

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Факультет (НПІ) **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

УДК 621.874

ПОГОДЖЕНО **ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**
Декан факультету (Директор НПІ) Завідувач кафедри
конструювання та дизайну конструювання машин і обладнання
(назва факультету (НПІ)) (назва кафедри)

Зіновій РУЖИЛО
(підпис) (ПІБ)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (ПІБ)

“ ” 2023 р.

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ КОНСОЛЬНОГО
ПОВНОПОВОРОТНОГО КРАНА НА КОЛІНІ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Обладнання лісового комплексу
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми
к.т.н, доцент
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) Олександр БАЙНІЙ (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н, професор
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН (ПІБ)

к.т.н
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Анастасія ЛЯШКО (ПІБ)

Виконав
(підпис)

Владислав СІКОРА (ПІБ студента)

КИЇВ 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Факультет (ФНП) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
конструювання машин і обладнання
д.т.н., професор Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий/ступінь, (підпис) (ІПБ)
вчене звання)
“29” березня 2023 року

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Сікорі Владиславу Леонідовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)
Освітня програма Обладнання лісового комплексу
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ
КОНСОЛЬНОГО ПОВНОПОВОРОТНОГО КРАНА НА КОЛОНІ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “28” березня 2023 р. № 465 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2023.11.01
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування
повноповоротного крана, вантажопідйомність, висота підйому

Перелік питань, які потрібно розробити:

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Проаналізувати існуючі конструкції консольних кранів.
2. Розробити і розрахувати конструкцію консольного крана згідно вихідних даних.
3. Провести динамічний аналіз руху механізму підйому.
4. Оптимізувати режим пуску механізму підйому.
5. Розробити заходи з охорони праці.
6. Провести економічні розрахунки

Дата видачі завдання “29 березня 2023 р.

Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи

Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анастасія ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання
(підпис) (прізвище та ініціали студента) Владислав СІКОРА

ЗМІСТ

НУБІП І УКРАЇНИ	
ЗМІСТ.....	3

РЕФЕРАТ.....	5
--------------	---

НУБІП УКРАЇНИ	
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ КРАНІВ СТРІЛОВОГО ТИПУ.....	7

1.1. Загальні відомості про стрілові крани.....	7
---	---

1.2. Класифікація та характеристика баштових кранів.....	8
--	---

1.3. Конструкції кранів.....	14
------------------------------	----

НУБІП УКРАЇНИ	
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЗМІВ.....	24

2.1. Механізм підйому вантажу.....	24
------------------------------------	----

2.2. Мегалоконструкція крана.....	41
-----------------------------------	----

2.3. Механізм пересування візка.....	50
--------------------------------------	----

НУБІП УКРАЇНИ	
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ....	56

3.1. Загальні відомості про моделювання технічної системи.....	56
--	----

3.2. Побудова динамічної моделі механізму підйому вантажу.....	59
--	----

3.3. Побудова математичної моделі механізму підйому вантажу.....	64
--	----

3.4. Динамічний аналіз руху механізму підйому вантажу.....	65
--	----

3.5. Висновки до розділу.....	70
-------------------------------	----

НУБІП УКРАЇНИ	
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	72

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажу.....	72
---	----

4.2. Визначення оптимального режиму пуску механізму підйому.....	73
--	----

4.3. Результати оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажу.....	76
---	----

4.4. Висновки до розділу.....	80
-------------------------------	----

НУБІП УКРАЇНИ	
---------------	--

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	81
НУБІП України	
5.1. Запобігання небезпечному підйому.....	81
5.2. Запобігання зіткненням.....	81

5.3. Сигнали руками.....	82
--------------------------	----

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	85
НУБІП України	
ВИСНОВКИ.....	90

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РЕФЕРАТ

НУБІП УКРАЇНИ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки, що містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел та додатків. Магістерська робота представлена на 66 аркушах комп'ютерного

тексту.

НУБІП УКРАЇНИ

В першому розділі магістерської роботи розглянуто загальні відомості про консольні крани, а також конструкції стрілових кранів загального призначення та баштових кранів.

