = W_1 \cdot \frac{D_k}{2 \cdot t_o \cdot \eta_o} \quad (3.2.38)$$

$$M_{\text{с}} = 3,86 \cdot \frac{4}{2 \cdot 14 \cdot 0.93} = 5.92$$

$z = 1$; $GD_{\text{вр}}^2 = 1,58$ кг·м².

$$W_1 = W_{\text{т}}' + W_{\text{ук}}' + W_{\text{вт}} = 2,24 + 0,34 + 1,28 = 3,86, \text{ кН.} \quad (3.2.39)$$

$W_{\text{т}}' = 2,24$ кН; $W_{\text{ук}}' = 0,34$ кН $W_{\text{вт}} = 1,28$ кН.

Сумарний крутній момент всього візка без вантажу, кН·см:

$$GD_o^2 = GD_{\text{вр}}^2 + GD_{\text{пост}}^2 = 1,58 + 15,24 = 16,82 \quad (3.2.40) \quad [\text{Л.9, лист 8}]$$

Приведений до вала двигуна маховий момент поступово рухливих мас візка без вантажу, кг·м²:

$$GD_{\text{пост}}^2 = \frac{(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}} + G_{\text{пр}}) \cdot 1000 \cdot D_k^2}{t_o^2 \cdot \eta_o \cdot 100^2} \quad (3.2.41)$$

$$GD_{\text{пост}}^2 = \frac{(9.89 + 4.8 + 2.7) \cdot 1000 \cdot 0.4^2}{14^2 \cdot 0.93 \cdot 100^2} = 15.24$$

Т.к. $K_{\text{сц}} < 1,05$, розрахунок ведеться на середній пусковий момент:

$$M_{\text{пер}} = \frac{M_c + M_{\text{п}}}{2} > 1,5 \cdot M_c \quad (3.2.42) \text{ [Л.9, лист 8]}$$

$$M_{\text{інд}} = \frac{5.92 + 26.487}{2} = 16.21 > 1,5 \cdot 5.92 = 8.88$$

Фактичний запас по ковзанню:

$$M_{\text{пер}}/M_c = 2,74 \quad (3.2.43)$$

3.2.12. ПЕРЕВІРКА ЕЛЕКТРОДВИГУНА ЗА УМОВАМИ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ

Розрахункова потужність двигуна за умовами теплового режиму:

$$P_p = \frac{k_p \cdot k_{\text{и}} \cdot k_z \cdot \eta_{\text{екв.б.}} \cdot k_{\text{н}} \cdot \sqrt{\varepsilon_p / \varepsilon_o} \cdot P_{\text{ст}}}{k_o [1,25\eta_{\text{екв.б.}} - 0,2\eta_{\text{екв.б.}}]} < N_{\text{н}} \quad (3.2.44) \text{ [Л.3, с.22]}$$

$$P_p = \frac{1.05 \cdot 0.7 \cdot 1 \cdot 0.81 \cdot 1 \cdot \sqrt{0.4/0.4} \cdot 5.08}{1[1,25 \cdot 0.5 - 0,2 \cdot 0.81]} = 6.53 < 7,5$$

$P_{\text{ст}} = N = 5,08$ кВт; $N_{\text{н}} = 7,5$ кВт.

Коефіцієнти: [Л.3, с.17-22]

$K_p = 1,05$ – використання двигуна для режиму М7;

$K_{\text{и}} = 0,7$ – використання в залежності від номінального вантажу;

$K_z = 1$ – запасу на умови роботи при підвищеній температурі;

$K_{\text{н}} = 1$ – напруги;

$\varepsilon_p = 0,4$; $\varepsilon_o = 0,4$ – тривалості включення;

$K_o = 1$ – тривалості охолодження;

$\eta_{\text{екв.б.}} = 0,81$ – еквівалентний ККД у статичному режимі;

$\eta_{\text{эКВ}}=0,5$ - еквівалентний ККД при відповідному числі розгонів N'_p .

Приведена кількість розгонів до номінальної швидкості:

$$N'_p = N_p \frac{\sum I_{\dot{a}\dot{a}}}{1,2I_{\ddot{a}\ddot{a}}} = 144 \frac{4,4}{1,20,275} = 1920 \quad (3.2.45) \text{ [Л.3, с.20]}$$

$N_p=144$ - Число розгонів в годину до найбільшої швидкості.

Сумарний момент інерції електродвигуна та рухливих частин, приведений до вала електродвигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$\sum I_{\text{общ}} = 1,3 \cdot I_{\text{дв}} + \frac{91 \cdot (G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}} + \frac{G_{\text{гр}}}{\sqrt{2}}) \cdot v_{\phi}^2}{n_{\text{н}}^2} \quad (3.2.46) \quad [\text{Л.3, с.20}]$$

$$\sum I_{\text{общ}} = 1,3 \cdot 0,275 + \frac{91 \cdot (9,89 + 2,7 + \frac{10}{\sqrt{2}}) \cdot 1,032^2}{690^2} = 4,4$$

Момент інерції ротора двигуна:

$$I_{\text{дв}} = 0,25GD_p^2 = 0,25 \cdot 1,1 = 0,275 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (3.2.47)$$

$GD_p^2 = 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $n_{\text{н}} = 690 \text{ об/хв}$; $v_{\phi} = 1,032 \text{ м/с}$;

$G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}} 2^{-1/2} = 19661 \text{ кгс}$

3.2.13. РОЗРАХУНОК ТИХОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛУ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Матеріал вала (береться конструктивно)- Труба 133x8 ГОСТ 8732-78 В20
ГОСТ 8731-74

Межа плинності матеріалу вала, МПа:

$$\tau = \frac{50 \cdot M_{\text{кр}} \cdot D}{D^4 - d^4} = \frac{50 \cdot 54,3 \cdot 13,3}{13,3^4 - 11,7^4} = 2,88 \quad (3.2.48) \text{ [Л.9 лист 10]}$$

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ст}}/2 = 543 \text{ Н м} = 54,3 \text{ кН}\cdot\text{см}$$

$D=13,3$ - зовнішній діаметр вала;

$d=11,7$ - внутрішній діаметр вала.

Допустима напруга при розрахунку накручення, МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_r \cdot C \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{245 \cdot 0.63 \cdot 0.8}{1.1 \cdot 1.75} = 64 \quad (3.2.49) \text{ [Л.9 лист 10]}$$

$C=0.63$ - Коефіцієнт переходу [Л.9 лист 10];

$\gamma_c=0.8$ - Коефіцієнт умов роботи; [Л.9 лист 11];

$\gamma_m=1.1$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом; [Л.6, лист. 38];

$\gamma_n=1.75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням; [Л.6, лист 41].

Перевірка вала на жорсткість по кутам закручення, рад:

$$\varphi = \frac{1000 \cdot M_{кр}}{G \cdot I_p} \leq 0,00875 \quad (3.2.50) \text{ [Л.9 лист 11]}$$

$$\varphi = \frac{1000 \cdot 54.3}{80000 \cdot 1255} = 0.000541 \leq 0,00875$$

$G=8 \cdot 10^4$ – Модуль руху для сталі, МПа.

Полярний момент інерції перерізу вала, см⁴:

$$I_p = 0,1 \cdot (D^4 - d^4) = 0,1 \cdot (13,3^4 - 11,7^4) = 1255 \quad (3.2.51)$$

Найбільша допустима відстань між опорами вала, см:

$$L_{\max} = 125 \sqrt[4]{D^2 + d^2} = 125 \sqrt[4]{13.3^2 + 11.7^2} = 526 \quad (3.2.52)$$

$L_{\phi}=40,8$ - Фактична відстань між опорами (за кресленням).

3.2.14.ПЕРЕВІРКА ПІДШИПНИКІВ БУКС ХОДОВИХ КОЛІС

Встановлений підшипник 53315.

$C=235000$ - динамічна вантажна підйомність, Н [Л.16, с.290];

$X=1,0$ - Коефіцієнт радіального навантаження.

Число обертів підшипника, об/хв:

$$n_{п} = \frac{n_{н}}{i_0} = \frac{690}{14} > 10 \text{ об/хв} \quad (3.2.53)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$Q = X \cdot R \cdot K_k \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1,0 \cdot 24390 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 29268 \quad (3.2.54) \text{ [Л.5, лист 15]}$$

Радіальне навантаження на підшипник, Н:

$$R = R_A = R_B = \frac{P_{\max} \cdot 1000}{2} g = \frac{4,97 \cdot 1000}{2} 9,8 = 24390 \quad (3.2.55)$$

$K_k = 1,0$ — Коефіцієнт кінематичний [Л.5, лист 5];

$K_\sigma = 1,2$ - Коефіцієнт динамічності [Л.5, лист 15];

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт [Л.5, лист 15].

Довговічність підшипника [Л.5, лист 14]:

$$L_h = \left(\frac{C}{Q} \right)^\rho \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{235000}{29268} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 49,3} = 350417 \quad (3.2.56)$$

$\rho = 10/3$ - Показник ступені для роликопідшипників [Л.5, лист 15];

$L = 16000$ - Мінімальна довговічність підшипників для важкого режиму роботи, час.

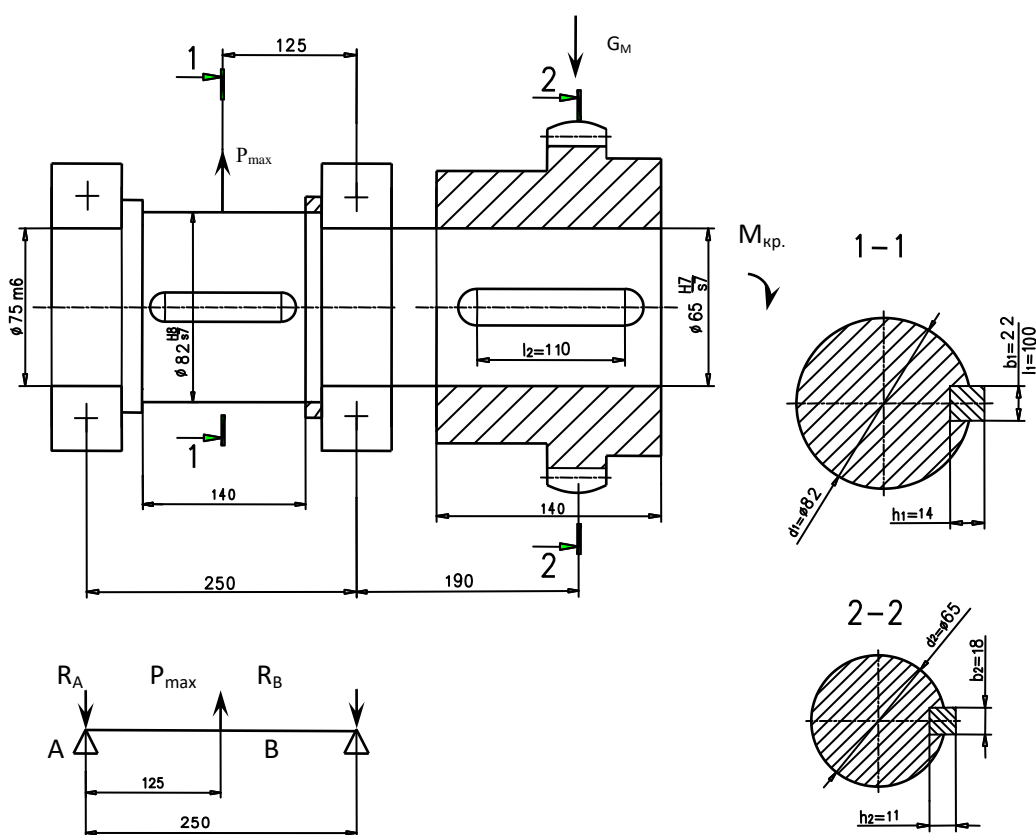


Рисунок 3.2.3 – Розрахункова схема вала привідного колеса

3.2.15. РОЗРАХУНОК ВАЛА ПРИВІДНОГО КОЛЕСА НА СТАТИСТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Матеріал вала (береться конструктивно)- Гр.IV КП 345 ГОСТ 8479-70.

Сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88.

Межа плинності, МПа: $\sigma_T=345$.

