

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Реконструкція мостового однобалкового
крана Q = 32/40 т.

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

Спеціальності 133 Підйомно-транспортні механізми
(код найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно-транспортні механізми з особливостями
Тришаровий К. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник Сидоренко М. В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Голов Р. О.
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 „Будівництво машинобудування“
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні форми, будівельні, напірчасті машинні іст.
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартем'янович Л. М.
« 15 » 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Прищепенко Кирило Дмитрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Реконструкція мостового однобалкового крана Q=32/10 т.

керівник проєкту (роботи) Сидоренко Михайло Володимирович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)

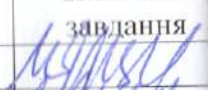
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Вихідна конструкція мостового однобалкового крана.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Механізм головного підйому. 2. Механізм допоміжного підйому. 3. Механізм пересування крана. 4. Механізм пересування візка. 5. Висновок.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальний вигляд крана; 2. Механізм головного підйому; 3. Механізм допоміжного підйому; 4. Механізм пересування крана; 5. Візок; 6. Механізм пересування візка.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
1	Сидоренко М. В.	17.04.26	
2	Сидоренко М. В.	24.04.26	
3	Сидоренко М. В.	7.05.26	
4	Сидоренко М. В.	21.05.26	

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1.	Розрахунок головного підйому	23.04.26	
2.	Розрахунок допоміжного підйому	6.05.26	
3.	Розрахунок механізму пересування крока	20.05.26	
4.	Розрахунок механізму пересування візка	27.05.26	

Студент


(підпис)

Тригубов К. Д.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

Сидоренко М. В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота: 58 сторінок, 14 рисунків, 22 таблиці, 14 джерел.

Проведено комплексний аналіз наявних кінематичних схем та умов експлуатації мостового однобалкового крана вантажопідйомністю 32/10 тонн.

Розроблено технічний проєкт реконструкції крана з метою підвищення швидкості головного підйому та пересування на 20% для інтенсифікації процесу обслуговування пресових ліній.

Виконано проєктувальні та перевірочні розрахунки механізму головного підйому (32 т), замінено електродвигун на 4МТН280М8 та редуктор на РК-600.

Проведено розрахунок механізму допоміжного підйому (10 т) із підбором двигуна потужністю 30 кВт та вертикального триступінчастого редуктора ВК-550.

Розраховано параметри механізмів пересування моста крана та консольного вантажного візка в умовах підвищених динамічних навантажень, виконано перевірку приводів за часом розгону та за коефіцієнтом запасу зчеплення коліс із рейками.

Представлено розрахункові схеми, креслення загального вигляду мостового крана, консольного візка та кінематичних схем модернізованих механізмів підйому.

Ключові слова: КРАН МОСТОВИЙ ОДНОБАЛКОВИЙ, РЕКОНСТРУКЦІЯ, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, КОНСОЛЬНИЙ ВІЗОК, ЕЛЕКТРОДВИГУН, РЕДУКТОР, ПЕРЕДАВАЛЬНЕ ЧИСЛО, РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ	11
1.1 Вибір схеми і кратності поліспасти	11
1.2 Вибір канату	12
1.3 Діаметри барабану і блоків	13
1.4 Гакова підвіска	13
1.5 Вузол барабану	20
1.6 Привод механізму головного підйому	23
2 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ	30
2.1 Вибір схеми і кратність поліспасти	30
2.2 Вибір канату	30
2.3 Діаметри барабану і блоків	31
2.4 Крюкова підвіска	33
2.5 Вузол барабану	37
2.6 Привод механізму допоміжного підйому	41
3 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА	45
3.1 Ходові колеса	46
3.2 Опір пересуванню	52
3.3 Вибір електродвигуна	53
3.4 Вибір редуктора	54
3.5 Вибір муфти	55
3.6 Визначення часу розгону	55
3.7 Визначення коефіцієнта запасу зчеплення	57

3.8 Вибір гальма	57
4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА	58
4.1 Вибір ходових колес.....	58
4.2 Опір пересуванню	59
4.3 Вибір електродвигуна	60
4.4 Вибір редуктора.....	61
4.5 Вибір муфт	61
4.6 Перевірка електродвигуна.....	63
4.7 Вибір гальма	66
ВИСНОВОК.....	67
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	68

ВСТУП

Для забезпечення логістичних процесів, пов'язаних із переміщенням, завантаженням та розвантаженням матеріалів усередині промислових цехів, на логістичних терміналах, відкритих майданчиках і критих складських комплексах, базовим інженерним рішенням є мостові крани. Оскільки їхні підкранові колії монтуються на значній висоті, таке обладнання практично не займає корисної площі підлоги, оптимізуючи робочий простір підприємства.

Залежно від специфіки вантажу, крани комплектуються різноманітними робочими органами: від класичних гакових підвісок і грейферів до магнітних плит, кліщових захоплювачів чи інших вузькоспеціалізованих пристроїв. В окрему категорію виділяють металургійні крани, адаптовані до агресивного середовища та специфічних операцій (ливарні, мульдозавальні, колодязні, кувальні, прайм-крани тощо).

Граничні параметри та швидкісні режими:

Максимальна вантажопідйомність сучасних систем може досягати 500 тонн;

Стандартна довжина прольоту становить до 60 метрів, а висота підйому — до 50 метрів (у поодиноких шахтних модифікаціях — до 600 м);

Діапазон робочих швидкостей зазвичай становить: для руху моста — від 0,5 до 2,5 м/с; для переміщення візка — 0,1–1,0 м/с; для операцій підйому — в межах 1,0 м/с.

Система керування обладнанням проектується з урахуванням безпеки та забезпечення максимальної оглядовості для оператора. Кабіну найчастіше фіксують на самому мосту, рідше — інтегрують із вантажним візком або роблять повністю автономною для руху вздовж прогону. Якщо швидкість ходу машини не перевищує 1 м/с, допускається керування з підлоги за допомогою підвісного пульта. При тримоторних схемах високу ефективність демонструє

радіокерування. У випадках низької інтенсивності експлуатації та малих навантажень доцільно впроваджувати механізми з ручним приводом.

Для передачі електроенергії до рухомих вузлів (візка, а інколи й моста у вибухонебезпечних зонах) застосовують гнучкі кабельні підвіси (фестони) на роликів каретках. Також у сучасній практиці зустрічаються модифікації з гідравлічним приводом.

Для розширення функціоналу конструкція моста може оснащуватися парою вантажних візків, що рухаються по спільних або ізольованих рейках. Якщо існують жорсткі висотні обмеження будівлі, візок розміщують у внутрішньому просторі моста. Коли необхідно переміщувати вантажі за межі підкранового прольоту, застосовують консольні ферми або візки, обладнані поворотною стрілою. У приміщеннях круглої форми використовують радіальні (хордові чи кільцеві) крани, що рухаються по колових коліях різного діаметра.

Конструкція мостів та механізмів

Несуча частина (міст) за своєю структурою буває двобалковою або однобалковою. Останній тип, укомплектований ручним чи електричним тельфером, часто називають кран-балкою.

Типова підйомна лебідка гакового крана складається з однобарабанного вузла (для наважких режимів — дво- або чотирибарабанного) та зведеного поліспада, при цьому вісь барабана зазвичай орієнтована перпендикулярно до головних балок. Для прискорення маніпуляцій із легкими вантажами або виконання допоміжних робіт встановлюють додатковий (допоміжний) підйомний механізм.

Додатково гакова траверса може комплектуватися приводом для обертання вантажу навколо своєї осі. Самі підйомні лебідки іноді монтують на поворотній платформі візка. Якщо технологічний процес вимагає повної відсутності розгойдування (що критично для металургії та складів-штабелерів), гнучкий канатний підвіс замінюють жорсткою телескопічною колоною із напрямними штангами.

Приводи ходової частини розподіляються за топологією:

Роздільний привод (окремий двигун і редуктор для кожної сторони моста) — використовується у більшості сучасних кранів;

Центральний привод (один трансмісійний вал на обидві сторони) — застосовується для невеликих прольотів;

Здвоєні блоки привода (по два механізми на кожну сторону) — використовуються на надвідповідальних та важких металургійних машинах великої потужності.

Принципова кінематична схема механізмів ходу вантажних візків аналогічна конструкції привода моста. Ходові колеса моста виготовляють дворебордними або безребордними (в останньому випадку траєкторію утримують горизонтальні ролики). У класичних чотириколісних схемах провідними роблять два колеса. Колеса візків можуть мати як одну, так і дві реборди.

Специфіка однобалкових кранів із консольним візком

Цей тип підйомно-транспортних машин відрізняється наявністю однієї головної балки коробчастого перерізу, обладнаної напрямними для пересування консольного візка. За рахунок ліквідації другої вертикальної стінки вдається суттєво знизити загальну металоємність конструкції при збереженні несучої здатності, аналогічної двобалковим аналогам. Ширина прогонової балки у таких моделях зазвичай становить від 50% до 100% її висоти.

Найбільшу техніко-економічну ефективність однобалкові системи демонструють у діапазоні прольотів від 20 до 40 метрів, де зниження власної ваги крана порівняно з двобалковими схемами становить від 15% до 40%.

Проте для таких машин характерна конструктивна асиметрія: стикування головної балки з кінцевими є ексцентричним. Через це на кінцеві балки, окрім вертикального тиску, діє значний зосереджений згинальний момент. Внаслідок цього у кранах із малими прольотами доводиться суттєво посилювати кінцеві балки, через що загальний ефект економії металу може нівелюватися. Консольний принцип прикладання сил призводить також до того, що сумарний

тиск на ходові колеса візка помітно перевищує чисту вагу вантажу та самого візка, що пропорційно підвищує опір під час його пересування.

В однобалочному мостову крані (рис. 1.1) на балку діють тільки вертикальні навантаження, навантаження на передню направляючу підсумовується з вагового навантаження і реакції від моменту. Сприйняття такого навантаження викликає певні труднощі. Крім того, в цьому крані обмежена довговічність полиць двотаврового профілю, за яким переміщуються колеса.

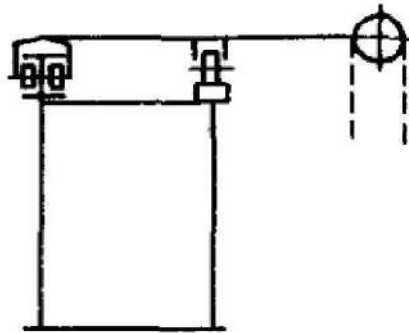


Рисунок - Схема перетину моста однобалкового мостового крана з консольним вантажним візком

Трудомісткість виготовлення однобалкових мостових кранів трохи вище, ніж двобалкових; складніше механізм пересування візка, обслуговування якої менш зручно.

Кран мостовий однобалковий розрахований в даному дипломному проекті експлуатується на заводі ВАТ "Укрграфіт" в цехе №1 і має вантажопідйомність головного підйому 32т і допоміжного підйому 10т. Режим роботи важкий. Група класифікацій крана М6 по ІСО 430/1. Висота підйому головного і допоміжного відповідно 13 м і 14 м. Проліт крана становить 24м. Швидкість механізму пересування крана $V_{кр} = 1,12$ м/с, пересування візка $V_{віз} = 0,34$ м/с, головного підйому $V_{гл} = 0,12$ м/с, допоміжного підйому $V_{доп} = 0,76$ м/с.

Цей дипломний проєкт присвячений обґрунтуванню модернізації крана, яка передбачає зростання швидкості його переміщення та головного підйому на 20%. Необхідність таких змін продиктована вимогами щодо оптимізації та підвищення темпів оновленого виробничого процесу випуску пресованої продукції.

1 МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1 Вибір схеми і кратності поліспасти

Обрана здвоєна конструкція поліспасти, що забезпечує вертикальний підйом вантажу, рівномірне навантаження опор барабана і ходових коліс при підйомі вантажу. кратність поліспасти (Число гілок каната в одному поліспасті, на якому підвішений вантаж). Кратність поліспасти обрана таким чином, щоб натяг однієї вітки каната дорівнювало 50кН (рис. 1.1).

Визначаємо ККД поліспасти за формулою

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}{i_n} = \frac{1 + 0.98 + 0.98^2 + 0.98^3}{4} = 0.97, \quad (1.1)$$

Де $\eta = 0.98$ - ККД блоку, встановленого на підшипниках кочення [7],

$i_n = 44$ - кратність поліспасти.

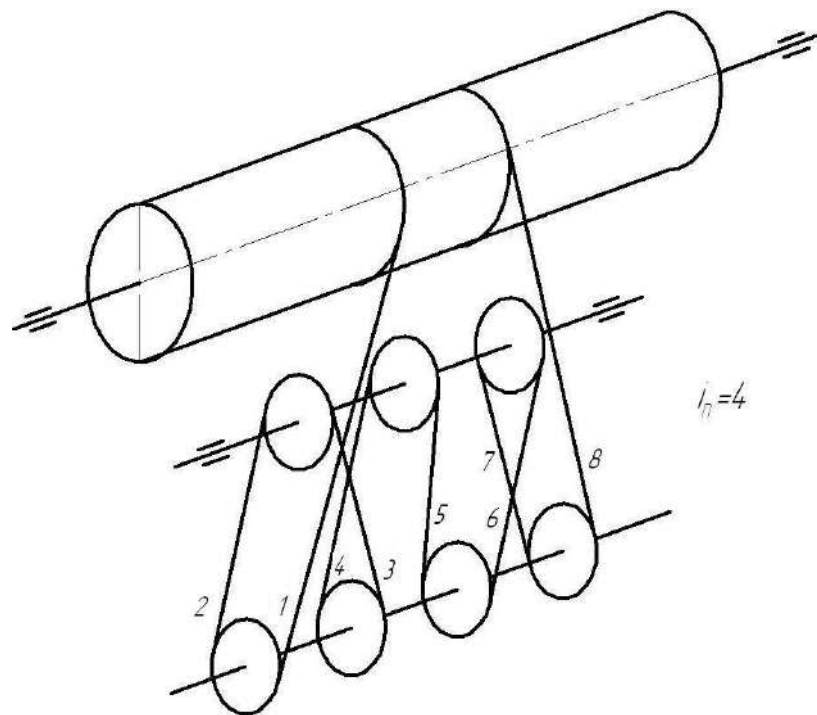


Рисунок 1.1 - Схема запасовки канатів механізму головного підйому

1.2 Вибір канату

Канат вибираємо відповідно до правила Держгірпромнагляду по розривному зусиллю

$$F_{розр} = Z_p \cdot S \leq [F], \text{ Н} \quad (1.2)$$

де S - зусилля в канатах з урахуванням опору в блоках поліспаста, Н;

Z_p - коефіцієнт використання каната для групи класифікацій механізму М6 [4].

$$S = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{\alpha \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0.75)}{2 \cdot 4 \cdot 0.97 \cdot 0.98^0} = 44841 \text{ Н}, \quad (1.3)$$

Де $Q=32\text{т}$ - номінальна вантажопідйомність;

$\alpha=2$ - кількість витків канату, які намотуються на барабан;

$m=0$ - кількість відхиляючих блоків;

G_n - маса підвіски крюка;

$$G_n = (0.02 \dots 0.03) \cdot Q = (0.02 \dots 0.03) \cdot 32 = 0.64 \dots 0.96 \text{ т}$$

Приймаємо $G_n = 0.75\text{т}$

$$F_{розр} = 5.6 \cdot 44841 = 251110 \text{ Н}$$

Вибираємо канат подвійного звивання типу ЛК-РО конструкції $6 \times 36 \times (1 + 7 + 7 + 7/7 + 14)$ за ГОСТ 7668-80 з органічною серцевинною, розривне зусилля каната в цілому $[F] = 258500 \text{ Н} > F_{розр}$, при маркувальній групі 1764 МПа, діаметр канату $d_k = 22 \text{ мм}$.