та баштових кранів.

НУБІП УКРАЇНИ

В другому розділі магістерської роботи розроблено конструкцію та проведено розрахунок механізму підйому вантажу, обрано складові елементи приводного механізму. Також розраховано з'єднання та з'єднань та

металоконструкції крана.

НУБІП УКРАЇНИ

В третьому розділі роботи побудовано динамічну та математичну моделі механізму підйому, а також проведено динамічний аналіз його руху. Визначено динамічні навантаження в тяговому органі та коливання вантажу і елементів

приводу.

НУБІП УКРАЇНИ

В четвертому розділі магістерської роботи здійснено оптимізацію режиму пуску механізму підйому вантажу, яка дозволила усунути коливання вантажу та знизити навантаження в тяговому органі.

В розділі охорона праці розроблені заходи, які створюють умови запобігання небезпечних ситуацій, при підйомі та опусканні вантажу стріловим краном, а також запобігання зіткнення з різними перешкодами.

Також в магістерській кваліфікаційній роботі виконано розрахунок економічної доцільності розробленої конструкції стрілового крана на поворотній колоні.

НУБІП УКРАЇНИ

Ключові слова: консольний кран, механізм підйому, динамічний аналіз, критерій, оптимізація.

ВСТУП

У магістерській роботі запропоновано розробити довгоповоротний кран зі змінним вильотом вантажу.

Запропонована конструкція крана складається з поворотної колони та стріли, по якій на чотирьох колесах, два з яких привідні, переміщується привідний візок з механізмом підйому вантажу. В якості механізму підйому використовується електротельфер.

Електротельфер складається з фланцевого електродвигуна, барабана, який вбудовано хвильовий редуктор та дискове фрикційне електромагнітне гальмо.

Механізм зміни вильоту пересуває тельфер вздовж стріли крана. Захоплення вантажу здійснюється за допомогою гакової підвіски. Один кінець підйомного канату закріплено на корпусі тельфера, а інший намотується на барабан.

Стріла кріпиться до колони, що обертається навколо власної осі. Кран кріпиться до основи жорстко за допомогою фундаментних болтів.

Для розробленої конструкції крана проведені кінематичні, енергетичні та силові розрахунки механізмів стрілового крана.

Проведено динамічний аналіз роботи механізму підйому вантажу, який показав наявність коливань в елементах крана та значних динамічних навантажень в тяговому органі.

Для усунення коливань та мінімізації динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску механізму підйому вантажу.

Розроблено заходи з охорони праці при роботі стрілового крана, а також проведені економічні розрахунки щодо доцільності розробленої конструкції крана.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КРАНІВ СТРІЛОВОГО ТИПУ

1.1. Загальні відомості про стрілові крани

У будівельних, промислових, транспортних та інших підприємствах, з метою механізації підйомно-транспортних операцій широко використовуються стрілові крани. До цих кранів відносяться баштові, стрілові самохідні, порталні, щоглові, консольні та інші крани. Особливостями цих кранів є те, що вони можуть переміщувати вантажі в просторі в певній зоні в залежності від параметрів виду обладнання, що застосовується в конструкції крана: ходового, підйомного, стрілового, а також характеру та умов його використання при монтажних, перевантажувальних та інших роботах в тому числі з використанням грейферного механізму.

У житловому та цивільному будівництві за допомогою баштових кранів ведуться основні будівельно-монтажні роботи: встановлення та монтаж фундаментних та стінових блоків, колон, плит перекриттів та габаритних елементів, а також підйом на будівлю різних будівельних матеріалів. У промисловому будівництві, крім будівельних робіт, баштовими та самохідними кранами ведуться всі роботи з монтажу великогабаритного промислового обладнання, тощо. У гідротехнічному будівництві за допомогою баштових стрілових кранів здійснюються роботи з встановлення арматурних каркасів, арматури, залізобетонних елементів греблі та укладання бетонної суміші в греблю. При монтажі трубопроводів тракторними кранами-трубоукладачами виконуються роботи з підйому зварених трубопроводів при їх технологічній обробці з укладання в траншею.