Реакції опор вала, кгс (Н) (рисунок 3.2.3):

$$R_A = R_B = \frac{P_{\max}}{2} \cdot 1000 \quad (3.2.57)$$

$$R_A = R_B = \frac{4.97}{2} \cdot 1000 = 2486,3(24390)$$

Вага напівмуфти МЗП-10000 з трансмісійним валом, кгс (Н) (рисунок 3.2.1):

$$G_M = 61(598)$$

Згинаючі моменти в перерізах (рисунок 3.2.3), Н·мм:

$$1-1 \quad M_{И1-1} = R_A \cdot 125 = 24390 \cdot 125 = 3048764$$

$$1-2 \quad M_{И2-2} = G_M \cdot 190 = 598 \cdot 190 = 113698$$

Напруга згину в перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \sigma_{И1-1} = \frac{M_{И1-1}}{0,1 \cdot d_1^3 - \frac{b_1 \cdot h_1 \cdot (2 \cdot d_1 - h_1)^2}{16 \cdot d_1}} = \frac{3048764}{0,1 \cdot 82^3 - \frac{22 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 82 - 14)^2}{16 \cdot 82}} = 61,2 \quad (3.2.58)$$

[Л.13, лист 4]

$$2-2 \quad \sigma_{И2-2} = \frac{M_{И2-2}}{0,1 \cdot d_2^3 - \frac{b_2 \cdot h_2 \cdot (2 \cdot d_2 - h_2)^2}{16 \cdot d_2}} = \frac{113698}{0,1 \cdot 65^3 - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 65 - 11)^2}{16 \cdot 65}} = 4,6 \quad (3.2.59)$$

[Л.13, лист 4]

Напруга при дії крутного моменту в перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \tau_{1-1} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_1^3 - \frac{b_1 \cdot h_1 \cdot (2 \cdot d_1 - h_1)^2}{16 \cdot d_1}} = \frac{543000}{0,2 \cdot 82^3 - \frac{22 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 82 - 14)^2}{16 \cdot 82}} = 5.17$$

(3.2.60) [Л.13, лист 4]

$$2-2 \quad \tau_{2-2} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_2^3 - \frac{b_2 \cdot h_2 \cdot (2 \cdot d_2 - h_2)^2}{16 \cdot d_2}} = \frac{543000}{0,2 \cdot 65^3 - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 65 - 11)^2}{16 \cdot 65}} = 10.4$$

(3.2.61) [Л.13, лист 4]

$$M_{кр} = M_{ст} / 2 \cdot 1000, \text{ Нмм}$$

Приведена напруга в перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \sigma_{пр1-1} = \sqrt{\sigma_{н1-1}^2 + 3 \cdot \tau_{1-1}^2} = \sqrt{61.2^2 + 3 \cdot 5.17^2} = 62 \quad (3.2.62) \text{ [Л.13, лист 3]}$$

$$2-2 \quad \sigma_{пр2-2} = \sqrt{\sigma_{н2-2}^2 + 3 \cdot \tau_{2-2}^2} = \sqrt{4.6^2 + 3 \cdot 10.4^2} = 18.6 \quad (3.2.63) \text{ [Л.13, лист 3]}$$

Допустима нормальна напруга, МПа

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{345 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.15 \cdot 1.75} = 165 \quad (3.2.64) \text{ [Л.13, лист 7]}$$

C=1,2 - Коефіцієнт переходу від основних до виробничих опорів матеріалу;

$\gamma_C=0,8$ - Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m=1,15$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n=1,75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням.

Допустима дотична напруга, МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{345 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.05 \cdot 1.5} = 105 \quad (3.2.65)$$

C=0,6 - Коефіцієнт переходу від основних до виробничих опорів матеріалу [Л.13, лист 7];

$\gamma_C=0,8$ - Коефіцієнт умов роботи; [Л.6, лист 39];

$\gamma_m=1,05$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом; [Л.6, лист 38];

$\gamma_n=1,5$ - Коефіцієнт надійності за призначенням; [Л.6, лист 41].

3.2.16. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ВАЛА З ХОДОВИМ КОЛЕСОМ ТА ВТУЛКОЮ МЗП-10000

Розміри шпонки (рисунок 3.2.3, 1-1) - 2-22x14x100 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки - Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88.

Напруга зминання бокових робочих граней шпонки , кгс/см² (МПа).

$$\sigma_{см1} = \frac{4 \cdot M_{кр}}{d_1 \cdot h_1 \cdot l_1} < [\sigma]_{см} \quad (3.2.66) \text{ [Л.4, с. 254]}$$

$$\sigma_{см1} = \frac{4 \cdot 5535}{8.2 \cdot 1.4 \cdot 10} = 193(18.93) < [\sigma]_{см}$$

$$193(18.93) < 1000(98,1)$$

$$M_{кр} = 543000 \text{ Н мм} = 5535 \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

$d_1 = 8,2 \text{ см}; h_1 = 1,4 \text{ см}; l_1 = 10 \text{ см}; b_1 = 2,2 \text{ см}$ (рисунок 3.2.3).

$[\sigma]_{см} = 1000(98,1)$ - Допустима напруга зминання, кгс/см²(МПа) [Л.4, табл 88].

Напруга зрізу шпонки ,кгс/см² (МПа):

$$\tau_{ср1} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_1 \cdot b_1 \cdot l_1} < [\tau]_{ср} \quad (3.2.67) \text{ [Л.4, с. 254]}$$

$$\tau_{ср1} = \frac{2 \cdot 5535}{8.2 \cdot 1.4 \cdot 10} = 62(6.08) < 870(85,3)$$

$[\tau]_{ср} = 870(85,3)$ - Допустима напруга зрізу, кгс/см² (МПа) [Л.4, табл 89].

Розміри шпонки (рисунок 3.2.3,2-2)- 2-18x11x80 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки - Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88.

Напруга зрізу шпонки ,кгс/см² (МПа):

$$\tau_{ср2} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_2 \cdot b_2 \cdot l_2} < [\tau]_{ср} \quad (3.2.68) \text{ [Л.4, с. 254]}$$

$$\tau_{ср2} = \frac{2 \cdot 5535}{6.5 \cdot 1.8 \cdot 8} = 86(8.4) < 870(85,3)$$

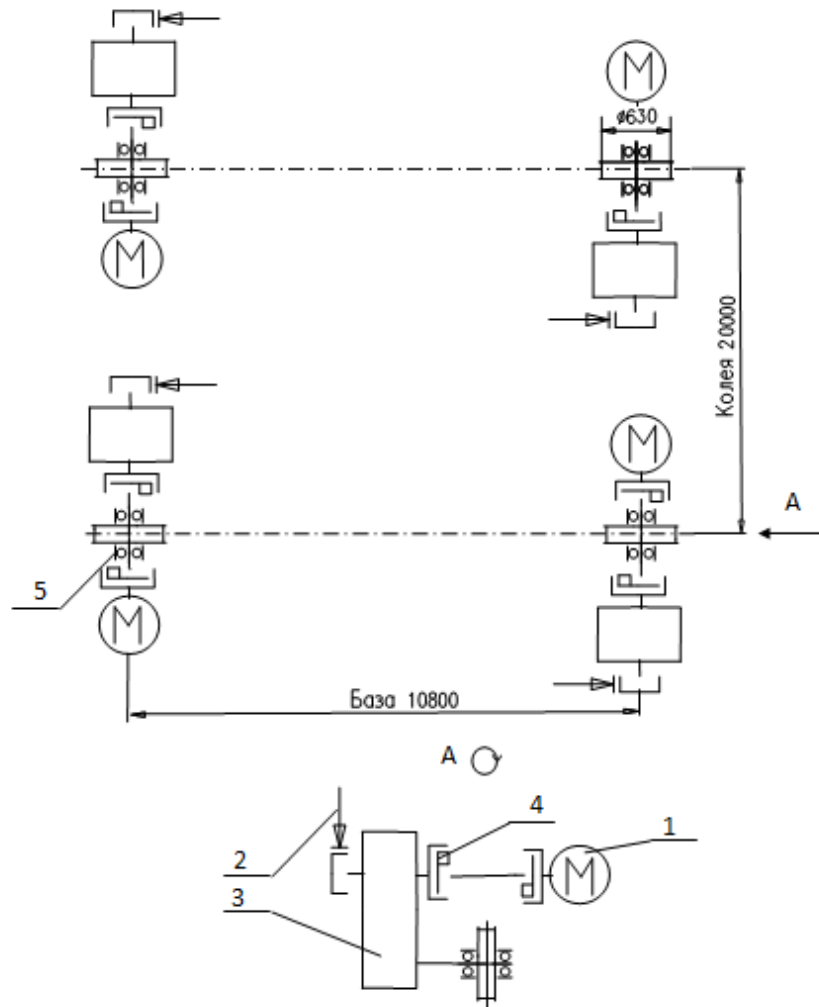
$d_2 = 6,5 \text{ см}; h_2 = 1,1 \text{ см}; l_2 = 8 \text{ см}; b_2 = 1,8 \text{ см}$

Напруга змінання бокових робочих граней шпонки, кгс/см² (МПа):

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{4 \cdot M_{\text{кр}}}{d_2 \cdot h_2 \cdot l_2} < [\sigma]_{\text{см}} \quad (3.2.69) \text{ [Л.4, с. 254]}$$

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{4 \cdot 5535}{6.5 \cdot 1.8 \cdot 8} = 282(27.7) < 1000(98.1)$$

3.3.МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА



1 – Електродвигун МТН312-6 У1 $N_H = 15$ кВт; $n_H = 955$ об/мин.

2 – Гальма ТКГ -160М У2.

3 – Редуктор 5ЦЗвк-250-25-36-ПШП У1.

4 – Полумуфта зубчата 1600.

5 – Підшипник 3626 ГОСТ 5721-7.

3.3.1.ВИХІДНІ ДАНІ

$G_{кр} = 96,14$ - Вага крана без візка з вантажем, тс

Вага металоконструкції крана, тс

$$G_{мет} = G_{M1,2} + G_{M3,4,5} + G_{M6,4,5-1} = 62 + 13,6 + 7 = 82,6$$

$G_{M1,2} = 62$ - Вага моста, тс (марки M1, M2);

$G_{M3,4,5} = 13,6$ - Вага безшарнірної сторони, тс (марки M3, M4, M5);

$G_{M6,4,5-1} = 7$ - Вага сторони з шарніром, тс (марки M6, M4, M5-1);

$G_{тел} = 9,89$ - Вага візка, тс;

$G_{еш} = 3$ - Вага електрошкафів;

$G_{ост} = 5$ - Вага іншого обладнання крана, тс;

$G_{грф} = 4,8$ - Вага грейфера, тс;

$G_{гр} = 10$ - Вага грейфера з вантажем, тс;

$G_{пр} = 2,7$ - Вага візка, що прикріплюється до візка, тс;

$G_{пер} = 5,54$ - Вага механізму переміщення крана, тс;

$V = 75$ - Швидкість переміщення крана, м/мин;

$n = 4$ - Кількість ходових коліс;

$n_{пр} = 4$ - Кількість привідних коліс.

Тип привода – розділений.