1.3 Діаметри барабану і блоків

Мінімально допустимий діаметр барабану по середній лінії намотаного каната

$$D_{\min \delta} = h_1 \cdot d_k = 20 \cdot 22 = 440 \text{ мм}, \quad (1.4)$$

де $h_1 = 20$ - коефіцієнт вибору діаметра барабану для групи класифікацій механізму М6 [4];

$d_k = 22$ мм - діаметр канату.

Конструктивно діаметр барабану прийнято $D_6 = 900$ мм.

Мінімально допустимий діаметр блоків

$$D_{\min \delta_l} = h_2 \cdot d_k = 22.4 \cdot 22 = 493 \text{ мм}, \quad (1.5)$$

Де $h_2 = 22.4$ - - коефіцієнт вибору діаметра блоків для групи класифікацій механізму М6 [4].

Конструктивно діаметр блоків прийнятий $D_{\delta_l} = 530$ мм.

1.4 Гакова підвіска

Вибір гака, гайки і упорного підшипника гака

За вантажопідйомності і режиму роботи, вибираємо гак №21А ГОСТ 6627-74 вантажопідйомністю 32т. Для групи класифікації механізму М6 по ІСО 4301/1, різьба трап. 100×12 .

Висоту гайки приймаємо з урахуванням необхідності стопоріння 120мм (приблизно дорівнює довжині різьби хвостовика). Зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника $D = 150$ мм.

Упорний підшипник вибираємо по діаметру шийки крюка $d_1 = 100$ мм і статичної вантажопідйомності $S_0 > Q = 320000$ Н.

Приймаємо шарикопідшипник упорний №8220 ГОСТ 7872-89, статична вантажопідйомність $S_0 = 330000$ Н $> Q$, $d = 100$ мм; $D = 150$ мм.

Траверса підвіски

Ширина траверси, необхідна з умови установки упорного шарикопідшипника №8220 і конструктивно прийнята $B = 175$ мм. Діаметр отвору в траверсі $d_0 = 105$ мм. Згинаючий момент в середньому перерізі

$$M = \frac{10^3 \cdot Q \cdot g \cdot A}{4} = \frac{10^3 \cdot 32 \cdot 9.81 \cdot 0.36}{4} = 28250 \text{ Нм}, \quad (1.6)$$

Розмір A (рис. 1.2) приймаємо конструктивно з умови розміщення блоків ($A = 360$ мм).

Для виготовлення траверси приймаємо сталь 45 ГОСТ 1050-74; $\sigma_B = 610$ МПа; $\sigma_T = 360$ МПа; $\sigma_{-1} = 250$ МПа [5]. Допустиме напруження згину при пульсуючому циклі

$$[\sigma]_{МЗЗ} = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} = \frac{1.4 \cdot 250}{1.3 \cdot 1.2 \cdot 2.1} = 106 \text{ МПа}, \quad (1.7)$$

де $k_2 = 1.3$ - коефіцієнт відповідальності деталі [1];

$k_3 = 1.2$ - коефіцієнт режиму роботи [1];

$k_4 = 2.1$ - коефіцієнт концентрації напружень [1].

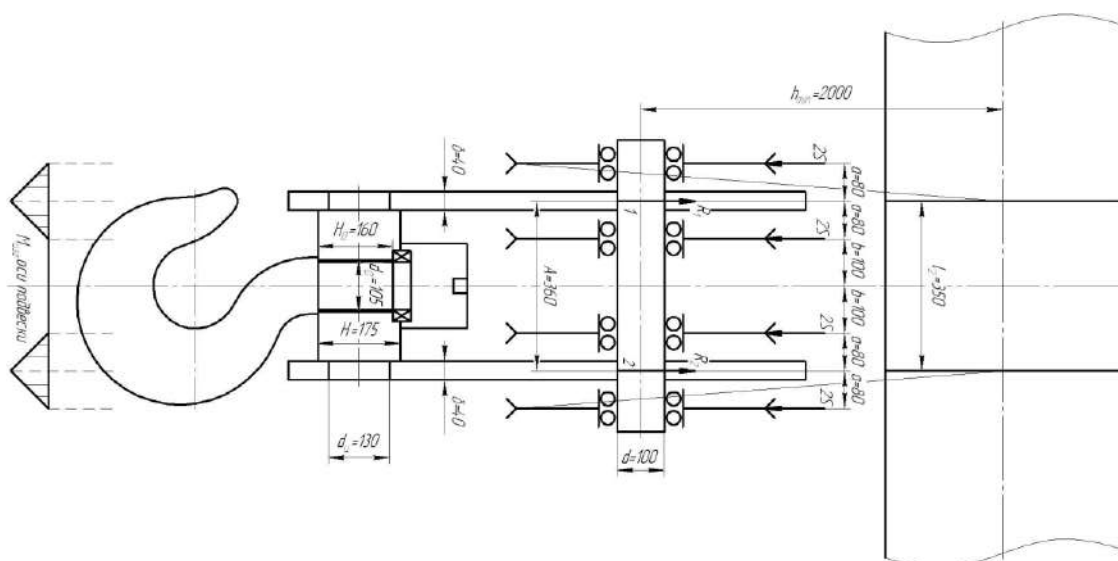


Рисунок 1.2. - Крюкова підвіскат $Q = 32$ т

Необхідний момент опору середнього перетину траверси

$$W = \frac{10^3 \cdot M}{[\sigma]_{\text{изг}}} = \frac{10^3 \cdot 28250}{106} = 265.3 \text{ см}^3, \quad (1.8)$$

Мінімальна висота траверси

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{B - d_0}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 265300}{175 - 105}} = 150.8 \text{ мм}, \quad (1.9)$$

приймаємо $H = 175$ мм; $H_0 = 160$ мм.

Вісь блоків підвіски

Матеріал вісі - сталь 45 ГОСТ 1054-74.

Визначаємо реакції опор R_1 і R_2 , виходячи з умови рівноваги $\sum M_1 = \sum M_2 = 0$ (рис 1.2).

$$\sum M_1 = 2 \cdot S \cdot a - 2 \cdot S \cdot a - 2 \cdot S \cdot (a + 2 \cdot b) - 2 \cdot S \cdot (3 \cdot a + 2 \cdot b) + R_2 \cdot (2 \cdot a + 2 \cdot b) = 0 \quad (1.10)$$

$$R_2 = \frac{2 \cdot S \cdot (a + 2 \cdot b + 3 \cdot a + 2 \cdot b)}{2 \cdot a + 2 \cdot b} = 4 \cdot S, \quad (1.11)$$

де $S = 44841$ Н - натяг одного витка канату;

$$R_1 = R_2 = 4 \cdot S = 4 \cdot 44841 = 179364 \text{ Н}$$

Максимальний згинаючий момент

$$M = 2 \cdot S \cdot a = 2 \cdot 44841 \cdot 0.08 = 7174.6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.12)$$

Необхідний діаметр вісі

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \cdot [\sigma]_{\text{изг}}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{7174.6}{0.1 \cdot 75 \cdot 10^6}} = 98.5 \text{ мм}, \quad (1.13)$$

$$[\sigma]_{\text{изг}} = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} = \frac{1.4 \cdot 250}{1.3 \cdot 1.2 \cdot 3} = 75 \text{ МПа}, \quad (1.14)$$

Де $k_4 = 3.0$ - коефіцієнт концентрації напружень для місць посадки підшипника [1].

Приймаємо діаметр вісі $d = 100 \text{ мм}$.

Підшипники блоку підвіски вибираються по динамічній вантажопідйомності

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} = 55789 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 21.6}{10^6}} = 104010 \text{ Н} \quad (1.15)$$

Де P - наведене еквівалентне навантаження на один підшипник;

$L_h = 5000$ год – термін роботи підшипника при важкому режимі роботи.

При двох підшипниках в блоці, що встановлюються для сприйняття навантажень від можливого нахилу канату, приймаємо 0,6 від загального навантаження

$$P = 0.6 \cdot Q_{\text{нр}} \cdot V \cdot k_{\delta} \cdot k_T = 0.6 \cdot 0.72 \cdot 89682 \cdot 1.2 \cdot 1.2 \cdot 1 = 55789 \text{ Н} \quad (1.16)$$

де $V = 1.2$ - кінематичний коефіцієнт при обертовому навантаженні кільця підшипника;

$k_{\delta} = 1.2$ - коефіцієнт безпеки для механізму підйому;

$k_T = 1$ - температурний коефіцієнт при $t^{\circ} < 100^{\circ}\text{C}$.

Наведене навантаження Q_{np} визначається з урахуванням середнього графіка роботи механізму в залежності від режиму роботи

$$Q_{np} = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 \cdot t_1 + Q_2^3 \cdot t_2 + \dots + Q_n^3 \cdot t_n}{t}} \quad (1.17)$$

При важкому режимі роботи [3]

$Q_1 = Q_H$; $Q_2 = 0.75 \cdot Q_H$; $Q_3 = 0.195 \cdot Q_H$; $Q_4 = 0.05 \cdot Q_H$; $t_1 = 0.2 \cdot t$; $t_2 = 0.4 \cdot t$; $t_3 = 0.1 \cdot t$; $t_4 = 0.3 \cdot t$,

Тоді

$$Q_{np} = Q_H \cdot \sqrt[3]{0.2 + (0.75)^3 \cdot 0.4 + (0.195)^3 \cdot 0.1 + (0.05)^3 \cdot 0.3} = 0.72 \cdot Q_H. \quad (1.18)$$

Номінальне радіальне навантаження на два підшипника одного блоку

$$Q_H = 2 \cdot S = 2 \cdot 44841 = 89682 \text{ Н}, \quad (1.19)$$

Максимальна частота обертання зовнішнього кільця підшипника дорівнює частоті обертання першого від барабану по ходу канату блоку підвіски крюка

$$n = \frac{60 \cdot V_n \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{вн}}} = \frac{60 \cdot 0.2 \cdot (4 - 1)}{3.14 \cdot 0.53} = 21.6 \text{ хх}^{-1}. \quad (1.20)$$

Щодо прийнятого діаметра вісі і динамічної вантажопідйомності за ГОСТ 8338-75 вибираємо підшипники особливо легкої серії діаметрів 220 з наступними параметрами $d = 100 \text{ мм}$; $D = 180 \text{ мм}$; $B = 34 \text{ мм}$; $[C] = 124000 \text{ Н} > C = 104248 \text{ Н}$.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 93000 \text{ Н} > 0,6 \cdot Q_H = 0,6 \cdot 8682 = 53810 \text{ Н.} \quad (1.21)$$

Сережка підвіски

Матеріал сережки - 09Г2С ГОСТ 19281-89.

Небезпечний перетин сережки проходить через отвори діаметром 130 мм (рис 1.2) під цапфу траверси ($d_{ц} = 130 \text{ мм}$).

Допустимі напруження

На розтяг

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n_2} = \frac{265}{1.6} = 165 \text{ МПа}; \quad (1.22)$$

На зминання:

$$[\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T \cdot k_n}{n_2} = \frac{265 \cdot 0.75}{1.6} = 124 \text{ МПа}; \quad (1.23)$$

де $n_2 = 1.6$ - запас міцності для деталей механізму підйому [6];

$k_n = 0.75$ - коефіцієнт переходу до допускних напружень місцевого зминання при повному торканні [6].

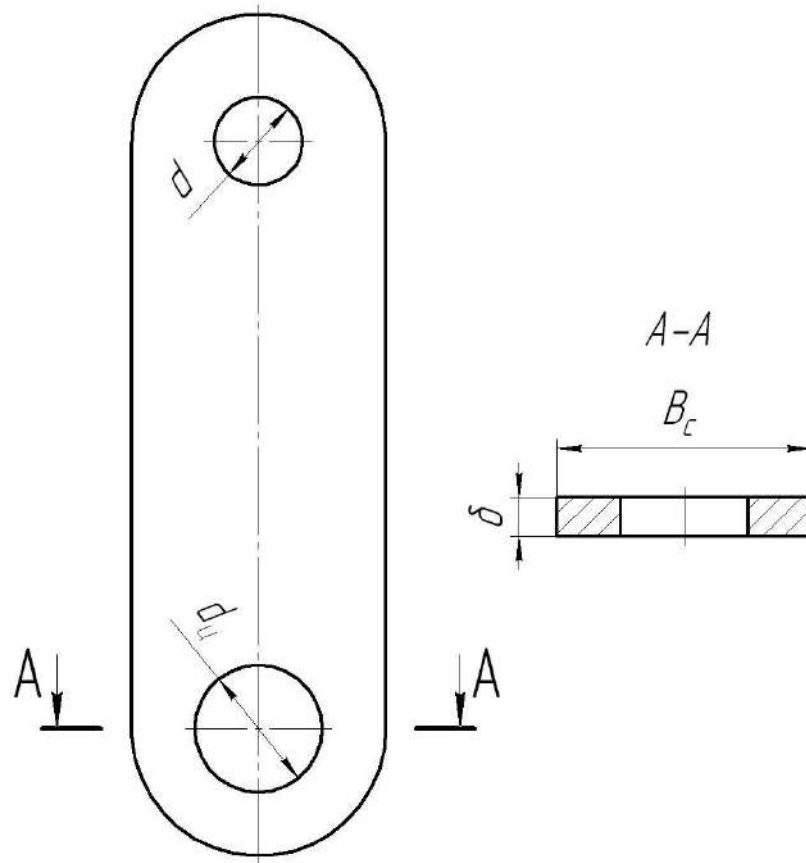


Рисунок 1.3 - Сережка підвіски

Небезпечний перетин сережки проходить через отвір діаметром 130 мм
Рис. 1.3) під цапфу траверси.

Середня напруга розтягування

$$\sigma_p = \frac{10^3 \cdot g \cdot Q}{2 \cdot (B_c - d_y) \cdot \delta} = \frac{10^3 \cdot 9.81 \cdot 32}{2 \cdot (260 - 130) \cdot 40} = 30 \text{ МПа} \leq [\sigma_p], \quad (1.24)$$

де $B_c = 2 \times d_{\text{ц}} = 260$ мм – ширина сережки;

$\delta = 40$ мм – товщина сережки.

Середня напруга зминання

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 \cdot g \cdot Q}{2 \cdot d_y \cdot \delta} = \frac{10^3 \cdot 9.81 \cdot 32}{2 \cdot 130 \cdot 40} = 30.2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.25)$$

1.5 Вузол барабану

Розрахунок параметрів барабану

Число витків нарізки на барабані з урахуванням витків, які не змотуються

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_6} + 4,5 = \frac{12 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,9} + 4,5 = 22 \quad (1.26)$$

де $H = 12$ м- висота підйому вантажу.