НУБІП УКРАЇНИ

До вантажопідіймальних кранів стрілового типу висуваються техніко-експлуатаційні вимоги: вони повинні бути пристосовані для переміщення з одного будівельного майданчика на інший. Причому самохідні крани всередині будівельного майданчика повинні переміщатись між окремими об'єктами.

НУБІП УКРАЇНИ

Вантажопідіймним самохідним кранам необхідне автономне енергопостачання, однак у разі тривалого використання на одному місці вони повинні пристосовуватись до живлення від зовнішньої електромережі.

НУБІП УКРАЇНИ

Вантажопідіймні крани стрілового типу повинні бути обладнані контрольно-запобіжним обладнанням, що забезпечує безпеку роботи та високу продуктивність виконання перевантажувальних та монтажних робіт. Доцільно, щоб приводикранових механізмів, що застосовуються на монтажних роботах, мали систем керування, які б забезпечували глибоке регулювання швидкості та здійснювали плавний рух.

НУБІП УКРАЇНИ

1.2. Класифікація та характеристика баштових кранів

НУБІП УКРАЇНИ

Баштовими кранами називають вантажопідіймні машини, у яких несучою конструкцією є висока вежа із встановленою у верхній частині стрілою, що обертається на кут 360° у плані. У стрілових кранів вантаж, що піднімається, знаходиться поза опорним контуром. З однієї позиції цими кранами

НУБІП УКРАЇНИ

обслуговується кільцева площа з радіусами R_{max} і R_{min} , що є граничними вильотами вантажу. Баштові крани є з основних вантажопідіймних обладнань, що використовуються для виконання будівельно-монтажних робіт. Поєднання вежі зі стрілою Г-подібної форми

НУБІП УКРАЇНИ

забезпечує найкраще охоплення споруд при укладанні штучних вантажів на різних відмітках від рівня основи.

НУБІП УКРАЇНИ

У житловому будівництві застосовують баштові крани вантажопідіймністю 5... 12,5 т і до 25 т для підйому та монтажу елементів

будівель, подачі будівельних матеріалів та переміщення вантажів. У промисловому будівництві при монтажі конструкцій та важкого промислового обладнання використовують баштові крани вантажопідйомність до 50 т.