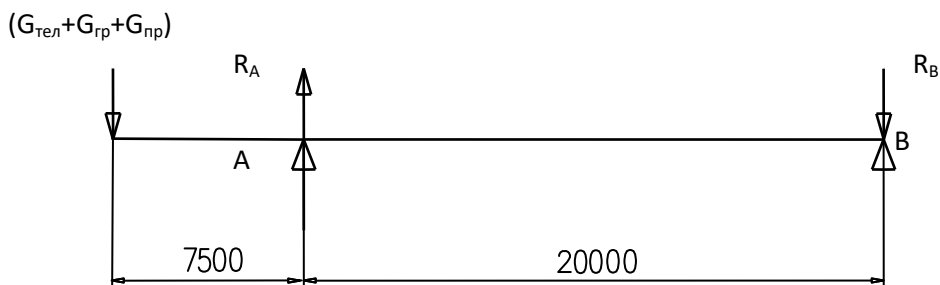


Рисунок 3.3.2 – Реакції опор крана від візка з вантажем

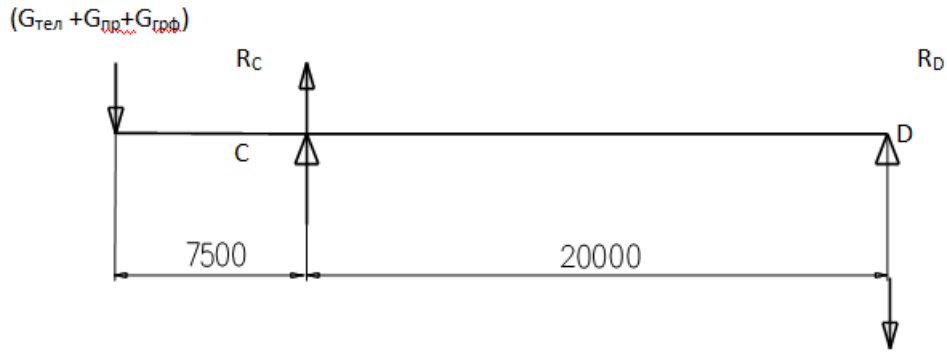


Рисунок 3.3.3 – Реакції опор крана від візка без вантажу

3.3.2.ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНИХ ТА МІНІМАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ПІДКРАНОВІ РЕЙКИ

Тиск від ваги металоконструкції крана та механізму переміщення менш навантаженої сторони крана, тс:

$$P_1 = \frac{G_{M1,2} + G_{неп}}{2} + G_{M6,4,5-1} = \frac{62 + 5.54}{2} + 7 = 40.77$$

Тиск від ваги металоконструкції крана та механізму переміщення більш навантаженої сторони крана, тс:

$$P_2 = \frac{G_{M1,2} + G_{неп}}{2} + G_{M3,4,5} + G_{ост} = \frac{62 + 5.54}{2} + 13.6 + 5 = 52.37$$

Реакції опор крана від візка з вантажем, тс (рисунок 3.3.2):

$$R_A = \frac{(G_{тел} + G_{гр} + G_{пр}) \cdot (7500 + 20000)}{20000} = \frac{(9.89 + 10 + 2.7) \cdot (7500 + 20000)}{20000} = 31.06$$

$$R_B = \frac{(G_{тел} + G_{гр} + G_{пр}) \cdot 7500}{20000} = \frac{(9.89 + 10 + 2.7) \cdot 7500}{20000} = 8.47$$

Реакції опор крана від візка без вантажем, тс (рисунок 3.3.3):

$$R_C = \frac{(G_{тел} + G_{грф} + G_{пр}) \cdot (7500 + 20000)}{20000} = \frac{(9.89 + 4.8 + 2.7) \cdot (7500 + 20000)}{20000} = 24$$

$$R_D = \frac{(G_{тел} + G_{грф} + G_{пр}) \cdot 7500}{20000} = \frac{(9.89 + 4.8 + 2.7) \cdot 7500}{20000} = 6.5$$

Максимальний тиск ходового колеса на підкранову рейку, тс (кН):

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot (P_2 + R_A)}{n} + \frac{G_{эш}}{2} = \frac{2 \cdot (52.37 + 31.06)}{4} + \frac{3}{2} = 43.23(424)$$

$D_K=63$ - Діаметр ходових коліс, см;

Тип підкранової рейки - Р65.

Напруга зминання при контактї колеса з рейкою, кгс/см²:

$$\sigma_{cm} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{max}}{r^2}} < [\sigma]_{cm}$$

$$\sigma_{cm} = 16500 \cdot 0.46 \cdot \sqrt[3]{\frac{43.23}{50^2}} = 19627 < 22000$$

$$r = \max(r_1, r_2) = r_2 = 50 \text{ см}$$

$[\sigma]_{cm} = 22000$ - Допустима напруга місцевого зминання для Сталі 65Г, кгс/см².

Мінімальний тиск ходового колеса на рейку, тс(кН):

$$P_{min} = (P_1 - R_B) \cdot \frac{2}{n} (40.77 - 8.47) \cdot \frac{2}{4} = 16.15(158.4)$$

3.3.3.ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА

Повний статичний опір переміщенню, кН:

$$W = W_T + W_{ук} + W_B = 9,84 + 3,49 + 22,19 = 35,53$$

Повний статичний опір переміщенню крана з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна, кН:

$$W_{\Sigma} = W_T + W_{ук} + 0,7 \cdot W_B = 9,84 + 3,49 + 0,7 \cdot 22,19 = 28,88$$

Опір від тертя при переміщенні крана, кН:

$$W_T = g \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр} + G_{пр}) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{100 \cdot D_k} K_p$$

$$W_T = 9,8 \cdot (96,14 + 9,89 + 10 + 2,7) \cdot \frac{2 \cdot 0,08 + 13 \cdot 0,015}{100 \cdot 63} \cdot 1,5 = 9,84$$

без врахування вантажу:

$$W_T' = g \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр\phi} + G_{пр}) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{100 \cdot D_k} K_p$$

$$W_T' = 9,81 \cdot (96,14 + 9,89 + 4,8 + 2,7) \cdot \frac{2 \cdot 0,08 + 13 \cdot 0,015}{100 \cdot 63} \cdot 1,5 = 9,41$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $G_{кр} = 96,14 \text{ тс}$; $G_{гр} = 10 \text{ тс}$; $G_{пр} = 2,7 \text{ тс}$; $G_{грф} = 4,8 \text{ тс}$; $G_{тел} = 9,89 \text{ тс}$;
 $D_k = 63 \text{ см}$.

$d=13$ - діаметр підшипників коліс, см;

$f=0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса;

$\mu = 0,08$ - коефіцієнт тертя кочення для сталевих коліс, см;

$K_p=1,5$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір відтертя реборд ходових коліс о рейки.

Опір від нахилу підкранових шляхів, кН:

$$W_{ук} = g \cdot \alpha (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр} + G_{пр}) = 9,81 \cdot 0,003 (96,14 + 9,89 + 10 + 2,7) = 3,49$$

без врахування вантажу:

$$W_{ук}' = g \cdot \alpha \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{грф} + G_{пр}) = 9,81 \cdot 0,003 \cdot (96,14 + 9,89 + 4,8 + 2,7) = 3,34$$

$\alpha=0,003$ - Нахил шляхів для козлових кранів.

Опір від дії повітряного навантаження робочого стану, кН:

$$W_B = W_{BT} + W_{BTP} = 21,47 + 0,71 = 22,19$$

Опір від дії повітряного навантаження робочого стану без вантажу, кН (рисунок 3.2.2):

$$W_{BT} = q_p \times C \times n \times (k_1(F_4 + F_9 + F_5) + k(F_7 + F_{10} + F_{11})) + q_p \times C_1 \times n \times F_6$$

$$W_{BT} = 125 \times 1,2 \times 1 \times (1(10,7 + 6,5 + 5,4) + 1,19(4,2 + 3,7 + 1)) + 125 \times 1,85 \times 1 \times 60 = 21,47$$

$$F_4 = 10,7 \text{ м}^2; F_5 = 5,4 \text{ м}^2; F_6 = 60 \text{ м}^2; F_7 = 4,2 \text{ м}^2; F_8 = 4,7 \text{ м}^2; F_9 = 6,5 \text{ м}^2; F_{10} = 3,7 \text{ м}^2;$$

$$F_{11} = 1 \text{ м}^2.$$

$q_p = 125$ - Динамічний тиск вітру робочого стану, Па;

$k = 1,19$ – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою, $>10 \text{ м}$;

$k_1 = 1$ – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою, $<10 \text{ м}$;

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження;

$C = 1,2$ – коефіцієнт аерокосмічної сили;

$C_1 = 1,85$ – коефіцієнт аерокосмічної сили на портал.

Опір від дії повітряного навантаження на вантаж, який перевозиться, кН (рисунок 3.2.2):

$$W_{\text{Вгр}}=q_{\text{р}}\times C\times n\times k_1\times F_8=125\times 1,2\times 1\times 1\times 4,7=0,71$$

Опір від дії вітру неробочого стану на кран без вантажу вздовж колії, кН (рисунок 3.2.2):

$$W_{\text{В}}'=q_{\text{вр}}\times C\times n\times (k_1(F_4+F_9+F_5)+k(F_7+F_{10}+F_{11}))+q_{\text{вр}}\times C_1\times n\times F_8$$

$$W_{\text{В}}'=450\times 1,2\times 1\times (1(10,7+6,5+5,4)+1,19(4,2+3,7+1))+450\times 1,85\times 1\times 4,7=77,36$$

$q_{\text{вр}}=450$ - Динамічний тиск вітру неробочого стану, Па [Л.10, таблиця 2]

3.3.4. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

$z_d=4$ - кількість приводів,

ККД механізму пересування:

$$\eta_0=\eta_1\cdot\eta_2\cdot\eta_3=0,99\cdot 0,97\cdot 0,98=0,94$$

$\eta_1=0,99$ - ККД зубчатої полу муфти;

$\eta_2=0,97$ - ККД редуктора ВКУ-765М (спеціального);

$\eta_3=0,98$ - ККД ходового колеса.

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$N=\frac{W_{\text{э}}\cdot V}{60\cdot\eta_0\cdot z_d}=\frac{28,88\cdot 75}{60\cdot 0,94\cdot 4}=9,6$$

$W_{\text{э}}=28,88$ кН ; $V=75$ м/мин.

Встановлений електродвигун - МТН312-6 У1.

$N_{\text{Н}}=15$ - Номінальна потужність електродвигуна, кВт;

$n_{\text{Н}}=955$ -Частота обертання вала електродвигуна, об/хв..

Номінальний момент електродвигуна, Н·м(кгс м):

$$M_{\text{НОМ}}=9550\cdot\frac{N_{\text{Н}}}{n_{\text{Н}}}=9550\cdot\frac{15}{955}=150(15,3)$$

$GD_{\text{р}}^2=1,25$ - Маховий момент ротора, кг·м².

$M_{\max} = 470,88$ (48) - Максимальний момент (за каталогом), Н·м(кгс м).

3.3.5. ВИБІР МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА

Необхідне передаточне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_H}{V} = \frac{3.14 \cdot 63 \cdot 955}{75} = 25.2$$

Встановлений редуктор - 5ЦЗвк-250-25-36Пшп-У1.

$i_0 = 25$ - Передаточне число редуктора.

Фактична швидкість переміщення, м/мин(м/с):

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_H}{i_0} = \frac{3.14 \cdot 63 \cdot 955}{25} = 75.54(1.259)$$

3.3.6. КРУТНІ МОМЕНТИ. ПЕРЕВІРКА РЕДУКТОРА, ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТИ ВИБІР МУФТ

Статичний момент від опору переміщення крана з вантажем, який приходить на приводне ходове колесо, Н·м:

$$M_{ст} = \frac{W \cdot D_k}{2 \cdot \eta_3 \cdot z_d} < M_{н\ кр}$$

$$M_{ст} = \frac{35530 \cdot 0.63}{2 \cdot 0.94 \cdot 4} = 2855 < 6000$$

$W = 35530$ Н; $D_k = 0,63$ м; $\eta_3 = 0,94$; $z_d = 4$.

$M_{н\ кр} = 6000$ - Номинальний крутний момент на тихохідному валу редуктора 5ЦЗвк-250-25-36Пшп-У1 (по каталогу), Н·м.

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{дв} = \frac{M_{ст}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot i_0} < M_{ном}$$

$$M_{дв} = \frac{2855}{0.97 \cdot 0.99 \cdot 25} = 119 < 150$$

$i_0 = 25; \eta_1 = 0,97; \eta_2 = 0,99$, $M_{\text{ном}} = 150 \text{ Нм}$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата напівмуфта, МЗП-1600, з допустимим крутним моментом, Н·м, $[M]_M = 1600$.