Довжина нарізки

$$l = Z \cdot t = 22 \cdot 26 = 572 \text{ мм} \quad (1.27)$$

Де $t \geq 1,1 \times d_k = 1,1 \times 22 = 24,2$ мм. приймаємо $t = 26$ мм.

Загальна довжина барабану з урахуванням зведеного поліспасти; довжини барабану по краях без нарізки ($l_1 = 100$ мм), Прийнято конструктивно і не нарізаної середньої частини барабану l_2 визначаємо

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot l_1 + l_2 = 2 \cdot 572 + 2 \cdot 100 + 350 = 1694 \text{ мм} \quad (1.28)$$

Де l_2 - середня ненарізна частина барабану;

$l_3 = 390$ мм - відстань між зовнішніми блоками підвіски;

$h_{min} = 2000$ мм - відстань між віссю барабану і віссю блоків;

$\alpha = 2,5^\circ$ - допустимий кут відхилення набігання канату на барабан від вертикального напрямку.

$$l_{2min} = l_3 - 2 \cdot h_{min} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 500 - 2 \cdot 2000 \cdot 0,044 = 324 \text{ мм} . \quad (1.29)$$

Приймаємо $l_2 = 350$ мм.

Товщина стінки барабана δ прийнята з умови

$$\delta = 1.2 \cdot d_k = 1.2 \cdot 22 = 26.4 \text{ мм} \quad (1.30)$$

Конструктивно $\delta = 28$ мм.

Визначаємо напругу стиску в стінці барабана

$$\sigma_{cm} = \frac{S}{\delta \cdot t} = \frac{44841}{28 \cdot 26} = 61.6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] \quad (1.31)$$

Допускні напруження стиску для барабану для Ст3 ГОСТ 380-71

$$[\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{k} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа} \quad (1.32)$$

де $k = 2$ - запас міцності.

Розрахунок цапфи

Матеріал цапфи барабана сталь 45 ГОСТ 1050-74.

Цапфу барабану розраховуємо за найбільшою реакцією опори R , яка виникає при крайньому положенні вантажу

$$\sum M_A = S \cdot (l_1 + l) + S \cdot (l_1 + l + l_2) - R_B \cdot l_4 = 0, \quad (1.33)$$

$$R_B = S \cdot \frac{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l + l_2}{l_4} = 44841 \cdot \frac{2 \cdot 0.187 + 2 \cdot 0.672 + 0.35}{1.881} = 49635 \text{ Н},$$

$$R_A = 2 \cdot S - R_B = 2 \cdot 44841 - 49635 = 40047 \text{ Н} \quad (1.34)$$

Згинаючий момент в небезпечному перерізі

$$M = R_A \cdot l_5 = 40047 \cdot 0.2 = 8009 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.35)$$

Необхідний діаметр цапфи в небезпечному перерізі

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \cdot [\sigma]_{\text{M32}}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{8009}{0.1 \cdot 106,5}} = 89,7 \text{ мм} \quad (1.36)$$

Конструктивно приймаємо діаметр цапфи $d = 90$ мм.

Вибір підшипників опор барабану

Підбираємо підшипник за динамічною вантажопідйомністю

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} = 42885 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 17}{10^6}} = 73818 \text{ Н} \quad (1.37)$$

Наведене еквівалентне навантаження на підшипник при коефіцієнті режиму роботи 0,72

$$P = 0.72 \cdot R_B \cdot V \cdot k_\delta \cdot k_T = 0.72 \cdot 49635 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 42885 \text{ Н}, \quad (1.38)$$

Де $V=1$ - кінематичний коефіцієнт при обертовому внутрішньому кільці;
 n_δ - частота обертання барабану .

$$n_\delta = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot D_\delta} = \frac{60 \cdot 0,2 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,9} = 17 \text{ мин}^{-1}, \quad (1.39)$$

Враховуючі умови навантаження опор барабану і діаметр цапфи за ГОСТ 5721-75 вибираємо підшипник №3618: $d=90$ мм; $D=190$ мм; $[C] = 400000 \text{ Н} > 73818 \text{ Н}$; $[C_0] = 300000 \text{ Н} > R_B = 49635 \text{ Н}$.

Підшипник внутрішньої опори той же, що і зовнішньої.

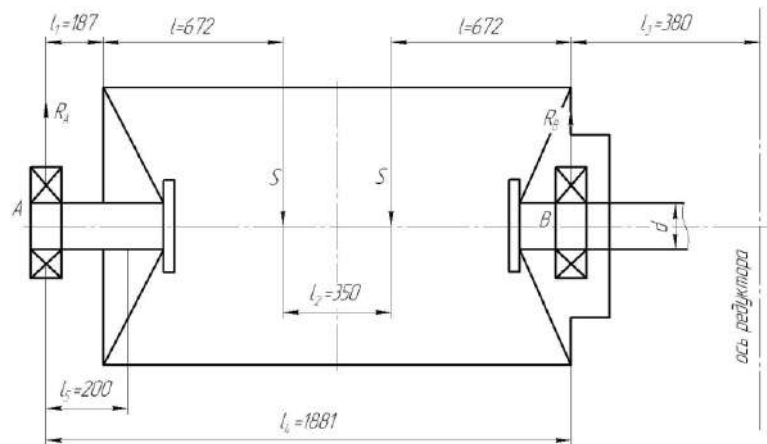


Рисунок 1.4 - Схема встановлення барабану

Розрахунок планок кріплення канату

Зусилля натягу канату в місці кріплення

$$S_{кр} = \frac{S}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{44841}{e^{0,16 \cdot 3,14}} = 9926 \text{ Н} \quad (1.40)$$

де $f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

$\alpha = 3 \times \pi$ - кут обхвату барабана півтора незмотуваних витків.

По діаметру каната вибираємо накладку для кріплення каната до барабану з отвором $d = 22\text{мм}$ під болт M20.

Визначаємо необхідну кількість витків

$$z = \frac{3 \cdot S_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]} = \frac{3 \cdot 9926}{17.835^2 \cdot 50} = 1.87 \quad (1.41)$$

де $d_1 = 17.835$ - внутрішній діаметр різьби M20;

$[\sigma] = 50\text{МПа}$ - допускні напруження в болті з урахуванням на розтяг, згин і кручення.

За правилами Держгірпромнагляду приймаємо не менше 3-х притискних планок.

1.6 Привод механізму головного підйому

Вибір електродвигуна

Потужність, необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{g \cdot (Q + G_n) \cdot V_n}{\eta_{м.п.}} = \frac{9.81 \cdot (32 + 0.75) \cdot 0.2}{0.89} = 72.2 \text{ кВт}, \quad (1.42)$$

де $V_n = 0.2 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу.

Загальний ККД механізму підйому [1]

$$\eta_{м.п.} = \eta_n \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_m = 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.98 = 0.89, \quad (1.43)$$

де $\eta_n = 0.96$; $\eta_{\delta} = 0.98$; $\eta_p = 0.96$; $\eta_m = 0.98$; - ККД відповідно поліспасти, барабану з опорами, редуктора, муфти.

Вибираємо електродвигун 4МТН280М8; $P_d = 75 \text{ кВт}$, [10], $n_d = 725 \text{ хв}^{-1}$ при ПВ = 40%, момент інерції ротора $I_p = 5.1 \text{ кгм}^2$.

Вибір редуктора

Необхідне передаточне число редуктора

$$i_p = \frac{n_d}{n_{\delta}} = \frac{725}{17} = 42.6. \quad (1.44)$$

За передаточним числом і передаваної потужності вибираємо редуктор спеціальний крановий РК-600; передаточне число $i_p = 41.52$; потужність $P_p = 106 \text{ кВт} > P_d$ при $n_p = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного валу і 40% ПВ.

При виборі редуктора перевіряємо достатню міжосьову відстань a_w для розміщення поруч двигуна і барабану (для редуктора РК-600, $a_w = 1000 \text{ мм}$).

$$a_w > \frac{D_E}{2} + 270 = \frac{910}{2} + 270 = 725 \text{ мм}, \quad (1.45)$$

За передаточним числом і передаваної потужності вибираємо редуктор спеціальний крановий РК-600; передаточне число $i_p = 41,52$; потужність $P_p = 106 \text{ кВт} > P_d$ при $n_p = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного валу і 40% ПВ.

При виборі редуктора перевіряємо достатню міжосьову відстань a_w для розміщення поруч двигуна і барабану (для редуктора РК-600, $a_w = 1000 \text{ мм}$).

$$a_w > \frac{D_E}{2} + 270 = \frac{910}{2} + 270 = 725 \text{ мм}, \quad (1.45)$$

де 270 - габаритний розмір двигуна.

Фактична швидкість підйому

$$V_\Phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot i_n \cdot i_p} = \frac{3,14 \cdot 0,9 \cdot 725}{60 \cdot 4 \cdot 41,52} = 0,206 \text{ м/с} \quad (1.46)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_n - V_\Phi|}{V_n} \cdot 100\% = \frac{|0,2 - 0,206|}{0,2} \cdot 100\% = 3\%,$$

Що допустимо $[\Delta V] = \pm 5\%$.

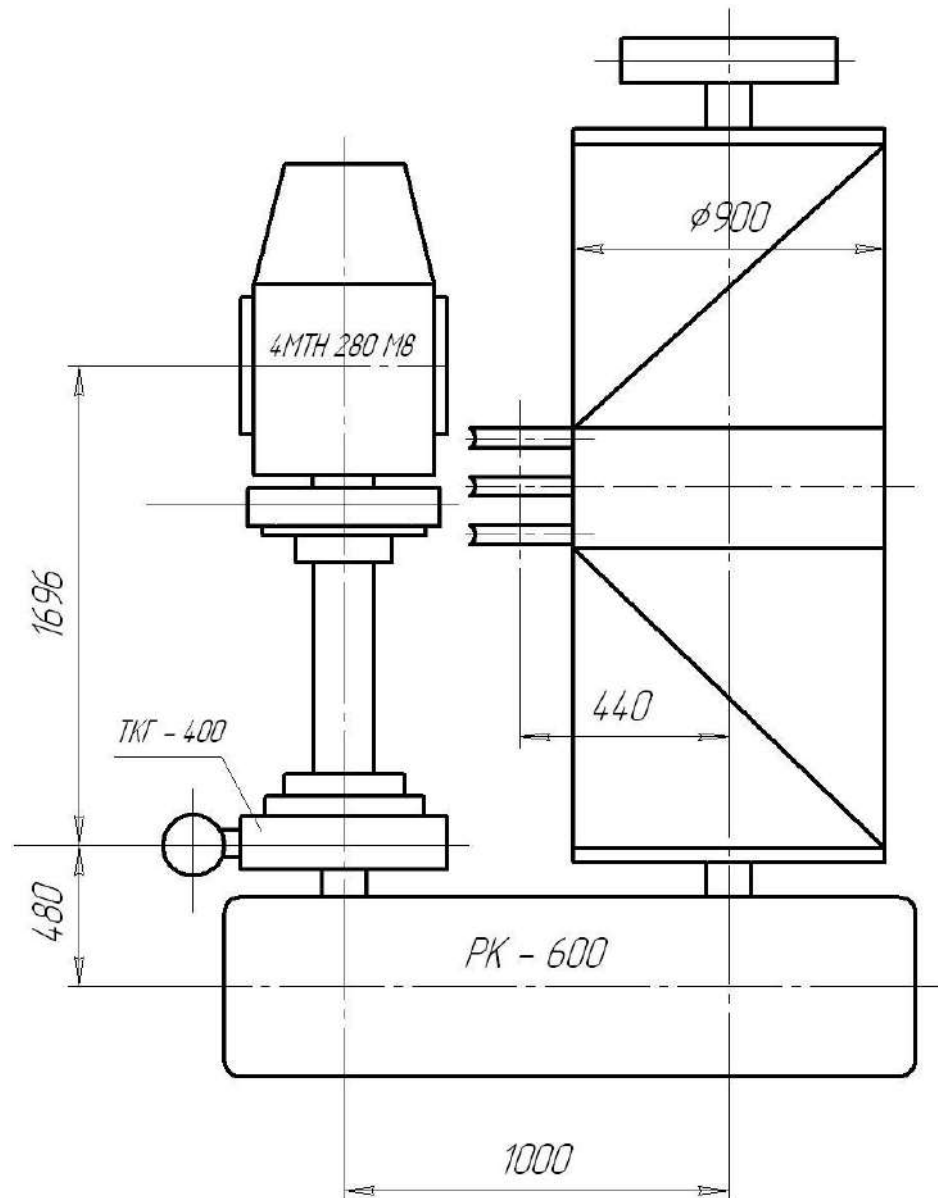


Рисунок 1.5 – Компонувальна схема механізму головного підйому

Вибір гальма

Необхідний гальмівний момент

$$\begin{aligned}
 T_T &= \frac{10^3 \cdot g \cdot (Q + G_n) \cdot D_{\phi} \cdot \eta_{м.п.} \cdot k_T}{2 \cdot i_n \cdot i_p} = \\
 &= \frac{10^3 \cdot 9.81 \cdot (32 + 0.75) \cdot 0.9 \cdot 0.89 \cdot 2}{2 \cdot 4 \cdot 31.5} = 1767 \text{ Н} \cdot \text{м}
 \end{aligned}
 \tag{1.47}$$

Де $k_T = 2$ - коефіцієнт гальмування для групи класифікацій механізму М6.

Вибираємо гальмо колодкове ТКГ-500, гальмівний момент $T=2500$ Нм.

Вибір муфти

Вибір муфти робимо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 1246.2 \cdot 1.8 \cdot 1.3 = 2920 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.48)$$

$K_1 = 1.8$ - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму [11];

$K_2 = 1.3$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму [11].

За розрахунковим моментом вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом №5 діаметр шківа $d_T = 500$ мм, момент інерції муфти $I_T = 3.75$ кгм² [13], та зубчасту муфту типу МЗП №5, діаметр муфти $d_M = 290$ мм, момент інерції $I_M = 1,15$ кгм².

Перевірка електродвигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна, що не допускає нагрів обмоток

$$P_{\Sigma} = k_{25} \cdot j \cdot P_{cm} = 1 \cdot 0.86 \cdot 72.2 = 62.1 \text{ кВт} \leq P_{25} = 75 \text{ кВт}, \quad (1.49)$$

де $k_{25} = 1$ коефіцієнт приведення потужності, для важкого режиму роботи; $j = 0.86$ - коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйомі вантажу

$$t_1 = \frac{I_{np} \cdot \omega}{T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{12.27 \cdot 75.9}{1581 - 984.5} = 1.56 \text{ с} \leq [t_1] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (1.50)$$

Де I_{np} - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас при підйомі і опусканні вантажу, кгм².

$$I_{np} = \delta \cdot (I_p + I_T + I_M) + m \cdot \frac{R_\delta^2}{i_n^2 \cdot i_p^2 \cdot \eta_{м.п.}} = 1,2 \cdot (5,1 + 3,75 + 1,15) +$$

$$+ 32750 \cdot \frac{0,45^2}{4^2 \cdot 41,52^2 \cdot 0,89} = 12,27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1.51)$$

Де $\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім валу двигуна;

$m = 10^3 (G_p + Q) = 32750$ кг - маса вантажу, що піднімається;

$R_\delta = \frac{D_\delta}{2} = 0,45 \text{ м}$ - радіус барабану.