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти:

$$K_M = \frac{[M]_M}{M_{\text{дв}}} > K$$

$$K_M = \frac{1600}{119} = 13.45 > 1.44$$

$$K = 1,2 \times 1,2 = 1,44$$

3.3.7. ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ГАЛЬМОВОГО МОМЕНТУ

Гальмівний момент одного гальма, кН·см(Н·м):

$$M_T = \frac{D_k \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0 \cdot z_1} \left[(G_{zp} + G_{kp} + G_{мел} + G_{np}) j_{zp} - \frac{W_T}{K_p \cdot \eta_0^2} \right] + \frac{GD_{gp}^2 \cdot n_n}{375 \cdot V_\phi \cdot z_1} j_{zp}$$

$$M_T = \frac{63 \cdot 0.94}{2 \cdot 25 \cdot 4} \left[(10 + 3 + 9.89 + 2.7) 0.1 - \frac{9.84}{1.5 \cdot 0.94^2} \right] + \frac{7.03 \cdot 955}{375 \cdot 75.57 \cdot 4} 0.1 = 1.68(17)$$

$D_k = 63 \text{ см}; i_0 = 25; \eta_0 = 0,94;$

$K_p = 1,5; W_T = 9,84 \text{ кН}; n_n = 955 \text{ об/хв};$

$V_\phi = 75,57 \text{ м/хв} = 1,259 \text{ м/с}.$

$z_1 = 4$ - кількість гальм,

$j_{гр} = 0,1$ - Загальмування, яке виникає при гальмуванні крана з вантажем, м/с².

Маховий момент обертання обертових мас всього крану, приведений до гальмового валу, кг·м²:

$$GD_{\text{вр}}^2 = 1,2(GD_p^2 + 0,45 \cdot G_M \cdot d_M^2 \cdot z_2) \cdot z_d = 1,2(1,25 + 0,45 \cdot 14 \cdot 0,185^2 \cdot 1) \cdot 4 = 7,03$$

$GD_p^2 = 1,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; z_d = 4.$

$G_M = 14$ - Маса муфти, встановленої на гальмовому валу, кг;

$d_M = 0,185$ – Габаритний діаметр муфти, м;

$z_2 = 1$ - кількість муфт на гальмовому валу.

Встановлені гальма - ТКГ-160М У2.

Максимальний гальмовий момент (по каталогу), Н·м:

$$[M]_T > K \cdot M_T$$

$$150 > 1,2 \cdot 17$$

$K=1,2$ - Коефіцієнт запасу.

3.3.8. ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ НАХИЛУ КРАНА

Поєднання навантажень, які дають найбільше значення зусилля нахилу кН:

$$P_{yg} = W_B' + W_{ук}' - W_{сд} = 77,36 + 3,34 - 144,78 = -64,08$$

$$W_B' = 77,36 \text{ кН}$$

$$W_{ук}' = 3,34$$

Опір зрушуванню крану, кН:

$$W_{сд} = W_{ск} + W_{тн}' = 144,78 + 0 = 144,78$$

Опір від сил ковзання загальмованих коліс по рейкам, кН:

$$W_{ск} = g \cdot G_{сц} \cdot f_{ск} = 9,81 \cdot 113,53 \cdot 0,13 = 144,78$$

Зчепна вага крана без вантажу, тс:

$$G_{сц} = (G_{кр} + G_{тел} + G_{грф} + G_{пр}) \frac{n_{пр}}{n} = (96,14 + 9,89 + 4,8 + 2,7) \frac{4}{4} = 113,53$$

$f_{ск} = 0,13$ - Коефіцієнт тертя гальмування не обертового колеса по вологій рейці

Опір від тертя непровідних коліс, кН:

$$W_{тн}' = g \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{грф} + G_{пр}) \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{100 \cdot D} \cdot \frac{n - n_{пр}}{n}$$

$$W_{тн}' = 9,81 \cdot (96,14 + 9,89 + 4,8 + 2,7) \frac{2 \cdot \mu + 13 \cdot 0,015}{100 \cdot 63} \cdot \frac{4 - 4}{4} = 0$$

Вибрані протиугінні захвати (ЗЕМЗ) з утримуючим зусиллям, кН:

$$P_{уд} = g \cdot 11 \text{ тс} = 9,81 \cdot 11 = 108 \text{ тс}$$

3.3.9. ПЕРЕВІРКА ЗАПАСУ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Запас зачеплення ходових коліс для козлового крану з розрізненим приводом при відсутності вантажу:

$$K_{\text{сц}} = \frac{M_{\text{б}}}{0,9 \cdot M_{\text{п}} \cdot z_{\text{д}}^1 - M_{\text{сц}} - M_{\text{вр}}} = \frac{55,09}{0,9 \cdot 47,1 \cdot 2 - 2,39 - 5,67} = 0,72$$

Буксувальний момент, приведений до валу двигуна, кН·см:

$$M_{\text{б}} = \left(P_{\text{мін}} \cdot \frac{n_{\text{нр}}}{2} \right) f_{\text{ск}} \cdot \frac{D_{\text{к}}}{2 \cdot t_0 \cdot \eta_o}$$

$$M_{\text{б}} = \left(158,4 \cdot \frac{4}{2} \right) f_{\text{ск}} \cdot \frac{63}{2 \cdot 25 \cdot 0,94} = 55,09$$

$$P_{\text{мін}} = 158,4 \text{ кН}; D = 63 \text{ см}; t_0 = 25; \eta_o = 0,94$$

Максимальний пусковий момент двигуна, кН·см:

$$M_{\text{п}} = M_{\text{макс}} = 470,88 \text{ Н} \cdot \text{м} = 47,1 \text{ кН} \cdot \text{см}$$

$z_{\text{д}}^1 = 2$ - Кількість двигунів, встановлених на одній стороні крану.

Момент статичного опору руху привідних коліс крану без урахування тертя реборд о рейку, кН·см:

$$M_{\text{сц}} = \left(P_{\text{мін}} \cdot \frac{n_{\text{нр}}}{2} \right) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{2 \cdot t_0 \cdot \eta_o}$$

$$M_{\text{сц}} = \left(158,4 \cdot \frac{4}{2} \right) \cdot \frac{2 \cdot 0,08 + 13 \cdot 0,015}{2 \cdot 25 \cdot 0,94} = 2,39$$

$$d = 13 \text{ см}; f = 0,015; \mu = 0,08.$$

Момент, необхідний для подолання сил інерції оберткових мас механізму переміщення, приведений до вала двигуна, кН·см:

$$M_{\text{вр}} = (z_{\text{д}} \cdot M_{\text{п}} - M_{\text{с}}) \frac{GD_{\text{п}}^2 \cdot z_{\text{д}}^1}{GD_{\text{о}}^2 \cdot z_{\text{д}}} = (4 \cdot 47,1 - 45,82) \frac{1,25 \cdot 2}{88,4 \cdot 4} = 5,67$$

Сумарний крутний момент на валу двигуна від сил опору переміщення крану без вантажу, кН·см:

$$M_{\text{с}} = W_1 \frac{D_{\text{к}}}{2 \cdot t_0 \cdot \eta_o} = 34,22 \frac{63}{2 \cdot 25 \cdot 0,94} = 45,42$$

$$z_{\text{д}} = 4; GD_{\text{п}}^2 = 1,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$W_1 = W_{\text{Т}}' + W_{\text{ук}}' + W_{\text{вт}} \text{ кН} = 9,41 + 3,34 + 22,47 = 34,22 \text{ кН}.$$

Сумарний маховий момент всього крану без вантажу, кг·м²:

$$GD_o^2 = GD_p^2 + GD_{\text{пост}}^2 = 1,25 + 81,4 = 88,4$$

Приведений до валу двигуна маховий момент поступально–рухаючихся мас крану без вантажу, кг·м²:

$$GD_{\text{пост}}^2 = \frac{(G_{\dot{\epsilon}\delta} + G_{\ddot{a}\delta\delta} + G_{\delta\dot{a}\dot{\epsilon}} + G_{\dot{i}\delta}) \cdot 1000 \cdot D_k^2}{i_o^2 \cdot \eta_o \cdot 100^2}$$

$$GD_{\text{пост}}^2 = \frac{(96,14 + 4,8 + 9,89 + 2,7) \cdot 1000 \cdot 63^2}{25^2 \cdot 0,94 \cdot 100^2} = 81,4$$

Т.я. $K_{\text{сц}} < 1,05$, розрахунок ведеться на середній пусковий момент:

$$M_{\text{пер}} = \frac{M_c / z + M_{\text{п}}}{2} > 1,5 \cdot (M_c / z)$$

$$M_{\text{пер}} = \frac{45,82/10 + 47,1}{2} = 29,27 > 1,5 \cdot (45,82/10)$$

Фактичний запас по надійності розгону:

$$M_{\text{пер}} / (M_c / z) = 29,27 / (45,62/10) = 6,26$$

Запас зачеплення ходових коліс з рейкою для козлового крану за середнім пусковим моментом:

$$K_{\text{сц}}' = \frac{M_{\delta}}{0,9 \cdot M_{\text{пер}} \cdot z_d^1 - M_{\text{сц}} - M_{\text{вр}}} > 1,05$$

$$K_{\text{сц}}' = \frac{55,09}{0,9 \cdot 29,27 \cdot 2 - 2,39 - \dot{i}_{\delta\delta}} = 5,67 = 1,23 > 1,05$$

3.3.10. Час розгону електродвигуна

Час пуску, с:

$$t_{\text{п}} = \frac{GD^2 \cdot n_{\text{н}}}{375 \cdot M_{\text{НОМ}}} t_{\text{по}} = \frac{21.71 \cdot 955}{375 \cdot 15.30} 1.6 = 5.8$$

$n_{\text{н}}=955$ об/мин; $M_{\text{НОМ}}=150$ Н·м=15,3 кгс·м.

Приведений до вала електродвигуна маховий момент обертових та поступово-рухомих частин механізму та вантажу (включаючи частини крану), кг·м²:

$$GD^2 = K \cdot GD_{\text{д}}^2 + \frac{365 \cdot Q \cdot V_{\text{ф}}^2}{n_{\text{н}}^2 \cdot \eta_0} = 1.15 \cdot 1.47 + \frac{365 \cdot 29682.5 \cdot 1.259^2}{955^2 \cdot 0.94} = 21.71$$

Маховий момент усіх обертових частин механізму, які знаходяться на одному валу с двигуном, кг·м²:

$$GD_{\text{д}}^2 = GD_{\text{п}}^2 + GD_{\text{м}}^2 = 1.25 + 0.22 = 1.47$$

$$GD_{\text{п}}^2 = 1,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \text{ (таблиця 6.4)}$$

$$GD_{\text{м}}^2 = G_{\text{м}} \cdot d_{\text{м}}^2 = 14 \cdot 0,185^2 = 0,22 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$K = 1,15$$

$$Q = \frac{G_{\text{кр}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}}}{z} 1000 \text{ кгс}$$

$$Q = \frac{96.14 + 10 + 9.89 + 2.7}{10} 1000 = 29682,5$$

$$V_{\text{ф}} = 1,259 \text{ м/с}; \eta_0 = 0,94.$$

$t_{\text{по}} = 1,6$ - Відносний час пуску в залежності від навантаження двигуна, с:

$$\alpha = \frac{M_{\text{дв}}}{M_{\text{НОМ}}} = \frac{119}{150} \approx 0,8$$

$$\text{при } M_{\text{макс}} \approx 0,7 \dot{I}_{\text{макс}} = 0,7 \cdot 48 = 33,6 \text{ кгс м}$$

$$M_{\text{макс}} = 48 \text{ кгс м};$$

$$M_{\text{макс пуск}} \sim 2 \cdot M_{\text{НОМ}} = 2 \cdot 150 = 300$$

$$[t]_{\text{п}} < (2 \div 10) \text{ с}$$

3.3.11. ПЕРЕВІРКА ЕЛЕКТРОДВИГУНА ЗА УМОВАМИ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ

Розрахункова потужність електродвигуна за умовами теплового режиму:

$$P_p = \frac{k_p \cdot k_{\text{и}} \cdot k_3 \cdot \eta_{\text{экв.б.}} \cdot k_{\text{н}} \cdot \sqrt{\varepsilon_p / \varepsilon_o} \cdot P_{\text{ст}}}{k_o [1,25\eta_{\text{экв.б.}} - 0,2\eta_{\text{экв.б.}}]} < N_{\text{н}}$$

$$P_p = \frac{1,05 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,81 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,4/0,4} \cdot 9,6}{1[1,25 \cdot 0,55 - 0,2 \cdot 0,81]} = 13 < 15$$

$P_{\text{ст}}=N=9,6$ кВт; $N_{\text{н}}=15$ кВт.