Середній пусковий момент електродвигуна

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_n = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_\delta}{\omega} = 1,5 \cdot \frac{10^3 \cdot 75}{75,9} = 1581 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.52)$$

де $\psi = 1,5$ - середня кратність пускового моменту для двигуна;

ω_p - частота обертання ротора двигуна.

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_\delta}{30} = \frac{3,14 \cdot 725}{30} = 75,9 \text{ с}^{-1}.$$

Момент на валу двигуна від маси вантажу

$$T_{cm} = \frac{10^3 \cdot g \cdot (Q + G_n) \cdot D_\delta}{2 \cdot i_n \cdot i_p \cdot \eta_{м.п.}} =$$

$$= \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot (32 + 0,75) \cdot 0,9}{2 \cdot 4 \cdot 41,25 \cdot 0,89} = 984,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.53)$$

Прискорення при розгоні вантажу, що піднімається

$$a = \frac{V_n}{t_1} = \frac{0,206}{1,56} = 0,13 \frac{\text{M}}{\text{c}^2} \leq [a] = 0,2 \frac{\text{M}}{\text{c}^2}. \quad (1.54)$$

2 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ

2.1 Вибір схеми і кратність поліспасти

Обрана здвоєна конструкція поліспасти, що забезпечує вертикальний підйом вантажу, рівномірне навантаження опор барабану і ходових коліс при підйомі вантажу, кратність поліспасти $i_n = 2$. Визначаємо ККД поліспасти за формулою:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta}{i_n} = \frac{1 + \eta}{i_n} = \frac{1 + 0.98}{2} = 0.99 \quad (2.1)$$

де $\eta = 0.98$ - ккд блоку, встановленого на підшипниках кочення [7].

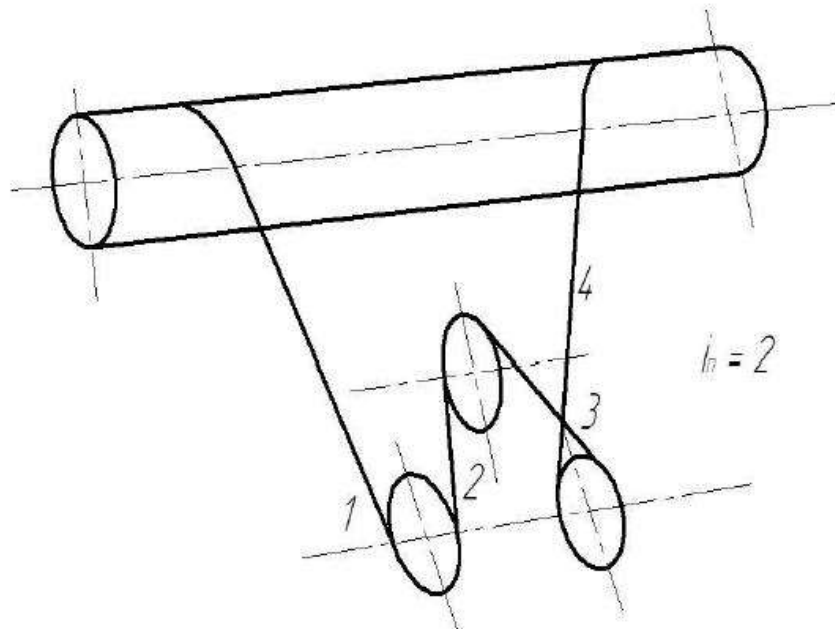


Рисунок 2.1 - Схема запасовки канатів механізму допоміжного підйому

2.2 Вибір канату

Канат вибираємо відповідно до правила Держгіртехнагляду по розривному зусиллю

$$F_{розр} = Z_p \cdot S \leq [F], \text{ Н} \quad (2.2)$$

де S - зусилля в канатах з урахуванням опору в блоках поліспасти;

$Z_p = 5.6$ - коефіцієнт використання канату для групи класифікацій механізму М6 [4]

$$S = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} = \frac{10^4 \cdot (10 + 0.3)}{2 \cdot 2 \cdot 0.99 \cdot 0.98^0} = 26541 \text{ Н}, \quad (2.3)$$

де $Q = Q + G_n = 10.3$ - маса вантажу і підвіски крюка, т;

$a = 2$ - число гілок каната, навиваються на барабан;

$m = 0$ - кількість відхиляючих блоків;

G_n - маса підвіски крюка; $G_n = 0.3$ т

$$F_{\text{розр}} = 5.6 \cdot 26541 = 148629 \text{ Н.}$$

Вибираємо канат типу ЛК-3 конструкції $6 \times 25 \times (1 + 6 + 6 + 12) + 1$ о.с. за ГОСТ 7665-80 розривне зусилля каната в цілому $[F] = 169000 \text{ Н} > F_{\text{розр}}$, маркувальна група 1764 Мпа, діаметр канату $d_k = 17,5$ мм.

2.3 Діаметри барабану і блоків

Мінімально допустимий діаметр барабану по середній лінії намотаного канату

$$D_{\min \delta} = h_1 \cdot d_k = 20 \cdot 17.5 = 350 \text{ мм}, \quad (2.4)$$

де $h_1 = 20$ - коефіцієнт вибору діаметра барабану для групи класифікацій механізму М6 [4];

$d_k = 17,5$ мм - діаметр канату.

Конструктивно діаметр барабану прийнято $D_\delta = 560$ мм.

Мінімально допустимий діаметр блоків:

$$D_{\min \delta_l} = h_2 \cdot d_k = 22.4 \cdot 17.5 = 392 \text{ мм}, \quad (2.5)$$

де $h_2 = 22.4$ - коефіцієнт вибору діаметра блоків для групи класифікацій механізму М6 [4].

Конструктивно діаметр блоків прийнятий $D_{\delta_l} = 500$ мм.

2.4 Крюкова підвіска

Вибір гака, гайки і упорного підшипника гака

За вантажопідйомністю і режимом роботи, вибираємо гак №17А, вантажопідйомністю 10т ГОСТ 6627-74 для груп класифікації механізму М6 по ІСО 4301/1, з різьбою М64.

Діаметр гайки приймаємо з урахуванням необхідності стопоріння, приймаємо 85мм (Приблизно дорівнює довжині різьби хвостовика), зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника $D = 105$ мм.

Упорний підшипник вибираємо за діаметром шийки крюка $d_1 = 70$ мм і статичної вантажопідйомності $C_0 > Q = 100000$ Н.

Приймаємо шарикопідшипник упорний №8214Н ГОСТ 7872-89, статична вантажопідйомність $C_0 = 158000$ Н $> Q$, $d = 70$ мм; $D = 105$ мм.

Траверса підвіски

Ширина траверси, необхідна з умови установки упорного шарикопідшипника №8214А і конструктивно прийнята $B = 150$ мм. Діаметр отвору в траверсі $d_0 = 75$ мм. Згинаючий момент в середньому перерізі

$$M = \frac{10^3 \cdot Q \cdot g \cdot A_{yk}}{4} = \frac{10^3 \cdot 10 \cdot 9.81 \cdot 0.17}{4} = 4586.2 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.6)$$

Розмір A_{yk} приймаємо конструктивно з умови розміщення блоків ($A_{yk} = 187$ мм)

Для виготовлення траверси приймаємо сталь 45 ГОСТ 1050-74; $\sigma_B = 610$ МПа; $\sigma_T = 360$ МПа; $\sigma_{-1} = 250$ МПа [5].

Допускні напруження згину при пульсуючому циклі

$$[\sigma]_{изг} = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} = \frac{1.4 \cdot 250}{1.3 \cdot 1.2 \cdot 2.1} = 106.5 \text{ МПа}, \quad (2.7)$$

де $k_2 = 1.3$ - коефіцієнт відповідальності деталі [1];

$k_3 = 1.2$ - коефіцієнт режиму роботи [1];

$k_4 = 2.1$ - коефіцієнт концентрації напружень [1].

Необхідний момент опору середнього перетину траверси:

$$W = \frac{10^3 \cdot M}{[\sigma]_{\text{ст}}} = \frac{10^3 \cdot 4586.2}{106.5} = 43.1 \text{ см}^3, \quad (2.8)$$

Мінімальна висота траверси:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{B - d_0}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 43100}{150 - 75}} = 58.1 \text{ мм}, \quad (2.9)$$

Приймаємо $H = 90\text{мм}$; $H_0 = 100\text{мм}$.

Вісь блоків підвіски

Матеріал вісі той же, що і у траверси сталь 45 ГОСТ 1050-74, так як вони виконані заодно.

Необхідний діаметр вісі:

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \cdot [\sigma]_{\text{ст}}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4586.2}{0.1 \cdot 75 \cdot 10^6}} = 85.9 \text{ мм}, \quad (2.10)$$

$$[\sigma]_{\text{ст}} = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} = \frac{1.4 \cdot 250}{1.3 \cdot 1.2 \cdot 3} = 75 \text{ МПа} \quad (2.11)$$

$k_4 = 3.0$ - коефіцієнт концентрації напружень для місць посадки підшипника [1].

Приймаємо діаметр вісі $d = 90\text{мм}$.

Підшипники блоку підвіски обираємо за динамічною вантажопідйомністю:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} = 33021 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 13}{10^6}} = 51977 \text{ Н} \quad (2.12)$$

де P - наведене еквівалентне навантаження на один підшипник. При двох підшипниках в блоці, що встановлюються для сприйняття навантажень від можливого нахилу каната, приймаємо 0,6 загального навантаження:

$$P = 0.6 \cdot Q_{np} \cdot V \cdot k_6 \cdot k_T = 0,6 \cdot 38219 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 33021 \text{ Н} \quad (2.13)$$

де $L_h = 5000$ год - термін служби підшипника при важкому режимі роботи [1];

$V = 1.2$ - кінематичний коефіцієнт, при обертанні навантаженого кільця підшипника;

$k_6 = 1.2$ - коефіцієнт безпеки для механізму підйому;

$k_T = 1$ - температурний коефіцієнт при $t^\circ < 100^\circ\text{C}$.

Приведене навантаження Q_{np} визначається з урахуванням усередненого графіка роботи механізму в залежності від режиму роботи:

$$Q_{np} = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 \cdot t_1 + Q_2^3 \cdot t_2 + \dots + Q_n^3 \cdot t_n}{t}} \quad (2.14)$$

При важкому режимі роботи [3]

$Q_1 = Q_H$; $Q_2 = 0.75 \times Q_H$; $Q_3 = 0.195 \times Q_H$; $Q_4 = 0.05 \times Q_H$; $t_1 = 0.2 \times t$; $t_2 = 0.4 \times t$; $t_3 = 0.1 \times t$; $t_4 = 0.3 \times t$

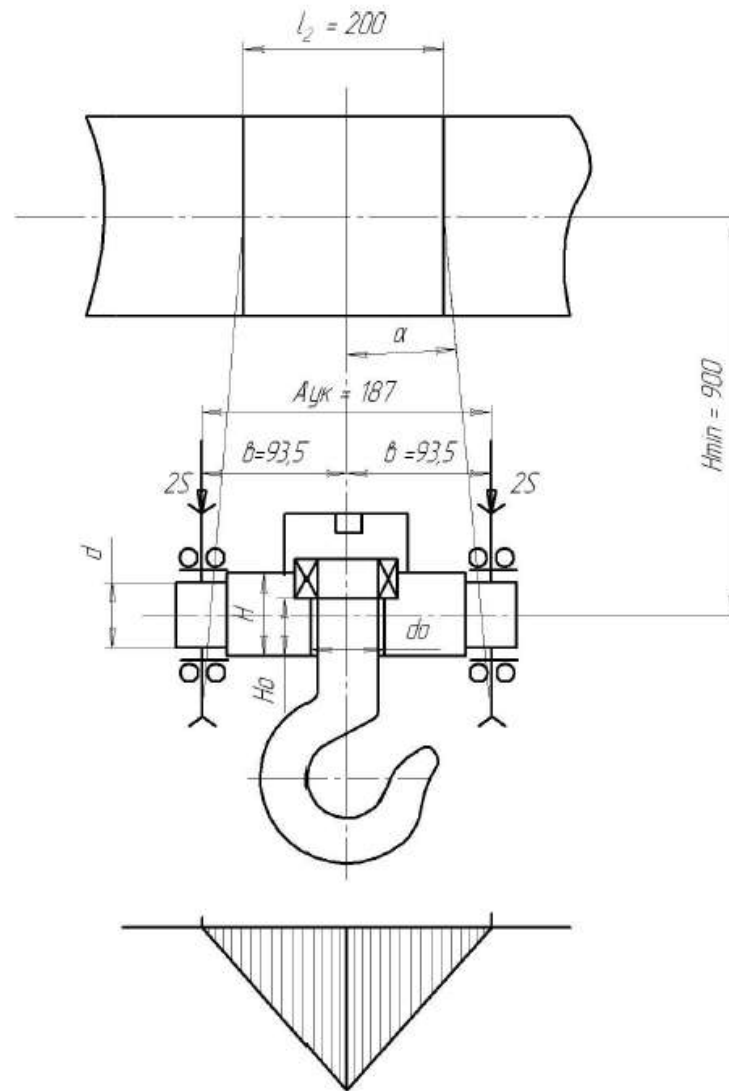


Рисунок 2.2 - Крюкова підвіска допоміжного підйому 10т

$$Q_{np} = Q_n \cdot \sqrt[3]{0,2 + (0,75)^3 \cdot 0,4 + (0,195)^3 \cdot 0,1 + (0,05)^3 \cdot 0,3} = 0,72 \cdot Q_n. \quad (2.15)$$

$$Q_{np} = 0,72 \cdot 53802 = 38219 \text{ Н}$$

Номінальне радіальне навантаження на два підшипника одного блоку

$$Q_H = 2 \cdot S = 2 \cdot 26541 = 53802 \text{ Н}; \quad (2.16)$$

Максимальна частота обертання зовнішнього кільця підшипника дорівнює частоті обертання першого від барабану по ходу каната блоку підвіски крюка:

$$n = \frac{60 \cdot V_n \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{от}}} = \frac{60 \cdot 0,34 \cdot (2 - 1)}{3,14 \cdot 0,5} = 13 \text{ хх}^{-1}. \quad (2.17)$$

За прийнятим діаметром вісі і динамічною вантажопідйомністю за ГОСТ 8338-75 вибираємо підшипники легкої серії 118 з наступними параметрами $d = 90 \text{ мм}$; $D = 140 \text{ мм}$; $B = 24 \text{ мм}$; $[C] = 58500 \text{ Н} > C = 51977 \text{ Н}$.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 50000 \text{ Н} > 0,6 \cdot Q_{\text{н}} = 0,6 \cdot 53802 = 32281 \text{ Н} \quad (2.18)$$

2.5 Вузол барабану

Розрахунок параметрів барабану

Число витків нарізки на барабані з урахуванням незмотуваних витків

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_{\text{б}}} + 4,5 = \frac{14 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,56} + 4,5 = 21 \quad (2.19)$$

де $H = 14 \text{ м}$ - висота підйому вантажу;

Довжина нарізки

$$l = Z \cdot t = 21 \cdot 20 = 420 \text{ мм}, \text{ Приймаємо } l = 450 \text{ мм}, \quad (2.20)$$

де $t \geq 1,1 d_k = 1,1 \times 17,5 = 19,25 \text{ мм}$. Приймаємо $t = 20 \text{ мм}$.