де: $k_p=1,05$ - Коефіцієнт використання двигуна для режима;

$k_{\text{и}}=0,85$ - Коефіцієнт використання в залежності від підіймаємого номінального вантажу;

$k_3=1$ - Коефіцієнт запаса на умови праці при підвищеній температурі;

$k_{\text{н}}=1$ - Коефіцієнт напруги;

$\varepsilon_p=0,4$ - Коефіцієнт тривалості включення;

$\varepsilon_o=0,4$ - Коефіцієнт тривалості включення;

$k_o=1$ - Коефіцієнт охолодження;

$\eta_{\text{экв.б.}}=0,81$ - Коефіцієнт еквівалентний ККД у статичному режимі;

$\eta_{\text{экв.б.}}=0,55$ - Коефіцієнт еквівалентний ККД при відповідному числі розгонів N'_p .

Приведене число розгонів до номінальної швидкості:

$$N'_p = N_p \frac{\sum I_{\dot{a}\dot{a}}}{1,2I_{\dot{a}\dot{a}}} = 144 \frac{5}{1,2 \cdot 0,313} = 1917$$

$N_p=144$ - Число разгонів у годину до найбільшої швидкості.

Сумарний момент інерції електродвигуна та рухомих частин, який приведений до вала електродвигуна, кг·м²:

$$\sum I_{\text{общ}} = 1,3 \cdot I_{\text{дв}} + \frac{91 \cdot (G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}} + \frac{G_{\text{рп}}}{\sqrt{2}}) \cdot v_{\phi}^2}{z \cdot n_{\text{н}}^2}$$

$$\sum I_{\dot{a}\dot{a}} = 1,3 \cdot 0,313 + \frac{91 \cdot (96,14 + 9,89 + 2,7 + \frac{10}{\sqrt{2}}) \cdot 1,259^2}{10 \cdot 955^2} = 5$$

Момент інерції ротора двигуна:

$$I_{дв}=0,25GD_p^2=0,25*1,25=0,313 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$z_d=4$, $GD_p^2=1,25 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $n_n=955 \text{ об/мин}$ (таблиця 6.4); $V_\phi=1,259 \text{ м/с}$ (таблиця 5.5);
 $G_{кр}+G_{тел}+G_{пр}+G_{гр}2^{-1/2}=115800 \text{ кгс}$

3.3.12. РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Матеріал вала Сталь 45-ЗГП-М1-ТВ ГОСТ 1050-88

$\sigma_T=353$ - Межа текучості сталі МПа,

Перевірка міцності вала, МПа:

$$\tau = \frac{M_{\epsilon\delta}}{0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot h \cdot (2 \cdot d - h)^2}{16 \cdot d}} \leq [\tau]$$

$$\tau = \frac{119}{0,2 \cdot 3^3 - \frac{3 \cdot 0,8 \cdot (2 \cdot 3 - 0,8)^2}{16 \cdot 3}} = 24$$

$$M_{кр} = M_{дв}=119 \text{ Нм}=119000 \text{ Нмм}$$

$d=3 \text{ см}=30 \text{ мм}$, $b=0,8 \text{ см}=8 \text{ мм}$, $h=0,7 \text{ см}=7 \text{ мм}$ (рисунок 3.3.4)

Допустима напруга при розрахунку на кручення, МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{353 \cdot 0,63 \cdot 0,8}{1,1 \cdot 1,75} = 92$$

$C=0,63$ - Коефіцієнт переходу для дотичних напруг при крученні;

$$\gamma_C=0,8;$$

$$\gamma_m=1,1;$$

$$\gamma_n=1,75.$$

Перевірка вала на жорсткість по кутам закручення, рад:

$$\varphi = \frac{1000 \cdot M_{кр}}{G \cdot I_p} < 0,00875 \text{ рад}$$

$$\varphi = \frac{1000 \cdot 119}{80000 \cdot 25,6} = 0,0058 < 0,00875 \text{ рад}$$

$G = 8 \cdot 10^4$ - Модуль зсуву для сталі МПа.

Полярний момент інерції перерізу вала, см⁴:

$$I_p = 0,1 \cdot D^4 = 0,1 \cdot 4^4 = 25,6$$

$D = 4$ - Діаметр вала між опорами, (за кресленням).

Найбільша допустима відстань між опорами трансмісійного вала, см:

$$L_{\max} = 125 \sqrt{D} = 125 \sqrt{4} = 250 > 40 \text{ см (за кресленням)}$$

3.3.13. РОЗРАХУНОК ШПОНОЧНОГО З'ЄДНАННЯ ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА С МЗП-1600

Розміри шпонки (рисунок 3.3.4, переріз 2-2) - 2-8x7x45 ГОСТ 23360-78

Матеріал шпонки - Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Напруга зрізу шпонки, кг/см²(МПа):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 119}{3 \cdot 0,8 \cdot 0,7} = 225(22)$$

$[\tau]_{\text{ср}} = 870(85)$ - Допустима напруга зрізу, кгс/см²(МПа):

$$\tau_{\text{ср}} < [\tau]_{\text{ср}} \quad 225(22) < 870(85)$$

Напруга зминання бокових робочих граней, кг/см² (МПа):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot M_{кр}}{d \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 119}{3 \cdot 0,8 \cdot 0,7} = 513(50)$$

$[\sigma]_{\text{см}} = 1000(98)$ - Допустима напруга зминання, кгс/см² (МПа):

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}}$$

$$513(50) < 1000(98)$$

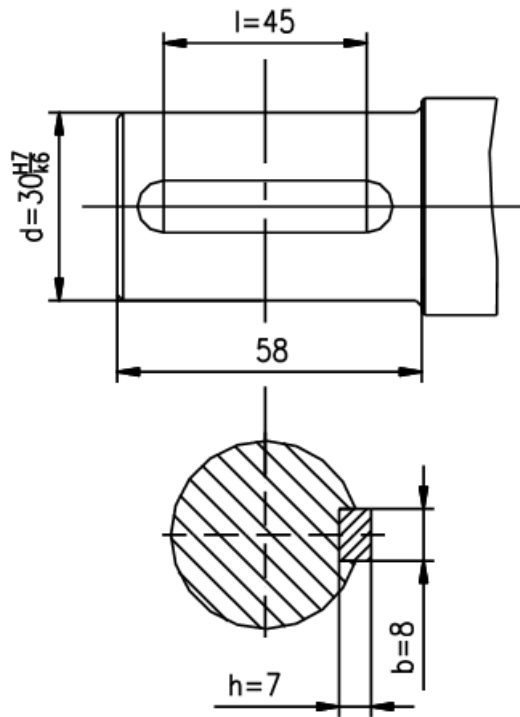


Рисунок 3.3.4 – Шпонкове з'єднання трансмісійного вала

3.3.14. РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОГО ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА НА ВТОМУ

Коефіцієнт запасу міцності на зносостійкість при симетричному циклі змін напруг:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau \cdot \frac{k'_{\tau}}{\beta \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot k_{\sigma}} > K$$

$$n_{\tau} = \frac{150}{24 \cdot \frac{2.275}{1 \cdot 0.85} \cdot 0.8} = 2.92 > 1.6$$

$\tau = 24$ МПа.

$\tau_{-1} = 150$ - Предел сталості матеріалу вала при симетричному циклі, МПа.

Коефіцієнт концентрації для розрахункового перерізу вала:

$$k'_{\tau} = k_{\tau} + k_{\tau}^n - 1 = 2.2 + 1.075^n - 1 = 2.275$$

$k_\tau=2,2$ - ефективний коефіцієнт концентрації;

$k_\tau^n = 1,075$ - Коефіцієнт стану поверхні;

$\varepsilon_\tau=0,85$ - Масштабний фактор;

$k_\delta=0,8$ - Коефіцієнт довговічності;

$\beta=1$ - Коефіцієнт зміцнення поверхні;

$K = 1,6$ - Найменший допустимий запас міцності.

3.3.15.ПЕРЕВІРКА ПІДШИПНИКІВ БУКС ХОДОВИХ КОЛІС

Встановлений підшипник - 3626 ГОСТ 5721-75

$S = 850000$ - динамічна вантажопідйомність, кгс (Н);

$X = 1,0$ - Коефіцієнт радіального навантаження.

Число обертів підшипника, об/мин:

$$n_{\text{п}} = \frac{n_{\text{н}}}{i_0} = \frac{955}{25} = 38,2 > 10 \text{ об/мин}$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$Q = X \cdot R \cdot K_k \cdot K_\delta \cdot K_T = 1,0 \cdot 212000 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 254452$$

Радіальне навантаження на підшипник (осьова відсутня), Н:

$$R = R_A = R_B = \frac{P_{\text{max}} \cdot 1000}{2}$$

$$R = R_A = R_B = \frac{424 \cdot 1000}{2} = 212000$$

$K_k = 1,0$ - Кінематичний коефіцієнт;

$K_\delta = 1,2$ - Коефіцієнт динамічності;

$K_T = 1,0$ - Температурний коефіцієнт.

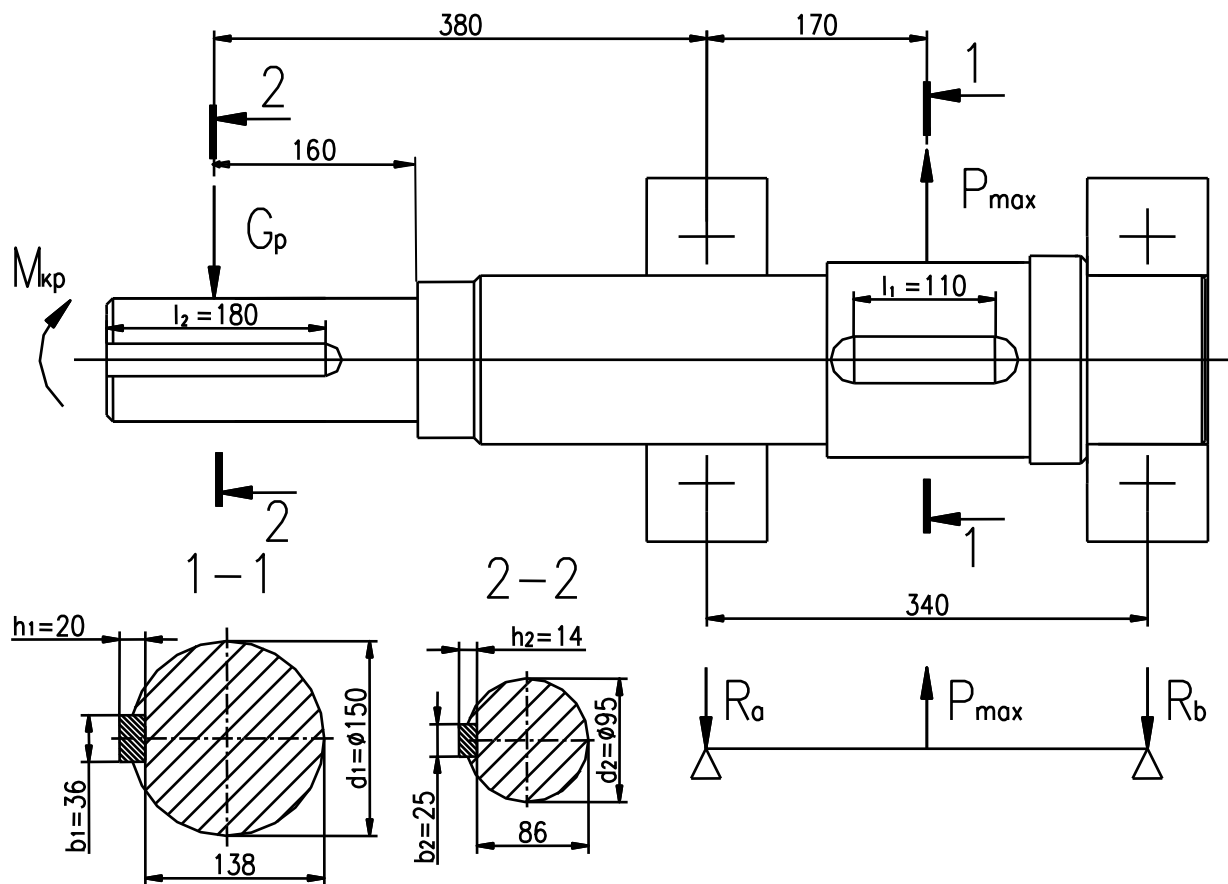


Рисунок 3.3.5 – Розрахункова схема вала привідного колеса

Довговічність підшипника, год:

$$L_h = \left(\frac{C}{Q} \right)^{\rho} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{850000}{254452} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} = 24312$$

$\rho=10/3$ - Показник ступеню для роликопідшипників;

$L=16000$ - Мінімальна довговічність підшипників для важкого режиму праці механізму, год.