Загальна довжина барабану з урахуванням зведеного поліспасти; довжини барабану по краях без нарізки ($l_1 = 50 \text{ мм}$), Прийнятої конструктивно і ненарізаною середній частині барабана l_2 визначаємо :

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot l_1 + l_2 = 2 \cdot 450 + 2 \cdot 50 + 200 = 1200 \text{ мм}. \quad (2.21)$$

Приймаємо конструктивно $L = 1680 \text{ мм}$.

Де l_2 - середня частина ненарізної частина барабану

$$l_{2\min} = l_3 - 2 \cdot h_{\min} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 187 - 2 \cdot 900 \cdot 0.044 = 108 \text{ мм} \quad (2.22)$$

де $l_3 = 390 \text{ мм}$ - відстань між зовнішніми блоками підвіски;

$h_{\min} = 2000 \text{ мм}$ - відстань між віссю барабану і віссю;

$\alpha = 2.5^\circ$ - допустимий кут відхилення, що набігає на барабан гілки каната від вертикального напрямку.

Приймаємо $l_2 = 200 \text{ мм}$.

Товщина стінки барабана δ прийнята з умови

$$\delta = 1.2 \cdot d_{\kappa} = 1.2 \cdot 17.5 = 21 \text{ мм} \quad (2.23)$$

Конструктивно $\delta = 22 \text{ мм}$.

Визначаємо напруження стиску в стінці барабану

$$\sigma_{cm} = \frac{S}{\delta \cdot t} = \frac{26541}{22 \cdot 20} = 60.3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.24)$$

Допускні напруження стиску для барабана для Ст3 ГОСТ 380-71

$$[\sigma_{cm}] = \frac{\sigma_T}{k} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа} \quad (2.25)$$

де $k = 2$ - запас міцності

Розрахунок цапфи

Цапфу барабану розраховуємо за найбільшою реакцією опори R , яка виникає при крайньому положенні вантажу

$$\sum M_A = S \cdot (l_1 + l) + S \cdot (l_1 + l + l_2) - R_B \cdot l_4 = 0 \quad (2.26)$$

$$R_B = S \cdot \frac{2 \cdot l_1 + 2 \cdot l + l_2}{l_4} = 26541 \cdot \frac{2 \cdot 0.177 + 2 \cdot 0.450 + 0.200}{1.277} = 30220 \text{ Н} \quad (2.27)$$

$$R_A = 2 \cdot S - R_B = 2 \cdot 26541 - 30220 = 22862 \text{ Н} \quad (2.28)$$

Згинаючий момент в небезпечному перерізі

$$M_{32} = R_A \cdot l_5 = 22862 \cdot 0.2 = 4572.4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.29)$$

Необхідний діаметр цапфи в небезпечному перерізі

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \cdot [\sigma]_{32}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4572.4}{0.1 \cdot 106.5}} = 75.4 \text{ мм} \quad (2.30)$$

Конструктивно приймаємо діаметр цапфи $d = 80 \text{ мм}$.

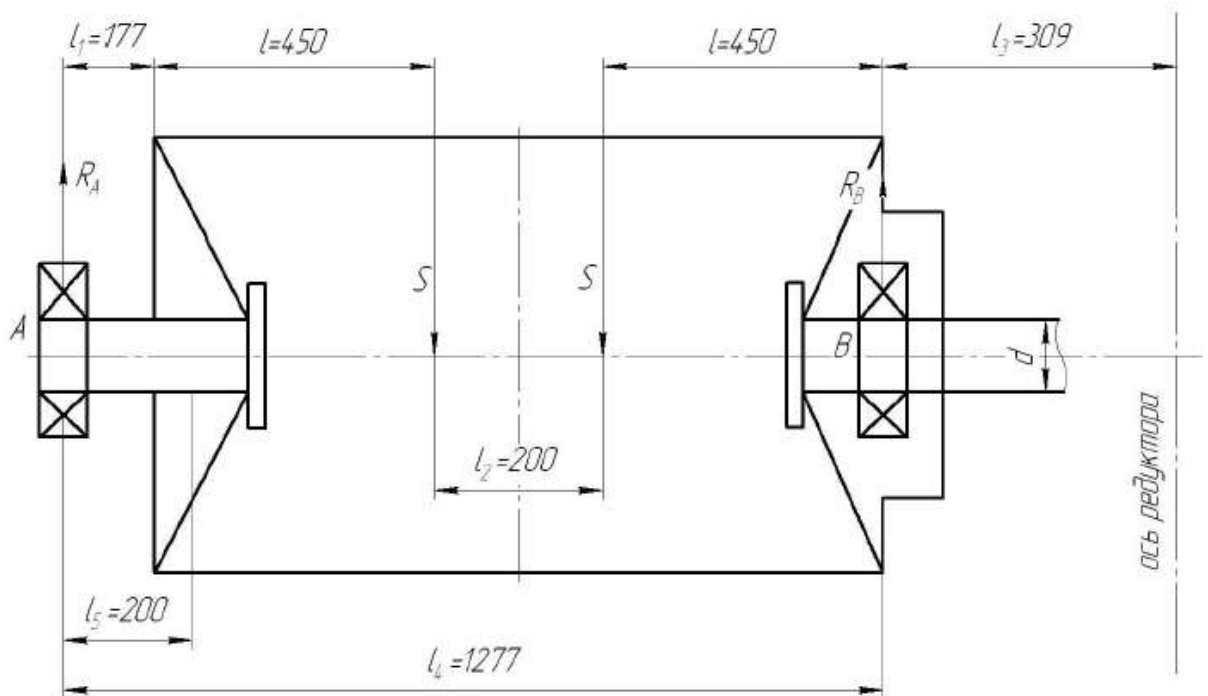


Рисунок 2.3 - Схема установки барабану допоміжного підйому

Вибір підшипникових опор

Вибір підшипникових опор здійснюємо за динамічною вантажопідйомністю

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} = 26111 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 23.2}{10^6}} = 49853 \text{ Н} \quad (2.31)$$

Приведене еквівалентне навантаження на підшипник при коефіцієнті режиму роботи 0,72

$$P = 0.72 \cdot R_B \cdot V \cdot k_\delta \cdot k_T = 0.72 \cdot 30220 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot 1 = 26111 \text{ Н}$$

де $V=1$ - кінематичний коефіцієнт при обертанні внутрішнього кільця;

n_δ - частота обертання барабану.

$$n_\delta = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot D_\delta} = \frac{60 \cdot 0.34 \cdot 2}{3.14 \cdot 0.56} = 23.2 \text{ мин}^{-1} \quad (2.32)$$

Враховуючи умови навантаження опор барабану і діаметр цапфи за ГОСТ 28428 вибираємо підшипник №1316: $d=80\text{мм}$; $D=170\text{мм}$; $[C] = 88400 \text{ Н} > 49\,853 \text{ Н}$; $[Co] = 42000 \text{ Н} > R_B = 30220 \text{ Н}$.

Підшипник внутрішньої опори той же, що і зовнішньої.

Розрахунок планок кріплення каната

Зусилля натягу канату в місці кріплення

$$S_{кр} = \frac{S}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{26541}{e^{0.16 \cdot 3.14}} = 5875 \text{ Н}, \quad (2.33)$$

де $f = 0.16$ - коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

$\alpha = 3 \times \pi$ - кут обхвату барабану півтора незмотуваних витки.

За діаметром канату вибираємо накладку для кріплення каната до барабану з отвором $d = 18 \text{ мм}$ під болт М16.

Визначаємо необхідну кількість витків

$$z = \frac{3 \cdot S_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]} = \frac{3 \cdot 5875}{14.5^2 \cdot 50} = 1.7, \quad (2.34)$$

де $d_1 = 14.5 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби М16;

$[\sigma]$ - допускні напруження в болті з урахуванням розтягу, згину і кручення.

За правилами Держгірпромнагляду приймаємо не менше 3-х притискних планок.

2.6 Привод механізму допоміжного підйому

Вибір електродвигуна

Потужність, яка необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{g \cdot Q^I \cdot V_n}{\eta_{м.п.}} = \frac{9.81 \cdot 10.3 \cdot 0.34}{0.91} = 37.7 \text{ кВт}, \quad (2.35)$$

де $V_n = 0.34 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу.

Загальний ККД механізму підйому [1]

$$\eta_{заг} = \eta_n \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_m = 0.99 \cdot 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.98 = 0.91, \quad (2.36)$$

де $n_n = 0.99$; $n_{\delta} = 0.98$; $n_p = 0.96$; $n_m = 0.98$ - ККД відповідно поліспасту, барабану з опорами, редуктора, муфти.

Вибираємо електродвигун 4МТН225М6; $P_d = 35 \text{ кВт}$ [6], $n_d = 715 \text{ хв}^{-1}$ при ПВ = 40%, момент інерції ротора $I_p = 1.02 \text{ кгм}^2$.

Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктор:

$$i_p = \frac{n_d}{n_{\delta}} = \frac{715}{23.2} = 30.8. \quad (2.37)$$

За передаточним числом і переданою потужністю потужності вибираємо редуктор Ц2У-400 з передаточним числом $i_p = 31.5$; передана потужність $P_p = 58 \text{ кВт} > P_d$ при ПВ 40% [10].

При виборі редуктора перевіряємо достатню міжцентрову відстань a_w для розміщення поруч двигуна і барабана (для редуктора Ц2У-400, $a_w = 650$ мм).

$$a_w > \frac{D_E}{2} + 270 = \frac{578}{2} + 200 = 489 \text{ мм} \quad (2.38)$$

де 200 - габаритний розмір двигуна.

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\delta \cdot n_\delta}{60 \cdot i_n \cdot i_p} = \frac{3,14 \cdot 0,56 \cdot 715}{60 \cdot 2 \cdot 31,5} = 0,333 \text{ м/с} \quad (2.39)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_n - V_\phi|}{V_n} \cdot 100\% = \frac{|0,34 - 0,333|}{0,34} \cdot 100\% = 2\%,$$

Що допустимо $[\Delta V] = 5\%$.

Вибір гальма

Необхідний гальмівний момент

$$\begin{aligned} T_T &= \frac{10^3 \cdot g \cdot Q' \cdot D_\delta \cdot \eta_0 \cdot k_T}{2 \cdot i_n \cdot i_p} = \\ &= \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot 10,3 \cdot 0,56 \cdot 0,91 \cdot 2}{2 \cdot 2 \cdot 31,5} = 715,2 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned} \quad (2.40)$$

де $k_T = 2$ - коефіцієнт гальмування для групи класифікацій механізму М6.

Вибираємо гальмо колодкове ТКГ-300, гальмівний момент $M_T = 800$ Нм.

Вибір муфти

Вибір муфти здійснюємо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 494.4 \cdot 1.8 \cdot 1.3 = 1157 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.41)$$

де T_H - номінальний момент, що передає муфта від двигуна до редуктора;

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_D}{\pi \cdot n_D} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 37}{3.14 \cdot 715} = 494.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$K_1 = 1.8$ - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму [11];

$K_2 = 1.3$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму [11].

За розрахунковим моментом вибираємо зубчасту муфту з гальмівним шківом №3 діаметр шківів $d_T = 300$ мм, момент інерції муфти $I_T = 0.6$ кгм² [13] і зубчасту муфту типу МЗП №3, діаметр муфти $d_M = 220$ мм, момент інерції $I_M = 0.25$ кгм².

Перевірка електродвигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна, що не допускає нагрів обмоток

$$P_3 = k_{25} \cdot j \cdot P_{cm} = 1 \cdot 0.86 \cdot 37.7 = 32.4 \text{ кВт} \leq P_{25} = 37 \text{ кВт}, \quad (2.42)$$

де $k_{25} = 1$ - коефіцієнт приведення потужності, для важкого режиму роботи;

$j = 0.86$ - коефіцієнт, що визначає еквівалентну по нагріванню потужність.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйомі вантажу

$$t_1 = \frac{I_{np} \cdot \omega}{T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{2.47 \cdot 74.8}{741 - 493.5} = 0.75 \text{ с} \leq [t_1] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (2.43)$$

де I_{np} - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас при підйомі і опусканні вантажу

$$I_{np} = \delta \cdot (I_p + I_m + I_T) + m \cdot \frac{R_6^2}{i_n^2 \cdot i_p^2 \cdot \eta_{m.n.}} = 1,2 \cdot (1,02 + 0,25 + 0,6) + \\ + 10300 \cdot \frac{0,28^2}{2^2 \cdot 31,5^2 \cdot 0,91} = 2,47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.44)$$

де $\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім валу двигуна;

$m = 10^3 \times (G_n + Q) = 10300 \text{ кг}$ - маса вантажу, що піднімається;

$R_6 = \frac{D_6}{2} = 0,28 \text{ м}$ - радіус барабану.