3.3.16. РОЗРАХУНОК ВАЛА ПРИВІДНОГО КОЛЕСА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Матеріал валу - Гр.IV КП 440 ГОСТ 8479-70 Сталь 40ХН-2 ГОСТ 4543-71

$\sigma_T=440$ - Межа текучості, МПа.

Реакції опор валу, кгс(Н) (рисунок 3.3.5):

$$R_A=R_B=\frac{P_{\max}}{2} 1000=\frac{424}{2} 1000=21615(212000)$$

$G_p=477(4679)$ - Вага редуктора з валом та муфтою, кгс(Н) (рисунок 3.3.1).

Згибаючи моменти в перерізах (рисунок 3.3.5), Н·мм:

$$1-1 \quad M_{И1-1} = R_A \cdot 170 = 21615 \cdot 170 = 36047335$$

$$1-2 \quad M_{И2-2} = G_p \cdot 160 = 477 \cdot 160 = 748699$$

Напруга згину в перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \sigma_{И1-1} = \frac{M_{И1-1}}{0,1 \cdot d_1^3 - \frac{b_1 \cdot h_1 \cdot (2 \cdot d_1 - h_1)^2}{16 \cdot d_1}}$$

$$\sigma_{И1-1} = \frac{36047335}{0,1 \cdot 150^3 - \frac{36 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 150 - 20)^2}{16 \cdot 150}} = 115$$

$$2-2 \quad \sigma_{И2-2} = \frac{M_{И2-2}}{0,1 \cdot d_2^3 - \frac{b_2 \cdot h_2 \cdot (2 \cdot d_2 - h_2)^2}{16 \cdot d_2}}$$

$$\sigma_{И2-2} = \frac{748699}{0,1 \cdot 95^3 - \frac{25 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 95 - 25)^2}{16 \cdot 95}} = 9.52$$

Напруга при дії крутного моменту в перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \tau_{1-1} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_1^3 - \frac{b_1 \cdot h_1 \cdot (2 \cdot d_1 - h_1)^2}{16 \cdot d_1}}$$

$$\tau_{1-1} = \frac{2855000}{0,2 \cdot 150^3 - \frac{36 \cdot 20 \cdot (2 \cdot 150 - 20)^2}{16 \cdot 150}} = 4.4$$

$$2-2 \quad \tau_{2-2} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_2^3 - \frac{b_2 \cdot h_2 \cdot (2 \cdot d_2 - h_2)^2}{16 \cdot d_2}}$$

$$\tau_{2-2} = \frac{2855000}{0,2 \cdot 95^3 - \frac{25 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 95 - 14)^2}{16 \cdot 95}} = 17,4$$

$$M_{кр} = 2855000, \text{ Нм}$$

Приведені напруги у перерізах, МПа:

$$1-1 \quad \sigma_{пр1-1} = \sqrt{\sigma_{и1-1}^2 + 3 \cdot \tau_{1-1}^2}$$

$$\sigma_{пр1-1} = \sqrt{115^2 + 3 \cdot 4,4^2} = 115,1$$

$$2-2 \quad \sigma_{пр2-2} = \sqrt{\sigma_{и2-2}^2 + 3 \cdot \tau_{2-2}^2}$$

$$\sigma_{пр2-2} = \sqrt{9,52^2 + 3 \cdot 17,4^2} = 31,6$$

Допустимі нормальні напруги, МПа:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{440 \cdot 1,2 \cdot 0,8}{1,15 \cdot 1,75} = 210$$

$C=1,2$ - Коефіцієнт переходу від основних до виробничих опорів;

$\gamma_C=0,8$ - Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m=1,15$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n=1,75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням.

Допустимі дотичні напруги, МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{440 \cdot 0,65 \cdot 0,65}{1,15 \cdot 1,75} = 114$$

$C=0,65$ - Коефіцієнт переходу від основних до виробничих опорів;

$\gamma_C=0,8$ - Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m=1,15$ - Коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n=1,75$ - Коефіцієнт надійності за призначенням.

3.3.17. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ВАЛУ З ХОДОВИМ КОЛЕСОМ ТА РЕДУКТОРОМ

Розміри шпонки (рисунок 6.5, 1-1)- 2-36x20x110 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки - Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88.

Напруга зминання бокових робочих граней шпонки, кгс/см²(МПа):

$$\sigma_{см1} = \frac{4 \cdot M_{кр}}{d_1 \cdot h_1 \cdot l_1} < [\sigma]_{см}$$

$$\sigma_{см1} = \frac{4 \cdot 29103}{15 \cdot 3.6 \cdot 11} = 353(34.6) < 1000(98,1)$$

$M_{кр} = 2855000$ Нмм = 29103 кгс·см

$d_1 = 15$ см; $h_1 = 3,6$ см; $l_1 = 11$ см; $b_1 = 2$ см.

$[\sigma]_{см} = 1000(98,1)$ - Допустима напруга зминання, кгс/см²(МПа).

Напруга зрізу шпонки, кгс/см²(МПа):

$$\tau_{ср1} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_1 \cdot b_1 \cdot l_1} < [\tau]_{ср}$$

$$\tau_{ср1} = \frac{2 \cdot 29103}{15 \cdot 3.6 \cdot 11} = 98(9.6) < 870(85,3)$$

$[\tau]_{ср} = 870(85,3)$ – Допустима напруга зрізу, кгс/см²(МПа).

Напруга зрізу шпонки, кгс/см²(МПа):

$$\tau_{ср2} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_2 \cdot b_2 \cdot l_2} < [\tau]_{ср}$$

$$\tau_{ср2} = \frac{2 \cdot 29103}{9.5 \cdot 2.5 \cdot 18} = 136(13.3) < 870(85,3)$$

Напруга зминання бокових робочих граней шпонки, кгс/см²(МПа):

$d_2 = 9,5$ см; $h_2 = 1,4$ см; $l_2 = 18$ см; $b_2 = 2,5$ см.

$$\sigma_{см2} = \frac{4 \cdot M_{кр}}{d_2 \cdot h_2 \cdot l_2} < [\sigma]_{см}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{4 \cdot 29103}{9.5 \cdot 1.4 \cdot 18} = 486(47.7) < 1000(98,1)$$

3.3.18. РОЗРАХУНОК ВАЛА ПРИВІДНОГО КОЛЕСА НА СТАЛІСТЬ

Загальний запас по сталості:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq K$$
$$n = \frac{1.685 \cdot 30.5}{\sqrt{1.685^2 + 30.5^2}} \geq 1.6$$

Коефіцієнт запасу міцності при симетричному циклі зміни:

По нормальним напругам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma \cdot \frac{k'_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} \cdot k_{\rho}} = \frac{270}{115 \cdot \frac{1.75}{1.5 \cdot 0.67} \cdot 0.8} = 1.685$$

$\sigma = \sigma_{H1-1} = 115$ МПа;

$\sigma_{-1} = 270$ - Межа сталості матеріалу вала при симетричному циклі при згинанні, по $\sigma_B = 630$ МПа.

Коефіцієнт концентрації для розрахункового перерізу вала:

$$k'_{\sigma} = k_{\sigma} + k_{\sigma}^n - 1_{\sigma} = 1.75 + 1 - 1 = 1.75$$

$k_{\sigma} = 1.75$ - Ефективний коефіцієнт концентрації;

$k_{\sigma}^n = 1$ - Коефіцієнт стану поверхні;

$\epsilon_{\sigma} = 0.67$ - Масштабний фактор;

$k_{\rho} = 0.8$ - Коефіцієнт довговічності;

$\beta = 1.5$ - Коефіцієнт зношування поверхні.

По дотичним напругам:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau \cdot \frac{k'_{\tau}}{\beta \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot k_{\rho}} = \frac{160}{4.4 \cdot \frac{1.5}{1.5 \cdot 0.67} \cdot 0.8} = 30.5$$

$\tau = 4.4$ МПа

$\tau_{-1} = 160$ – Межа втоми матеріалу вала при симетричному циклі за $\sigma_B = 630$ МПа.

Коефіцієнт концентрації для розрахункового перерізу вала:

$$k'_\tau = k_\tau + k_\tau^n - 1 = 1,5 + 1 - 1 = 1,5$$

$k_\tau = 1,5$ - Ефективний коефіцієнт концентрації;

$k_\tau^n = 1$ - Коефіцієнт стану поверхні;

$\varepsilon_\tau = 0,67$ - Масштабний фактор;

$K = 1,6$ - Найменший допустимий запас міцності.

3.4.СТІЙКІСТЬ КРАНА ПРОТИ ПЕРЕКИДАННЯ

3.4.1.ПЕРЕВІРКА СТІЙКОСТІ КРАНА У РОБОЧОМУ СТАНІ

Коефіцієнт запасу стійкості:

$$K_{3y} = M_{\text{вос}} / (M_B + M_\Gamma) = 791000 / (14250 + 169425) = 4,31 \geq 1,25$$

Момент тиску від вітру $q_p = 125$ Па, кгс·м.

$$M_B = W_{\text{во}} \cdot 10 \quad (\text{рисунок 3.3.1})$$

Вітрове навантаження з урахуванням затемнення, Н(кгс):

$$W_{\text{во}} = W_B + q \cdot n \cdot c'_1 [k_1 \cdot (F_{12} + 2F_{13}) + k \cdot (2F_{14} + F_{15})]$$

$$W_{\text{во}} = 1970 + q \cdot 1 \cdot 2,22 [1 \cdot (11,7 + 2 \cdot 6,5) + 1,19 \cdot (2 \cdot 4,4 + 6,8)] = 13976(1425)$$

$$W_B = 1970 \text{ Н}; n = 1; k = 1,19; k_1 = 1; c_1 = 1,85.$$

$$c'_1 = c_1 \cdot (1 + \eta) = 1,85 \cdot (1 + 0,2) = 2,22$$

$F_{12}, F_{13}, F_{14}, F_{15}$ - підвітряні площі, рисунок 3.2.2.

Момент від ваги візка з вантажем, кгс·м:

$$M_\Gamma = (G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{пр}}) \cdot 7,5 = 22590 \cdot 7,5 = 169425$$

$$G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}} + G_{\text{пр}} = 22590 \text{ кг}$$

Відновлюючий момент від ваги металоконструкції крана, кгс·м:

$$M_{\text{вос}} = G_{M_{6,4,5-1}} \cdot 20 + G_{M_{1,2}} \cdot 10,5 = 7000 \cdot 20 + 62000 \cdot 10,5 = 791000 \quad (\text{рисунок 3.4.1})$$

$$G_{M_{6,4,5-1}} = 7000 \text{ кгс}, G_{M_{1,2}} = 62000 \text{ кгс}$$

Так, як тиск вітру неробочого стану ($q_{нр}=450$ Па) менше ніж 700 Па, перевірка стійкості крана неробочого стану не проводиться.

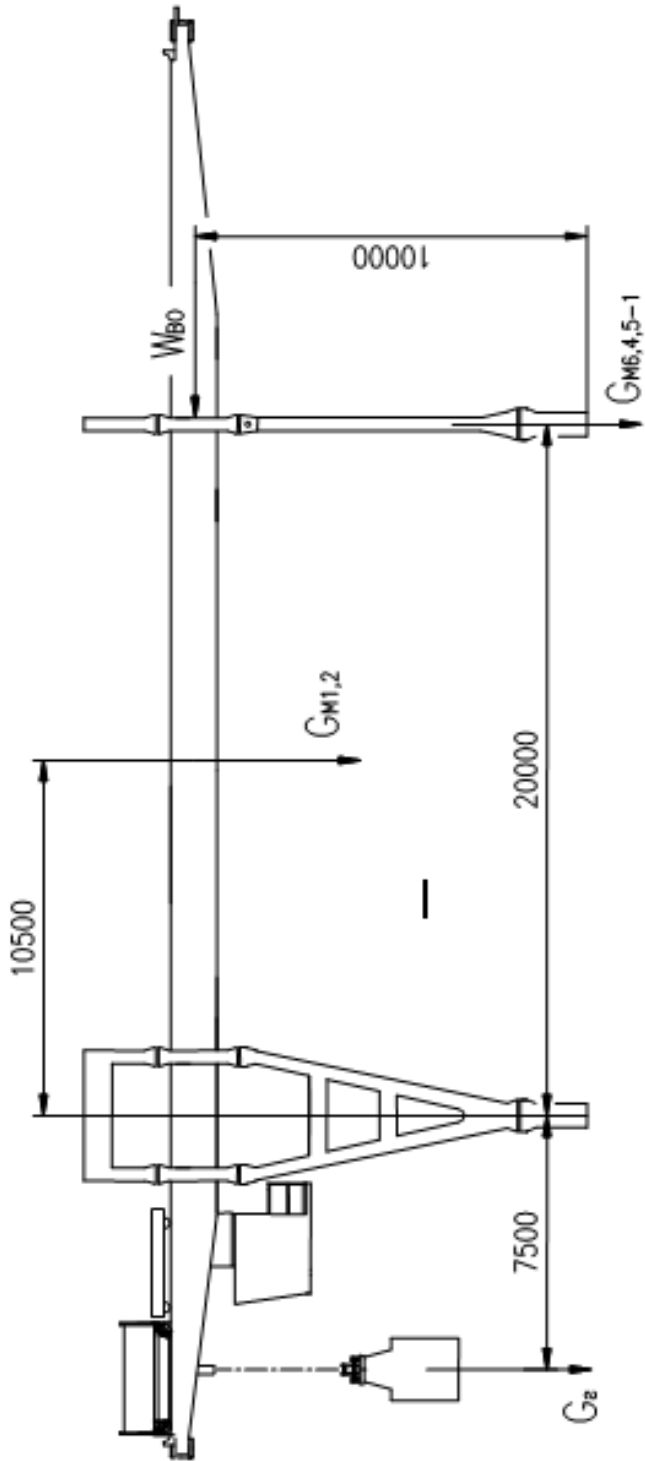


Рисунок 3.4.1 – Розрахункова схема стійкості крана ~~до~~ перевертання

4.ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

4.1.ВИБІР МАТЕРІАЛУ

Найбільш поширеними для розрахункових елементів металоконструкцій є вуглецеві сталі марок ВСтЗсп5 ГОСТ 380-88 та сталь 20 ГОСТ 1050-88, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД ГОСТ 19282-73. Враховуючи якість та економічну доцільність обираємо сталь марки 09Г2С.

Основні фізико-механічні властивості 09Г2С ГОСТ 19281-89:

Межа міцності σ_B , МПа	490
Межа міцності σ_T , МПа	345
Допустимі напруження зсуву $[\tau]$, МПа	140
Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$, МПа	250
Відносне подовження δ ,%	21

4.2.ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

Вибір схеми головної балки будемо виконувати враховуючи: сучасні тенденції в розвитку металевих конструкцій вантажопідйомних кранів. А також такі фактори, як: трудомісткість виготовлення, термін виконання монтажу, уніфікація і стандартизація при забезпеченні заданої вартості конструкції.

Проаналізувавши вищевказані фактори, обираємо листову металоконструкцію головної балки, коробчастого поперечного перетину.

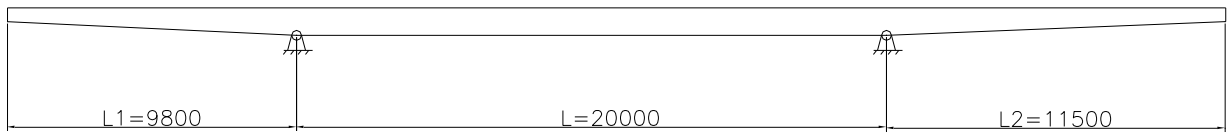


Рисунок 4.2.1 – Розрахункова схема головної балки

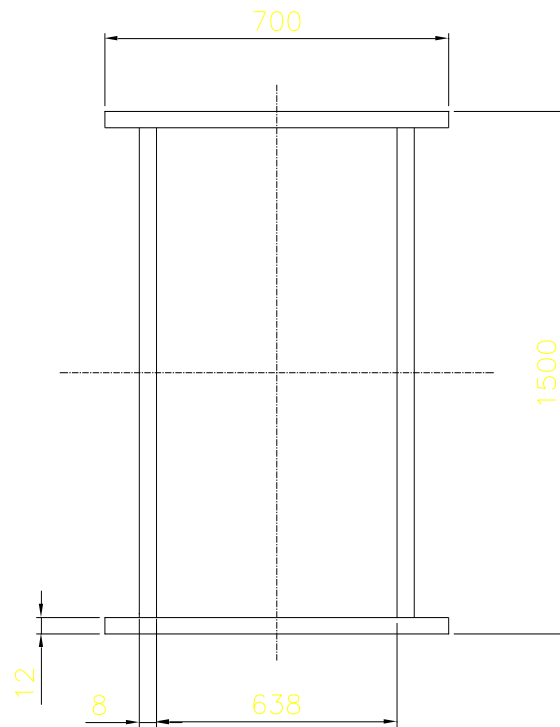


Рисунок 4.2.2 – Поперечний переріз головної балки

Площа поперечного перерізу:

$$F=(0,7 \cdot 0,012)+(0,7 \cdot 0,012)+(1,476 \cdot 0,008)+(1,476 \cdot 0,008)=0,0404 \text{ м}^2; \quad (4.2.1)$$

Момент інерції перерізу балки:

$$I_{xx} = 2 \cdot I_c + 2 \cdot F_n \left(\frac{H - \delta_n}{2} \right)^2 \quad (4.2.2) \text{ [Л17]}$$

Момент інерції вертикальної стінки:

$$I_c = \frac{b \cdot h^3}{12}; \quad (4.2.3) \text{ [Л17]}$$

$$I_c = \frac{0,008 \cdot 1,476^3}{12} = 2,14 \cdot 10^{-3}$$

Площа перетину пояса:

$$F_n = B \cdot \delta_n \quad (4.2.4) \text{ [Л17]}$$

$$F_n = 0.7 \cdot 0.012 = 0.0084$$

$$I_{xx} = 2 \cdot 2.14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0.0084 \cdot \left(\frac{1.5-0.012}{2}\right)^2 = 13.57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

Момент опору перерізу балки:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot I_{xx}}{H} \quad (4.2.5) \text{ [Л17]}$$

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot 13.57 \cdot 10^{-3}}{1.5} = 18.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

4.3. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ГОЛОВНУ БАЛКУ

1) Постійне розподілене навантаження:

$$q = G/L = 61841/20 = 3,092 \text{ кН/м}. \quad (4.3.1) \text{ [Л17]}$$

2) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{X_R}{2} = \frac{20}{2} - \frac{1.5}{2} = 10 - 0.75 = 9.25 \text{ м}; \quad (4.3.2) \text{ [Л17]}$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_{T1} = \frac{\frac{G_6 \cdot l_2}{2} + \frac{\psi \cdot Q \cdot g}{2} \cdot (B - l_1)}{B} \quad (4.3.3) \text{ [Л17]}$$

$$P_{T1} = \frac{\frac{9890 \cdot 1.1 \cdot 9.81}{2} + \frac{1.2 \cdot 10000 \cdot 9.81}{2} \cdot (2.75 - 1.3)}{2.75} = 50.439 \text{ кН}$$

$$P_{T2} = \left(\frac{G_6 \cdot g}{2} + \frac{\psi \cdot Q \cdot g}{2}\right) - P_{T1} \quad (4.3.4) \text{ [Л17]}$$

$$P_{T2} = \left(\frac{9890 \cdot 9.81}{2} + \frac{1.2 \cdot 10000 \cdot 9.81}{2}\right) - 50439 = 56.931 \text{ кН}$$

$\psi=1,2$ - коефіцієнт динамічності; [Л17]

$B=2,75$ м – база візка.

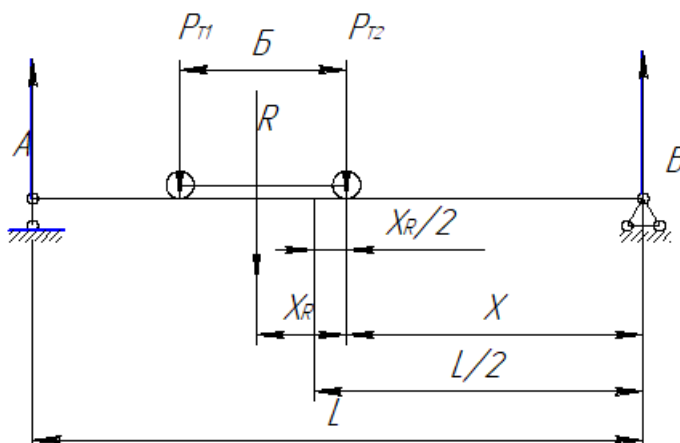


Рисунок 4.3.1 – Схема визначення критичного перерізу балки.

Будуємо лінії впливу від усіх навантажень:

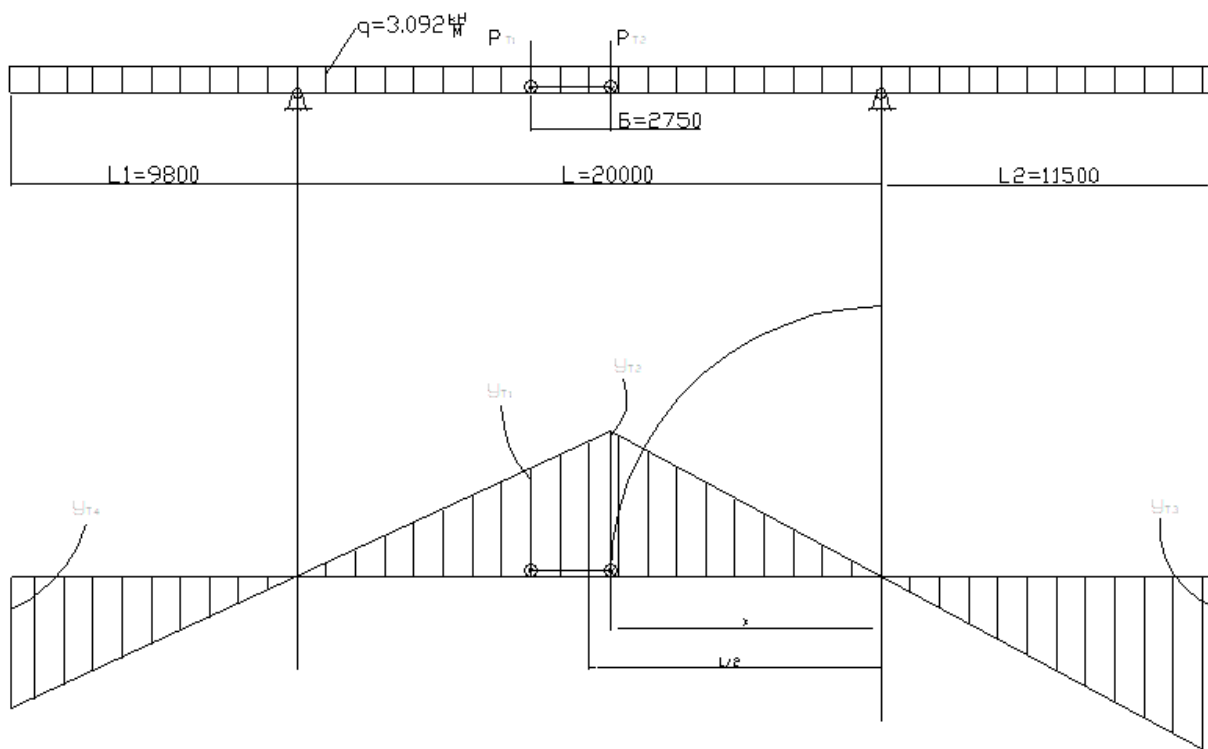


Рисунок 4.3.2 – Лінії впливу

Максимальний згинаючий момент:

$$M = P_{T1} \cdot y_{T1} + P_{T2} \cdot y_{T2} + q \cdot \omega, \quad (4.3.5) \text{ [Л17]}$$

$$w = w_1 + w_2 + w_3 \quad (4.3.6) \text{ [Л17]}$$

$$w = 0.5 \cdot y_{T2} \cdot L - 0.5 \cdot y_{T3} \cdot L2 - 0.5 \cdot y_{T4} \cdot L3 \quad (4.3.7) \text{ [Л17]}$$

$$w = 0.5 \cdot 4.97 \cdot 20 - 0.5 \cdot 6.18 \cdot 11.5 - 0.5 \cdot 4.53 \cdot 9.8 = -8.02 \text{ м}^2$$

$$M = 50400 \cdot 3.7 + 56900 \cdot 4.97 + 3092 \cdot 107.4 = 444.774 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{max}}{W_{обц}} = \frac{444.774 \cdot 10^3}{18.1 \cdot 10^{-3}} = 24.57 \text{ МПа} \quad (4.3.8) \text{ [Л17]}$$

Визначаємо розрахунковий запас міцності:

$$\frac{[\sigma_{зг}]}{\sigma_{зг}} = \frac{250}{24.57} = 5 \quad (4.3.9) \text{ [Л17]}$$

Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{20}{700} = 0.028 \quad (4.3.10) \text{ [Л17]}$$

$$f = \frac{M \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_{xx}} = \frac{801353 \cdot 20^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 13.57 \cdot 10^{-3}} = 0.0062 \text{ м} \quad (4.3.11) \text{ [Л17]}$$

Висновок: на підставі проведених розрахунків приходимо до висновку, що балка вибраного поперечного перетину з заданими геометричними характеристиками повністю задовольняє вимогам міцності металоконструкції.