Середній пусковий момент електродвигуна

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_n = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega} = 1,5 \cdot \frac{10^3 \cdot 37}{74,8} = 741 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.45)$$

де $\psi = 1,5$ - середня кратність пускового моменту для двигуна;

ω_p - частота обертання ротора двигуна

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 715}{30} = 74,8 \text{ с}^{-1}.$$

Момент на валу двигуна від маси вантажу

$$T_{cm} = \frac{10^3 \cdot g \cdot Q' \cdot D_6}{2 \cdot i_n \cdot i_p \cdot \eta_{m.n.}} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot 10,3 \cdot 0,56}{2 \cdot 2 \cdot 31,5 \cdot 0,91} = 493,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.46)$$

Прискорення при розгоні вантажу, що піднімається

$$a = \frac{V_n}{t_1} = \frac{0,333}{0,75} = 0,28 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cong [a] = 0,1 \dots 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}. \quad (2.47)$$

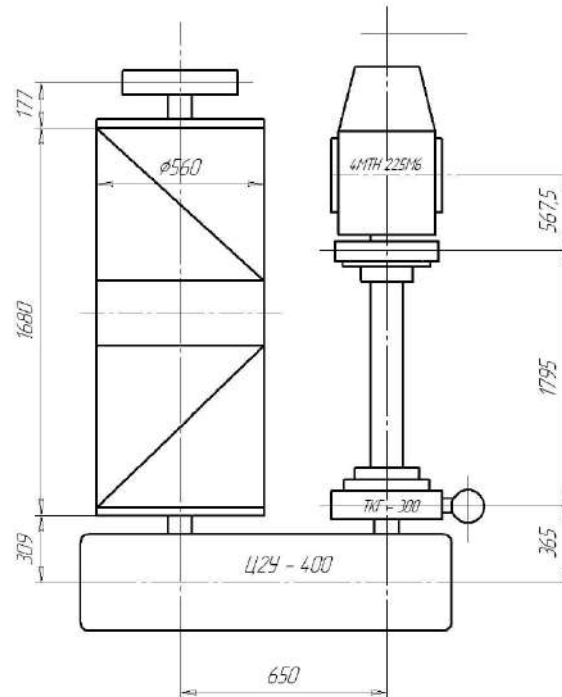


Рисунок 2.4 – Схема компоновки механізму допоміжного підйому

3 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Початкові дані:

- група класифікації механізму за ІСО 4301/1..... М6
- вага візка без вантажу $G_m = 16,6 \text{ t}$
- вага вантажу, що перевозиться $Q = 32 \text{ t}$
- вага установки холостого колеса $G_{х.к.} = 0,99 \text{ t}$
- вага одного приводу (з колесом) $G_{пр} = 2,57 \text{ t}$
- кількість приводних коліс 2
- загальна кількість коліс 4
- вага моста крану..... $G_m = 28,6 \text{ t}$
- вага кабіни $G_k = 1,6 \text{ t}$
- вага люльки $G_l = 0,18 \text{ t}$
- колія крану $L = 24 \text{ m}$
- база крану $B = 6,06 \text{ m}$
- загальна вага крану..... $G_m = 16,6 \text{ t}$

3.1 Ходові колеса

Навантаження визначаємо за схемою (рис. 3.1)

На ліву сторону крана при підході завантаженого візка діє навантаження

$$\begin{aligned}
 R_{AB}^{zp} &= \frac{g \cdot (G_k \cdot L_4 + G_m \cdot \frac{L}{2} + (G_T + Q) \cdot (L - L_1) + G_n \cdot (L - L_3))}{L} = \\
 &= \frac{9.81 \cdot (1.6 \cdot 2.4 + 28.6 \cdot \frac{24}{2} + (16.6 + 32) \cdot (24 - 2.03) + 0.18 \cdot (24 - 1.475))}{24} = \quad (3.1) \\
 &= 580 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

На праву сторону крана при підході завантаженого візка діє навантаження

$$\begin{aligned}
 R_{CD}^{zp} &= \frac{g \cdot (G_k \cdot (L - L_4) + G_m \cdot \frac{L}{2} + (G_T + Q) \cdot (L - L_2) + G_n \cdot L_3))}{L} = \\
 &= \frac{9.81 \cdot (1.6 \cdot (24 - 2.4) + 28.6 \cdot \frac{24}{2} + (16.6 + 32) \cdot (24 - 2.24) + 0.18 \cdot 1.475)}{24} = \quad (3.2) \\
 &= 587 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

На ліву сторону крана при підході до правого боку, порожнього візка діє навантаження

$$\begin{aligned}
 R_{AB}^n &= \frac{g \cdot (G_k \cdot L_4 + G_m \cdot \frac{L}{2} + G_T \cdot L_1 + G_n \cdot (L - L_3))}{L} = \\
 &= \frac{9.81 \cdot (1.6 \cdot 2.4 + 28.6 \cdot \frac{24}{2} + 16.6 \cdot 2.03 + 0.18 \cdot (24 - 1.475))}{24} = \quad (3.3) \\
 &= 157 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

На праву сторону крана при підході до лівої сторони порожнього візка діє навантаження

$$\begin{aligned}
 R_{CD}^n &= \frac{g \cdot (G_k \cdot (L - L_4) + G_m \cdot \frac{L}{2} + G_T \cdot L_2 + G_n \cdot L_3))}{L} = \\
 &= \frac{9.81 \cdot (1.6 \cdot (24 - 2.4) + 28.6 \cdot \frac{24}{2} + 16.6 \cdot 2.24 + 0.18 \cdot 1.475)}{24} = \\
 &= 170 \text{ кН}
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Згинаючий момент, що діє на кінцеву балку від завантаженого візка

$$M_{ep} = g \cdot (Q \cdot L_5 + G_m \cdot L_6) = 9.81 \cdot (32 \cdot 1.6 + 16.6 \cdot 0.95) = 657 \text{ кН} \cdot \text{м} \tag{3.5}$$

Згинаючий момент, що діє на кінцеву балку від порожньої візки

$$M_n = g \cdot G_m \cdot L_6 = 9.81 \cdot 16.6 \cdot 0.95 = 155 \text{ кН} \cdot \text{м} \tag{3.6}$$

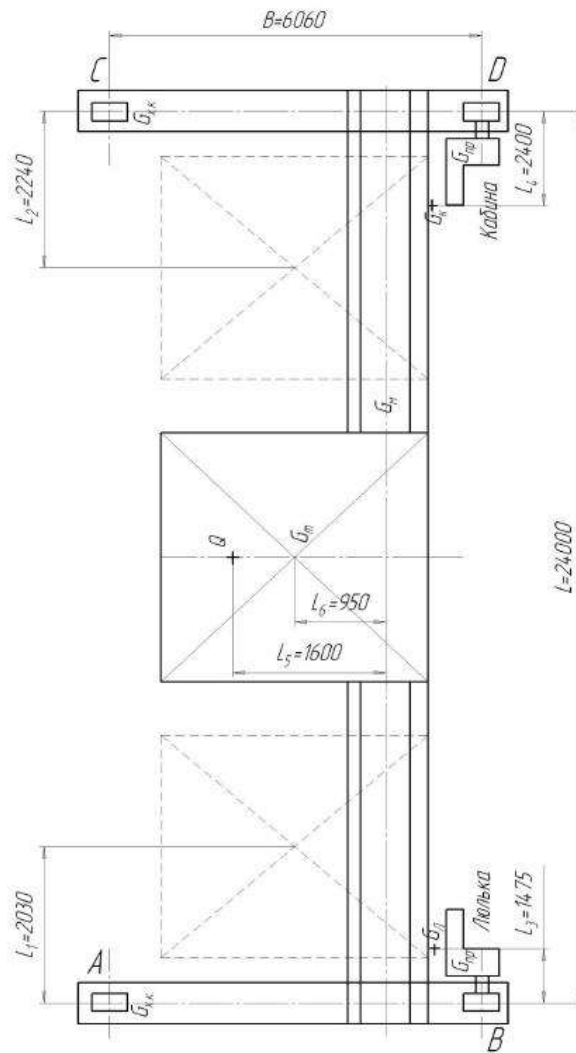


Рисунок 3.1 - Розподіл навантаження на кран

Сумарні навантаження, що діють на ходові колеса крана при підході завантаженого візки до лівої сторони (рис 3.2, а)

$$R_A^{cp} = \frac{R_{AB}^{cp} \cdot L_7 + M_{cp} + G_{x.k.} \cdot g \cdot B}{B} =$$

$$= \frac{580 \cdot 1.92 + 657 + 0.9 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 301 \text{ кН.} \quad (3.7)$$

$$R_B^{cp} = \frac{R_{AB}^{cp} \cdot (B - L_7) - M_{cp} + G_{np} \cdot g \cdot B}{B} =$$

$$= \frac{580 \cdot (6.06 - 1.92) - 657 + 2.57 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 313 \text{ кН.} \quad (3.8)$$

Сумарні навантаження, що діють на ходові колеса крана при підході завантаженого візка до правого боку (рис 3.2, б)

$$R_C^{zp} = \frac{R_{CD}^{zp} \cdot L_7 + M_{zp} + G_{x.k.} \cdot g \cdot B}{B} =$$

$$= \frac{587 \cdot 1.92 + 657 + 0.9 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 303 \text{ кН.} \quad (3.9)$$

$$R_D^{zp} = \frac{R_{CD}^{zp} \cdot (B - L_7) - M_{zp} + G_{np} \cdot g \cdot B}{B} =$$

$$= \frac{587 \cdot (6.06 - 1.92) - 657 + 2.57 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 318 \text{ кН.} \quad (3.10)$$

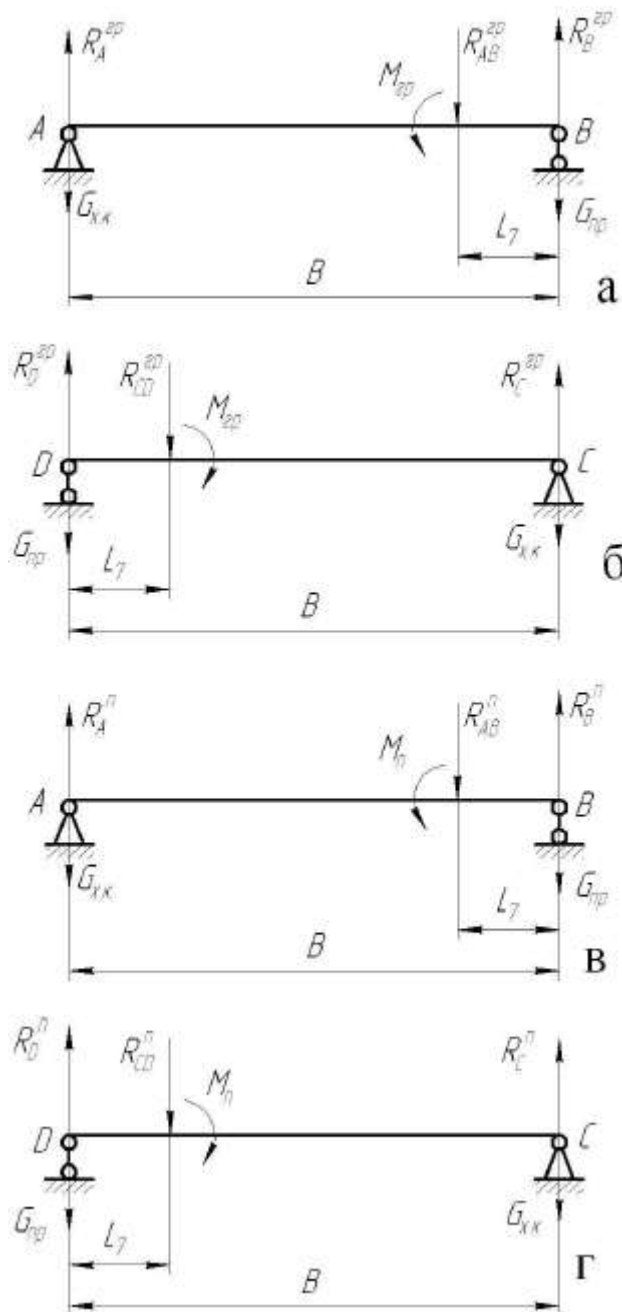


Рисунок 3.2 - Розподіл навантаження на кранові колеса при різних положеннях візка

Сумарні навантаження, що діють на ходові колеса крана при підході порожнього візка до лівої сторони (рис 3.2, в)

$$\begin{aligned}
 R_A^n &= \frac{R_{AB}^n \cdot L_7 + M_n + G_{x.k.} \cdot g \cdot B}{B} = \\
 &= \frac{157 \cdot 1.92 + 155 + 0.9 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 84 \text{ кН}.
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
 R_B^n &= \frac{R_{AB}^n \cdot (B - L_7) - M_n + G_{np} \cdot g \cdot B}{B} = \\
 &= \frac{157 \cdot (6.06 - 1.92) - 155 + 2.57 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 107 \text{ кН}.
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

Сумарні навантаження, що діють на ходові колеса крана при підході порожнього візка до правого боку (рис 3.2 г)

$$\begin{aligned}
 R_C^n &= \frac{R_{CD}^n \cdot L_7 + M_n + G_{x.k.} \cdot g \cdot B}{B} = \\
 &= \frac{170 \cdot 1.92 + 155 + 0.9 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 88 \text{ кН}.
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
 R_D^n &= \frac{R_{CD}^n \cdot (B - L_7) - M_n + G_{np} \cdot g \cdot B}{B} = \\
 &= \frac{170 \cdot (6.06 - 1.92) - 155 + 2.57 \cdot 9.81 \cdot 6.06}{6.06} = 116 \text{ кН}.
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

Максимальний тиск на колесо

$$N_{\max} = R_D^{II} = 318 \text{ кН}. \tag{3.15}$$

Мінімальний тиск на колесо

$$N_{\min} = R_A' = 84 \text{ кН}. \tag{3.16}$$

По максимальному тиску на колесо з урахуванням режиму роботи М6 за ІСО 4301/4 вибираємо відповідно до нормативів ходове колесо $D_{x.k.} = 710$ мм ; рейка КР70. Максимальне навантаження на колесо $P_{\max} = 342.4$ кН при $V = 1.34$ м/с і важкому режимі роботи. Матеріал колеса сталь 65Г ГОСТ 14959 - 79.

3.2 Опір пересуванню

Максимальна сила опору пересуванню крана

$$W = W_{mp} + W_{ин} + W_{ук}, \quad (3.17)$$

де $W_{пр}$ - опір від тертя в ходових частинах крана на прямолінійній колії;

$W_{ин}$ - сила інерції;

$W_{ук}$ - опір руху крана від ухилу шляхів.

Визначаємо опір від тертя в ходових частинах крана:

- для навантаженого крана

$$\begin{aligned} W_{mp}^z &= \frac{10^3 \cdot g \cdot (G_{кр} + Q)}{D_{х.к.}} \cdot K_p \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) = \\ &= \frac{10^3 \cdot 9.81 \cdot (55 + 32)}{0.71} \cdot 1.1 \cdot (2 \cdot 0.0008 + 0.015 \cdot 0.15) = 5091 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (3.18)$$

- для порожнього крана

$$\begin{aligned} W_{mp}^n &= \frac{10^3 \cdot g \cdot G_{кр}}{D_{х.к.}} \cdot K_p \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) = \\ &= \frac{10^3 \cdot 9.81 \cdot 55}{0.71} \cdot 1.1 \cdot (2 \cdot 0.0008 + 0.015 \cdot 0.15) = 3218 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (3.19)$$

де $\mu = 0,0008$ м - плече тертя кочення [5];

- $d = (0.2 \dots 0.25)D_{х.к.} = 150$ мм діаметр цапф ходових коліс;

$f = 0.015$ - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса [5];

$K_p = 1.1$ - коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд і торців маточин ходових коліс об головки рейок [5].

Визначаємо силу інерції

- для навантаженого крана

$$W_{ин}^z = 1.2 \cdot 10^3 \cdot (G_{кр} + Q) \cdot [a] = 1.2 \cdot 10^3 \cdot (55 + 32) \cdot 0.1 = 11440 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

- для порожнього крана

$$W_{ин}^n = 1.2 \cdot 10^3 \cdot G_{кр} \cdot [a] = 1.2 \cdot 10^3 \cdot 55 \cdot 0.1 = 6600 \text{ Н}, \quad (3.21)$$

Де $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$ - допустиме прискорення крана при пуску [1].

Визначаємо опір пересуванню крана від ухилу шляхів:

- для навантаженого крана

$$W_{ук}^z = 10^3 \cdot \alpha \cdot (G_{кр} + Q) \cdot g = 10^3 \cdot 0.001 \cdot (55 + 32) \cdot 9.81 = 854 \text{ Н}, \quad (3.22)$$

- для порожнього крана

$$W_{ук}^n = 10^3 \cdot \alpha \cdot G_{кр} \cdot g = 10^3 \cdot 0.001 \cdot 55 \cdot 9.81 = 540 \text{ Н}, \quad (3.23)$$

де $\alpha = 0,001$ - ухил підкранових колій для мостових кранів [5].