5.ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1.АНАЛІЗ ПОТЕНЦІЙНИХ НЕБЕЗПЕК

Основні небезпечні і шкідливі виробничі чинники, характерні для професії машиніста козлового крану перераховані нижче:

- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі. На крані існує небезпека поразки електричним струмом, оскільки тут експлуатується устаткування, що використовує електричний струм високої промислової частоти напругою до 380 В,
- небезпека падіння з великої висоти, оскільки висота підйому крану складає 6.78 м
- небезпека отримати захворювання органів дихання, внаслідок того, що кран призначений для перевантаження насипних матеріалів, що можуть утворювати хмари пилу
- небезпека для здоров'я внаслідок монотонної сидячої роботи, що може призвести до захворювання опорно-рухового апарату.
- небезпека персоналу отримати травму при раптовому падінні вантажу (або грейфера) з висоти.

5.2.ЗАХОДИ ПО ЗАБЕЗПЕЧЕННЮ БЕЗПЕКИ

5.2.1.ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства встановлені ГОСТ 12.3.009-76. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні бути забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76. В місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт зміст шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочої зони не повинен перевищувати ГДК за ГОСТ 12.1.005-76.

При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, або на грейфері, чи в зоні його можливого падіння. Після закінчення роботи, або в перерві між роботами грейфер не повинен залишатись в підвішеному стані. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

Вантажі, що розміщуються поблизу залізничних колій, розташовують згідно з вимогами ГОСТ 9238-73.

У випадку розвантаження в штабелі, штабелі насипних вантажів повинні мати відкоси крутизною, що відповідає куту природного відкосу для вантажів даного виду, або повинні бути огорожені підпорними стінками.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням згідно з БНіП. Освітленість повинна бути рівномірною без засліплюючої дії на персонал.

Персонал задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, потрібно забезпечити санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Майданчики проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні відповідати вимогам пожежної безпеки за ГОСТ 12.1.004-75, а також БНіП.

Не допускається робота на крані, якщо швидкість вітру перевищує допустиме значення, що вказано в паспорті крану, а також при снігопаді, дощі, що знижують видимість в межах робочої зони. Не допускається робота на крані, якщо температура навколишнього повітря нижче за значення, що вказано в паспорті крану. Проходи та робочі місця вирівнюють, ліквідуючи ями. Взимку проходи очищають від снігу, а в випадку ожеледі посипають піском, або іншим проти ковзним матеріалом.

Підйомно-транспортне обладнання повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.2.003-74, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медогляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт.

При наявності небезпеки падіння предметів згори персонал, що працює в місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні носити захисні каски встановлених зразків.

5.2.2.ВИМОГИ ЩОДО ОСНАЩЕННЯ КРАНА

Кабіна:

Кабіна крана повинна бути обладнана суцільним огороженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не менш як: висота-2м, ширина-0.9м, довжина-1.3м, об'єм-не менш 3м².

У кабіні повинен бути забезпечений вільний доступ до всього розташованого в ній обладнання.

Світлові отвори кабіни виконуються з без уламкового скла.

Засклення кабіни виконується так, щоб забезпечувалась можливість очищення скла, як з середини так і з зовні. Або повинні бути передбачені пристрої для очищення скла.

У кабіни крана, що розглядається повинні бути передбачені сонцезахисні щитки.

Двері для входу до кабіни обладнуються засовом з внутрішнього боку. А також двері повинні замикатися з середини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, що встановлюється так, щоб була можливість сидячи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Повинна бути забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни повинні відповідати вимогам “Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов”, затверджених зам Міністра охорони здоров'я ССРСР від 08.12.74 №1204-74.

Допускний рівень шуму та вібрації в кабіні не повинен перевищувати умовно допустимих рівнів згідно з Санітарних норм виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №37 та Державним санітарним нормам виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99, затвердженого постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №39 і діючим НД.

Параметри мікроклімату в кабіні повинні відповідати вимогам санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99, що затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №42.

Вміст хімічних речовин в повітрі кабіни не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій згідно з вимогами діючих НД.

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста повинні перевищувати гранично допустимих рівнів згідно Державним санітарним нормам та правилам при роботі з джерелами електромагнітних полів, що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 18.12.2002 №476.

Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабіна, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні повинні відповідати “Санитарным правилам и нормам по применению полимерных материалов в строительстве. Гигиеническиэ требования.” що затверджені міністерством охорони здоров'я України від 12.08.91, та діючими НД.

Матеріали, котрі використовуються для обробки кабіни, повинні мати дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і повинні відповідати вимогам ПУЭЭПУ.

Огородження:

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, повинні бути закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крану та візка повинні бути оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен не перевищувати 10 мм.

Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, повинні бути огорожені.

Все електрообладнання повинно відповідати вимогам ПУЕ.

Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене.

5.3.ЗАХОДИ З ВИРОБНИЧОЇ САНІТАРІЇ ТА ГІГІЄНИ ПРАЦІ

5.3.1.ОЗДОРОВЛЕННЯ ПОВІТРЯНОГО СЕРЕДОВИЩА

Враховуючи, що грейферний кран призначений для розвантаження насипних матеріалів, котрі можуть спричинити виділення великої кількості пилу, у кабіні машиніста крану потрібно забезпечити чистоту повітря, що відповідала ГОСТ 12.1.005-88 "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны". Для забезпечення цих параметрів слід використати наступні технічні рішення.

- а) Герметизувати приміщення кабіни шляхом встановлення ущільнень з резини на роз'ємні елементи кабіни.
- б) Встановити фільтро-ветиляційну установку, що забезпечує ефективне очищення повітря, що подається в кабіну.
- в) Встановити у кабіні кондиціонер.

5.3.2.ВИРОБНИЧЕ ОСВІТЛЕННЯ

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика на котрому проводиться розвантаження рухомого складу, потрібно:

- а) Встановити на рамі вантажного візка прожектор, забезпечує достатнє освітлення місця опускання грейфера.
- б) Встановити по периметру майданчика на висоті 10 м, лампи прожекторного типу у кількості 24 штуки для рівномірного освітлення майданчика.

Табл.5.3.1 - Норми освітлюваності робочих місць СНиП II-4-79 «Естественное и искусственное освещение»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

5.4.ПОЖЕЖНА БЕЗПЕКА

Із засобів пожежегасіння на ділянці передбачено:

- а) Протипожежне водопостачання; у проекті майданчика розвантаження передбачено пожежне водопостачання. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/сек кожна. В цеху встановлено 5 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.
- б) На кожні 600 м² для майданчика розвантаження прийнято:
 - вогнегасник ОУ-5 – 1 шт;
 - ящик з піском 0,5 м – 1 шт;

- сталеві лопати - 2 шт.

Вуглекислотні вогнегасники пристосовані для гасіння тільки електроустаткування.

в) На кожній залізничній станції повинен знаходитись пожежний потяг для оперативного гасіння пожеж що можуть виникнути поза територією майданчика розвантаження.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів.

5.5.ЗАХОДИ З ЦИВІЛЬНОЇ ОБОРОНИ

«Інженерно-технічні заходи по підвищенню стійкості систем електрозабезпечення у надзвичайних ситуаціях».

Система електропостачання є визначною на промисловому підприємстві. Підвищення стійкості цієї системи досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктивних інженерно-технічних заходів.

При живленні підприємства від районної енергосистеми лінії електропередач підводяться з двох напрямків. На випадок виходу одного зі строю передбачено автономне (аварійне) джерело, в якості якого використовуються рухомі електростанції. Потужність такої станції розрахована на обмежену групу споживачів електроенергії. Перехід на живлення від аварійних електростанцій здійснюється автоматично без припинення подачі енергії споживачам. Електроенергія на промислове підприємство передається по підземним електролініям.

Для передбачення виходу з ладу електричних мереж встановлені засоби автоматичного відмикання їх при виникненні перенапруг, які можуть бути створені електромагнітними полями, що з'являються при ядерному вибуху.

ВИСНОВКИ

Мною було розраховано механізм підйому, механізм пересування візка, механізм пересування крану, стійкість крану та металоконструкцію крану. Виходячи з розрахунків було вибрано канат, барабан, редуктори, двигуни, муфти та гальма. Перевірено електродвигуни за умовами теплового режиму. Вираховано коефіцієнт стійкості крану у робочому стані та підтверджено стійкість за рахунок того, що коефіцієнт запасу стійкості вищий за допустимий. Стійкість крану у неробочому стані виконується бо тиск вітру не перевищує 700 Па. Конструкцію головної балки було вибрано коробчатого поперечного перетину та розрахунково перевірено на міцність, тому балка вибраного поперечного перетину з заданими геометричними характеристиками повністю задовольняє вимогам міцності металоконструкції. В заходах по забезпеченню безпеки було приділено увага всім необхідним моментам, таким як:

- 1.Заходи по забезпеченню безпеки;
- 2.Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці;
- 3.Пожежна безпека;
- 4.Заходи з цивільної оборони.

Підводячи підсумки, можна сказати, що металоконструкція крану та всі необхідні механізми крану, будуть працювати справно та без жодних руйнацій конструкції крану протягом терміну служби.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гречанюк В.І. *Гідроприводи і гідроавтоматика: Підручник*. — К.: Каравела, 2013.
2. Скрипник І.Ю. *Гідравліка та гідропневмопривід*. — Харків: НТУ "ХПІ", 2020.
3. Сінельников О.М., Дерев'янко С.І. *Підйомно-транспортні машини: Підручник*. — Київ: Видавництво Ліра-К, 2017.
4. Мартиненко І.І., Ващенко А.А. *Основи конструювання машин*. — Київ: Видавництво КНУБА, 2015.
5. Кравченко В.І. *Основи проектування гідросистем*. — Львів: Видавництво ЛПНУ, 2012.
6. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. *Підйимально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки*.
7. Чередниченко О.І. *Гідравлічні машини та гідроприводи*. — Харків: УкрДУЗТ, 2018.
8. Кузнецов С.О. *Основи гідропневмоавтоматики*. — Київ: НАУ, 2016.
9. Esposito, A. *Fluid Power with Applications*. — Pearson Education, 2014.
10. Jagadeesha T. *Hydraulics and Pneumatics*. — I.K. International Publishing House, 2015.
11. Majumdar, S.R. *Oil Hydraulic Systems: Principles and Maintenance*. — Tata McGraw-Hill, 2002.
12. Parr, A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. — Butterworth-Heinemann, 2013.
13. Liu, Y., Ye, G. *Design of Hydraulic Systems for Lift Equipment*. — Springer, 2021.