Максимальна сила опору руху крана при пуску:

- для навантаженого крана

$$W^z = W_{тр}^z + W_{ин}^z + W_{ук}^z = 5091 + 11440 + 854 = 17385 \text{ Н}, \quad (3.24)$$

- для порожнього крана

$$W^n = W_{тр}^n + W_{ин}^n + W_{ук}^n = 3218 + 6600 + 540 = 10358 \text{ Н}. \quad (3.25)$$

3.3 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна визначаємо з урахуванням інерційних навантажень

$$N = \frac{W^2 \cdot V_{кр}}{10^3 \cdot \psi \cdot \eta_{кр}} = \frac{17385 \cdot 1.4}{10^3 \cdot 1.5 \cdot 0.93} = 17.4 \text{ кВт}, \quad (3.26)$$

де $V_{кр} = 1,4 \text{ м/с}$ - швидкість пересування крана;

$\eta_{кр} = \eta_m \times \eta_p = 0,99 \times 0,94 = 0,93$ - ККД механізму пересування крана;

де $\eta_m = 0,99$ - ККД зубчастої муфти;

$\eta_p = 0,94$ - ККД редуктора;

$\psi = 1,5$ - середня кратність пускового моменту [1].

Необхідна потужність одного двигуна роздільного приводу

$$N_{см} = 0.6 \cdot N = 10.5 \text{ кВт}. \quad (3.27)$$

Вибираємо електродвигун МТФ 311-6, потужність $P_d = 11 \text{ кВт}$; частота обертів $n_d = 945 \text{ об/хв}$ при ПВ 40%; момент інерції двигуна $I_p = 0,229 \text{ кгм}^2$.

Номінальний момент двигуна

$$M_n = \frac{9750 \cdot N_d}{n_d} = \frac{9750 \cdot 11}{945} = 113 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.28)$$

3.4 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по необхідному передаточному числу

$$i_p = \frac{n_d}{n_{х.к.}} = \frac{945}{37.7} = 25,1, \quad (3.29)$$

де

$$n_{х.к.} = \frac{60 \cdot V_{кр}}{\pi \cdot D_{х.к.}} = \frac{60 \cdot 1.4}{3,14 \cdot 0,71} = 37.7 \text{ мин}^{-1}. \quad (3.30)$$

Вибираємо редуктор Ц2-350 з передаточним числом $i_p = 24,9$; передана потужність $N = 18.1 \text{ кВт}$ при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ і ПВ 40%.

Фактична швидкість пересування

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot n_{\partial} \cdot D_{x.k.}}{i_p \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 945 \cdot 0.71}{24.9 \cdot 60} = 1.41 \text{ м/с}, \quad (3.31)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_{\phi} - V_{кр}|}{V_{кр}} \cdot 100\% = \frac{|1.41 - 1.4|}{1.4} \cdot 100\% = 0.7\% \leq [\Delta V] = 5\%. \quad (3.32)$$

3.5 Вибір муфти

Вибір муфти робимо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 111.2 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 174 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.33)$$

де T_H - номінальний момент, що передається муфтою від двигуна до редуктора;

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_{\partial}}{\pi \cdot n_{\partial}} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 11}{3.14 \cdot 945} = 111.2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$K_1 = 1.2$ - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму [11];

$K_2 = 1.3$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму [11].

За розрахунковим моментом вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом діаметр шківа $d_T = 160$ мм, Момент інерції муфти $I_T = 0.15$ кгм² [13].

3.6 Визначення часу розгону

$$t_p = \frac{G \cdot D^2 \cdot n_{\partial} \cdot t_{p.0}}{375 \cdot M_H} \leq [t_p] = 6 \dots 10 \text{ с}, \quad (3.44)$$

де $M_H = 113$ Нм = 11.3 кгм - номінальний момент двигуна;

$t_{p.0} = 1$ с - відносний час розгону знаходиться за графіком [5];

при $\alpha = M_{ст}/M_H = 45,6/113 = 0,4$ - завантаження двигуна щодо номінального моменту двигуна в період пуску;

де

$$M_{ст} = \frac{W_c \cdot D_{х.к.}}{4 \cdot \eta_{кр} \cdot i_p} = \frac{5945 \cdot 0.71}{4 \cdot 0.93 \cdot 24.9} = 45.6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.45)$$

$W_c = W_{тр}^Г + W_{ук}^Г = 5091 + 854 = 5945 \text{ Н}$ - повний опір пересуванню крана при усталеному русі.

Визначаємо час розгону крана з вантажем

$$t_p^e = \frac{38.86 \cdot 945 \cdot 1}{375 \cdot 11.3} = 8.67 \text{ с.}$$

Визначаємо час розгону порожнього крана

$$t_p^n = \frac{15.18 \cdot 945 \cdot 1}{375 \cdot 11.3} = 3.39 \text{ с.}$$

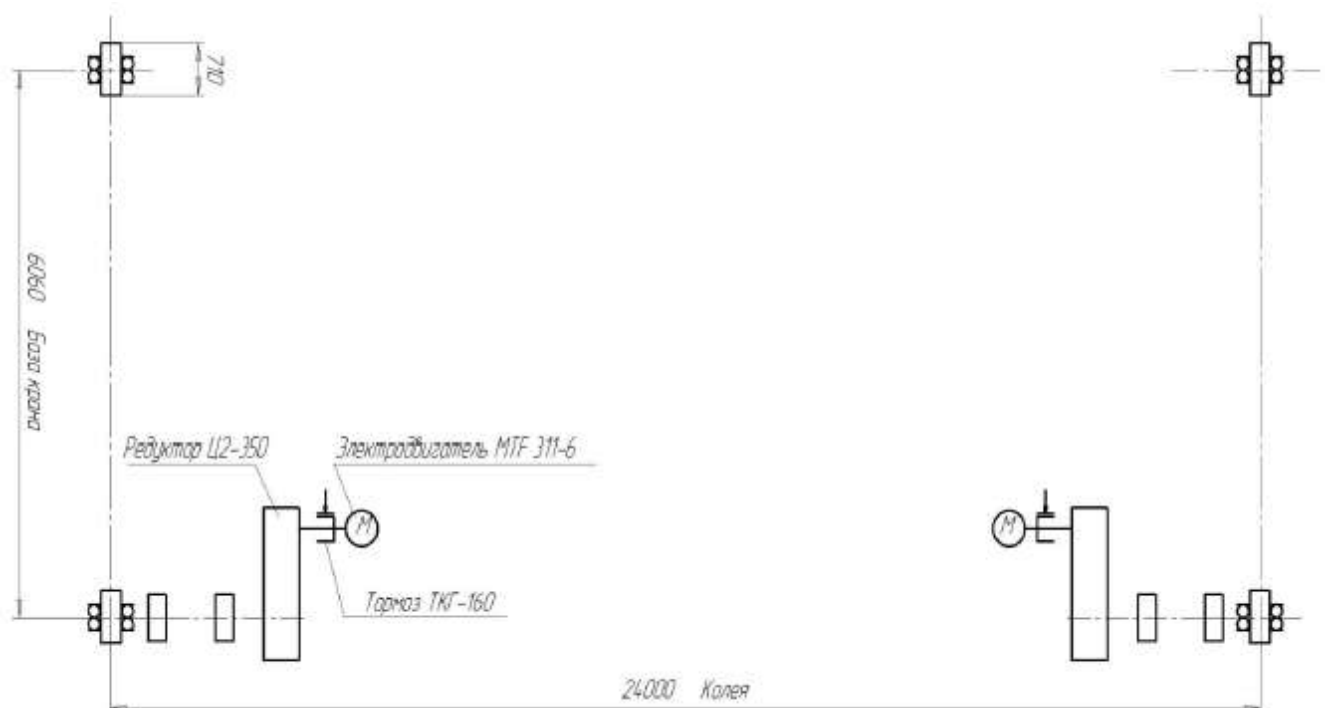


Рисунок 3.3 – Компоновочна схема механізму пересування крана

3.7 Визначення коефіцієнта запасу зчеплення

Коефіцієнт запасу зчеплення обчислюється за формулою:

$$K_{cy} = \frac{\phi}{Z_o \cdot \left(\frac{V}{Z_n \cdot g \cdot t_p^n} + \frac{2 \cdot \mu_1}{D_{x.k.}} \right)} =$$

$$= \frac{0.2}{4 \cdot \left(\frac{1.4}{2 \cdot 9.81 \cdot 3.39} + \frac{2 \cdot 0.0008}{0.71} \right)} = 2.1 > [K_{cy}] = 1.2, \quad (3.46)$$

Де $\phi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою при роботі в приміщенні;

$Z_o = 4$ - кількість коліс загальне;

$Z_n = 2$ - кількість приводних коліс;

t_p^n - час розгону порожнього крану;

3.8 Вибір гальма

Гальмо вибираємо за гальмівним моментом

$$T_T = \frac{W_T \cdot D_{x.k.} \cdot k_T \cdot \eta_{kp}}{2 \cdot i_p} = \frac{3582 \cdot 0.71 \cdot 2 \cdot 0.93}{2 \cdot 24,9} = 94,9 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.47)$$

де W_T - опір пересуванню вантажного візка;

$$W_T = \frac{W_{yx}^z + W_{un}^z - W_{mp}^z}{Z} = \frac{854 + 11400 - 5091}{2} = 3582 \text{ Н} \quad (3.48)$$

Де $Z=2$ - число приводів;

k_T - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму навантаження.

Вибираємо гальмо ТКГ - 160 с найбільшим гальмівним моментом $M_T = 100 \text{ Нм}$, відрегульований на розрахунковий гальмівний момент.

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

4.1 Вибір ходових колес

Так як головний підйом має більші навантаження ніж допоміжний, то розрахунок проводимо за вантажопідйомністю головного підйому за умови, що вони водночас не будуть задіяні.

Вважаємо два ходових колеса візка навантажені рівномірно (рис 4.1), тоді максимальне навантаження на одне колесо буде дорівнювати

$$R_A = g \cdot \frac{G_T \cdot (L_1 + L_3) + Q_{эл} \cdot (L_1 + L_2)}{2 \cdot L_1} =$$

$$= 9.81 \cdot \frac{16.6 \cdot (1600 + 150) + 32 \cdot (1600 + 1000)}{2 \cdot 1600} = 344.1 \text{ кН} \quad (4.1)$$

За максимальним навантаженням на колесо, відповідно до [2], вибираємо колесо $D_{х.к.} = 630$ мм (рейку КР 100), допускане навантаження $P_{max} = 450$ кН при швидкості $V = 1$ М/с . Матеріал колеса сталь 65Г за ГОСТ 14959- 79.

Діаметр цапфи ходового колеса

$$d_{ц1} = (0.2...0.3) \cdot D_{х.к.} = (0.2...0.3) \cdot 630 = 126...189 \text{ мм}, \quad (4.2)$$

Приймаємо діаметр цапфи ходового колеса $d_{ц1} = 150$ мм .

Вважаємо чотири підтримуючи ролики візка навантаженими рівномірно, тоді максимальне навантаження на ролик дорівнює

$$R_B = g \cdot \frac{G_T \cdot L_3 + Q_{эл} \cdot L_2}{4 \cdot L_1} = 9.81 \cdot \frac{16.6 \cdot 150 + 32 \cdot 1000}{4 \cdot 1600} = 50.8 \text{ кН}, \quad (4.3)$$

За максимальним навантаженням, згідно [2] вибираємо колесо $D_{п.р.} = 250$ мм допускне навантаження $P_{max} = 450$ кН при швидкості $V = 1$ м/с. Матеріал колеса сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Діаметр цапфи підтримуючого ролика

$$d_{y2} = (0.2...0.3) \cdot D_{п.р.} = (0.2...0.3) \cdot 250 = 50...75 \text{ мм}, \quad (4.4)$$

Приймаємо діаметр цапфи підтримуючого ролика $d_{y2} = 50$ мм .

4.2 Опір пересуванню

Опір пересуванню крана при сталому русі

$$W = W_{mp} + W_{ин} + W_{ук}. \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} W_{mp} &= 10^4 \cdot (Q_{эл} + G_T) \cdot K_p \cdot \left(\frac{2 \cdot \mu_1 + f \cdot d_{y1}}{D_{х.к.}} + \frac{2 \cdot \mu_2 + f \cdot d_{y2}}{D_{п.р.}} \right) = \\ &= 10^4 \cdot (32 + 16.6) \cdot 2.5 \times \\ &\times \left(\frac{2 \cdot 0.0008 + 0.015 \cdot 0.15}{0.63} + \frac{2 \cdot 0.0003 + 0.015 \cdot 0.05}{0.25} \right) = 13986 \text{ Н} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Де μ_1, μ_2 - коефіцієнти тертя кочення:

μ_1 - для ходового колеса $\varnothing 630$ мм

μ_2 - для колеса $\varnothing 250$ мм [2. табл. 19];

$f = 0.015$ - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення;

$K_p = 2.5$ - коефіцієнт тертя реборд для механізму пересування візка [2].

$W_{ин}$ - сила інерції при допускному прискоренні $[a] = 0.2 \text{ м/с}^2$

$$W_{ин} = 10^3 \cdot (Q_{эл} + G_T) \cdot [a] = 10^3 \cdot (32 + 16.6) \cdot 0.2 = 9720 \text{ Н}. \quad (4.7)$$

$W_{ук}$ - опір від ухилу шляху

$$W_{\text{жк}} = 0.001 \cdot (Q_{\text{эл}} + G_T) \cdot 10^4 = 0.001 \cdot (32 + 16.6) \cdot 10^4 = 486 \text{ Н} \quad (4.8)$$

$$W = 13986 + 9720 + 486 = 24192 \text{ Н}$$

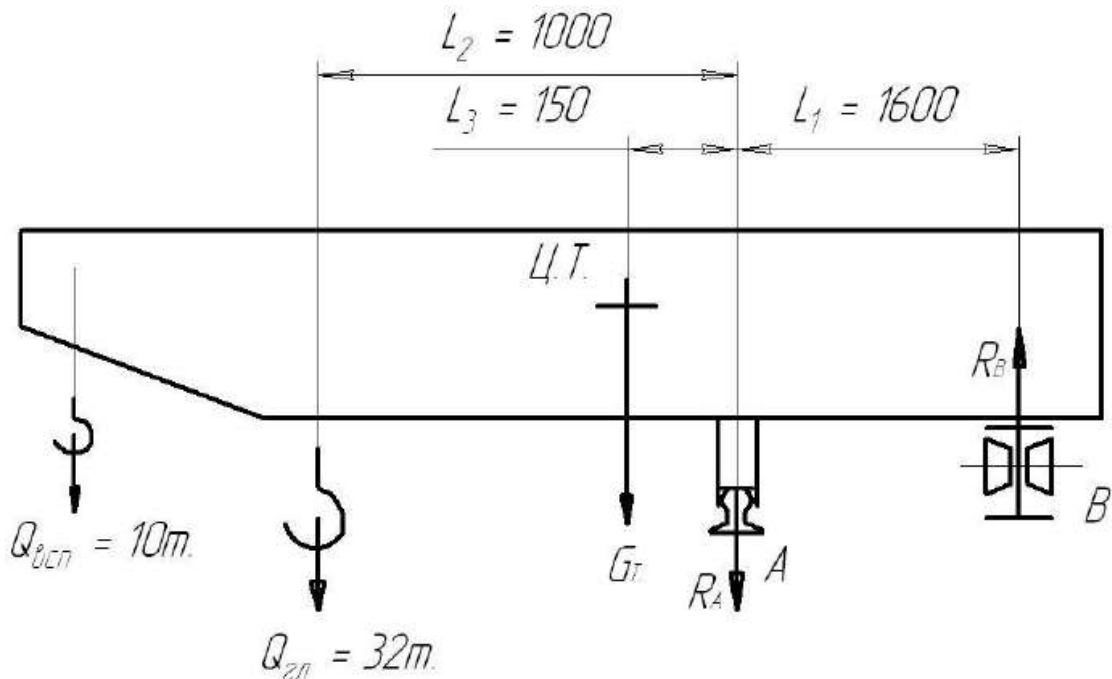


Рисунок 4.1 - Розподіл навантаження на колеса візка

4.3 Вибір електродвигуна

Необхідна потужність електродвигуна

$$P = \frac{W \cdot V_T}{1000 \cdot \eta_T \cdot \psi} = \frac{24192 \cdot 0.76}{1000 \cdot 0.93 \cdot 1.5} = 13.2 \text{ кВт}, \quad (4.9)$$

де $V_T = 0.76 \text{ м/с}$ - швидкість пересування візка;

$\psi = 1.5$ - середня кратність пускового моменту двигуна;

$\eta_T = \eta_m \eta_p = 0.99 \times 0.94 = 0.93$ - ККД механізму,

де $\eta_m = 0.99$ - ККД зубчастої муфти;

$\eta_p = 0.94$ - ККД редуктора.

Конструктивно обрали електродвигун МТФ 312-6 з характеристиками:
потужність $P_d = 15 \text{ кВт}$; $n_d = 955 \text{ хв}^{-1}$ при ПВ 40%; $I_p = 0.312 \text{ кгм}^2$.

4.4 Вибір редуктора

Редуктор обираємо за необхідним передаточним числом

$$i_p = \frac{n_\partial}{n_{x.k.}} = \frac{955}{23.1} = 41.3, \quad (4.10)$$

$$n_{x.k.} = \frac{60 \cdot V_T}{\pi \cdot D_{x.k.}} = \frac{60 \cdot 0.76}{3.14 \cdot 0.63} = 23.1 \text{ мин}^{-1}. \quad (4.11)$$

де

Обираємо редуктор ВКУ610М-40 з передаточним числом $i_p = 41,34$;

$M_T = 8500 \text{ Нм}$.

Фактична швидкість пересування

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot n_\partial \cdot D_{x.k.}}{i_p \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 955 \cdot 0.63}{41.34 \cdot 60} = 0.762 \text{ м/с}, \quad (4.12)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_\phi - V_T|}{V_T} \cdot 100\% = \frac{|0.762 - 0.76|}{0.76} \cdot 100\% = 0.3\% \leq [\Delta V] = 5\%. \quad (4.13)$$

4.5 Вибір муфти

Вибір муфти проводимо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 150 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 234 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.14)$$

де T_H - номінальний момент, що передається муфтою від двигуна до редуктора;

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\partial}{\pi \cdot n_\partial} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 15}{3.14 \cdot 955} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$K_1 = 1,8$ - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму [11];

$K_2 = 1,3$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму [11, с.21].

За розрахунковим моментом обираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом, діаметр шківа $d_T = 160$ мм , момент інерції муфти $I_T = 0,15$ кгм² [13].

4.6 Перевірка електродвигуна

За часом розгону візки з вантажем

$$t_1 = \frac{I_{np} \cdot \omega_p}{T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{3.589 \cdot 100}{225 - 114.6} = 3.3 \text{ с} \leq [t_1] = 4 \dots 6 \text{ с}, \quad (4.15)$$

де I_{np} - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас

$$\begin{aligned} I_{np} = & \delta \cdot (I_p + I_T) + m \cdot \frac{R_{x.k.}^2}{i_p^2 \cdot \eta_T} = 1,2 \cdot (0.312 + 0.15) + \\ & + 48600 \cdot \frac{0,315^2}{41.34^2 \cdot 0,93} = 3.589 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned} \quad (4.16)$$

де $I_p = 0,312 \text{ кгм}^2$ - момент інерції ротора;

$I_T = 0,15 \text{ кгм}^2$ - момент інерції муфт;

$m = 10^3 (G_T + Q_{гл}) = 48600 \text{ кг}$ - маса вантажу і візка;

ω_p - кутова швидкість швидкохідного валу редуктора;

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 100 \text{ с}^{-1}. \quad (4.17)$$

T_n^{cp} - середній пусковий момент;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_n = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega_p} = 1,5 \cdot \frac{10^3 \cdot 15}{100} = 225 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.18)$$

$T_{ст}$ - момент сил опору вантажного візка;

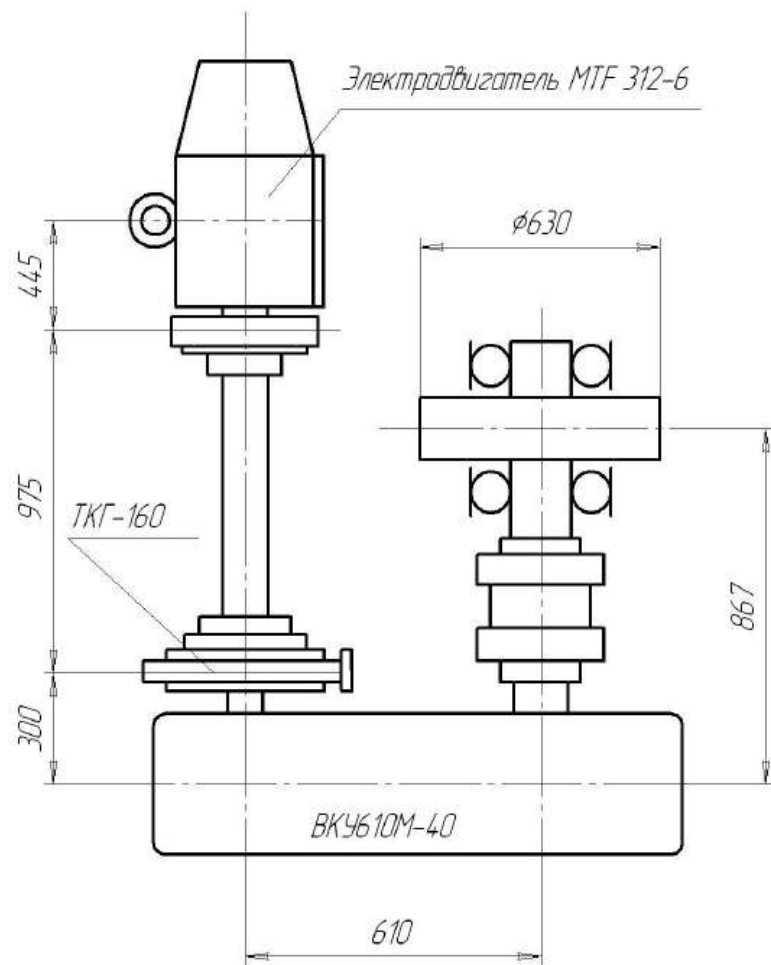


Рисунок 4.2 –Схема компоновки механізму пересування вантажного візка

Перевірка електродвигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна

$$P_3 = k_{25} \cdot j \cdot P_{cm} = 0.75 \cdot 1.12 \cdot 13.2 = 11.1 \text{ кВт} \leq P_{25} = 17.5 \text{ кВт}, \quad (4.20)$$

$$P_{cm} = \frac{W \cdot V_T}{1000 \cdot \eta_T \cdot \psi} = \frac{24192 \cdot 0.76}{1000 \cdot 0.93 \cdot 1.5} = 13.2 \text{ кВт}. \quad (4.21)$$

Розрахунок коефіцієнту запасу зчеплення

Коефіцієнт запасу зчеплення обчислюється за формулою

$$K_{cy} = \frac{\phi}{Z_o \cdot \left(\frac{V}{Z_n \cdot g \cdot t_p'} + \frac{2 \cdot \mu_1}{D_{x.k.}} \right)} =$$

$$= \frac{0.2}{2 \cdot \left(\frac{0.76}{1 \cdot 9.81 \cdot 1.3} + \frac{2 \cdot 0.0008}{0.63} \right)} = 1.6 > [K_{cy}] = 1.2, \quad (4.22)$$

Де $\phi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою при роботі в приміщенні;

$Z_o = 4$ - кількість коліс загальне;

$Z_n = 2$ - кількість приводних коліс;

t_p' - час розгону порожнього крану;

$$t_p' = \frac{I_{np}' \cdot \omega_p}{T_n^{cp} - T_{cm}'} = \frac{2.336 \cdot 100}{225 - 41.8} = 1.3 \text{ с}, \quad (4.23)$$

Де I_{np}' - приведений момент інерції ;

$$I_{np}' = \delta \cdot (I_p + I_m) + \frac{m' \cdot R_{x.k.}^2}{i_p^2 \cdot \eta_T} =$$

$$= 1.2 \cdot (0.312 + 0.763) + \frac{16600 \cdot 0.315^2}{41.14^2 \cdot 0.93} = 2.336 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.24)$$

Де $m' = 10^3 G_T = 16600$ кг - маса порожнього візка;

T_{cm}' - момент сил опору порожнього крану;

$$T_{cm}' = \frac{W_{mp}' \cdot D_{x.k.}}{i_p \cdot \eta_T} = \frac{2536 \cdot 0.63}{41.14 \cdot 0.93} = 41.8 \text{ Н}, \quad (4.25)$$

де W_{mp}' - сумарний опір візка від тертя в опорах при $Q_{гл} = 0$;

$$\begin{aligned}
 W'_{mp} &= k_p \cdot \frac{10^4 \cdot G_T}{D_{x.k.}} \cdot (2 \cdot \mu_1 + f \cdot d_{y1}) = \\
 &= 2,5 \cdot \frac{10^4 \cdot 16,6}{0,63} \cdot (2 \cdot 0,0008 + 0,015 \cdot 0,15) = 2536 \text{ Н}.
 \end{aligned}
 \tag{4.26}$$

4.7 Вибір гальма

Гальмо вибираємо за гальмівним моментом

$$T_T = \frac{W_T \cdot D_{x.k.} \cdot k_T \cdot \eta_T}{2 \cdot i_p} = \frac{7045 \cdot 0,63 \cdot 2 \cdot 0,93}{2 \cdot 41,34} = 98 \text{ Н} \cdot \text{м},
 \tag{4.27}$$

де W_T - опір пересуванню вантажного візка;

$$W_T = \frac{W_{ук} + W_{ин} - W_{mp}}{Z} = \frac{486 + 13986 - 7427}{1} = 7045 \text{ Н}
 \tag{4.28}$$

де $Z=1$ - число приводів;

$k_T = 2$ - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму навантаження.

Вибираємо гальмо ТКГ - 160 з найбільшим гальмівним моментом $M_T = 100 \text{ Нм}$, відрегульований на розрахунковий гальмівний момент.

ВИСНОВОК

Для магістерської роботи об'єктом дослідження є мостовий однобалковий кран вантажопідйомністю $Q = 32/10\text{т}$, який експлуатується на заводі ВАТ "Український графіт" в цеху №1. Мостовий кран призначений для зміни технологічного обладнання, яке бере участь в технологічному процесі та ремонті на обслуговуючому майданчику мундштукового цеху. Маса окремих мундштуків досягає 30 т.

Так як технологічна нитка виробництва пресованої продукції буде істотно вдосконалена і окреме її обладнання буде замінено на більш продуктивне, то ці зміни можуть торкнутися і обслуговуючого крана, а саме: виникне необхідність в більш швидкому темпі обслуговування пресів, для переходу на інший вид продукції, і також пересуванні продукції по території цеху. Але в цьому випадку деякі з швидкісних характеристик крана (швидкість пересування, швидкість головного підйому) будуть не задовольняти виробництво пресованої продукції, а також швидкості її обслуговування.

Вирішення цих питань було представлено в магістерській роботі. Була збільшена швидкість головного підйому за рахунок установки редуктора з меншим передаточним числом, але того ж типорозміру. При цьому всі інші елементи кінематичної схеми (муфти, гальма) залишилися без зміни, що підтверджує розрахунок. Ця реконструкція мостового крана відображається і на економічному показнику, а саме збільшиться тонаж продукції, яку треба переміщати.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Герасимyak Р. П., Лещев В. О. *Аналіз та синтез кранових електромеханічних систем : монографія*. Одеса : ОНМУ, 2008. 188 с.
2. Григоров О. В., Петренко Н. О. *Вантажопідйомна техніка : підручник*. Харків : НТУ «ХП», 2011. 304 с.
3. Ковальчук В. О., Пашинський М. В. *Розрахунок та конструювання кранових механізмів : навчальний посібник*. Дніпро : НТУ «Дніпровська політехніка», 2019. 142 с.
4. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. *Динаміка та оптимізація вантажопідйомних машин : монографія*. Київ : КНУБА, 2014. 256 с.
5. Малащенко В. О., Павлице В. Т. *Деталі машин : підручник*. Львів : Новий Світ-2000, 2021. 364 с.
6. Онищенко О. Г., Матвієнко О. М. *Машини та обладнання для підйомно-транспортних робіт : навч. посібник*. Полтава : ПолтНТУ, 2015. 210 с.
7. Панасюк В. В., Романович С. С. *Надійність та довговічність елементів кранових конструкцій в умовах інтенсивної експлуатації. Фізико-хімічна механіка матеріалів*. Львів, 2016. № 4. С. 45–52.
8. Рагулін В. М., Сукач М. К. *Будівельні та підйомно-транспортні машини : підручник*. Київ : Вік, 2012. 432 с.
9. Ракша С. В., Кузнецов О. В. *Дослідження динамічних навантажень у механізмах пересування мостових кранів при пуску. Наука та прогрес транспорту*. Дніпро, 2017. № 3 (69). С. 112–121.
10. Сав'як Р. С., Попович О. М. *Електропривод підйомно-транспортних механізмів : навч. посібник*. Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2018. 168 с.
11. Сірий О. А., Клименко Г. П. *Проектування металоконструкцій однобалкових мостових кранів коробчастого перерізу. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. Краматорськ, 2015. № 2 (35). С. 88–93.

12. Соколов Р. О., Федоренко В. М. *Модернізація промислових мостових кранів важкого режиму роботи. Технічна інженерія*. Житомир : ЖДТУ, 2020. № 1 (85). С. 134–141.
13. Тітов В. О., Бондаренко І. В. *Вантажопідйомні та транспортні машини промислових підприємств : підручник*. Запоріжжя : ЗНТУ, 2013. 320 с.
14. Хільчевський В. В. *Нарисна механіка та деталі підйомних машин : навч. посібник*. Київ : Вища школа, 2010. 275 с.