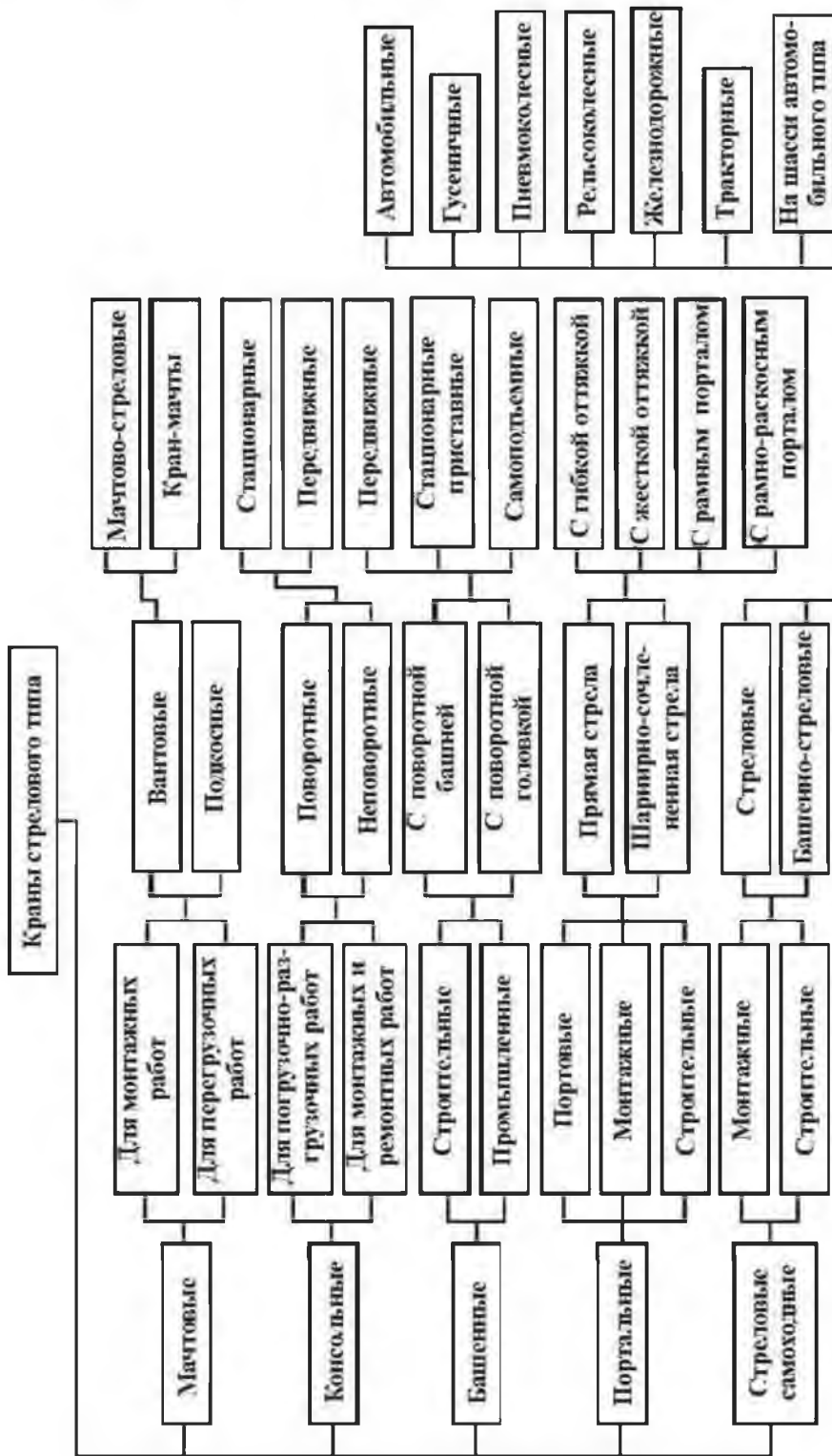


Рис. 1.1. Класифікація кранів стрілового типу

Баштові крани бувають пересувними – на рейковому і рідше на пневмоколісному ході, стаціонарними (прикріпленими до будівлі та встановленими на фундаменті) та

самопідйомними, що застосовуються при будівництві висотних, з металевим каркасом будівель та інших об'єктів. Пересувні крани можуть бути з

неповоротною вежею, але з поворотним оголовком, на якому встановлена стріла, а також з поворотною вежею, яка встановлюється на поворотній платформі крана. Виліт вантажу змінюється підйомом стріли або пересуванням вантажного

візка по горизонтальній балочній стрілі. У першому випадку

вантажопідйомність крана Q на різних вильотах буде змінною. Її визначають із забезпеченням сталого вантажного моменту

$$Q_{\min} \cdot R_{\max} = Q_{\max} \cdot R_{\min},$$

що є у стрілових кранів важливим, після вантажопідйомності, параметром.

У другому випадку вантажопідйомність Q беруть постійною на всіх вильотах вантажу.

Будівельні баштові крани стандартизовані. За призначенням вони бувають:

виробничими – для цивільного, промислового та гідротехнічного будівництва, а

також монтажними – для монтажу обладнання. Вони в основному відрізняються величинами вантажопідйомності Q , вантажного моменту $M_{ван}$ =

$Q \cdot R$ і висотою підйому вантажу H , яка може бути різною при тих самих величинах Q і $M_{ван}$.

Металоконструкція баштового крана складається із стріли, башти, поворотної платформи, прогивагової консолі та неповоротної рами. На баштових

кранах застосовують проктні конструкції. Стріли виготовляють із кутового прокату або з труб. Пояси між собою пов'язані розкосами.

Стріли баштових кранів класифікують за способом зміни вильоту на підйомні та балочні, а за конструкцією – на решітчасті та суцільні стінчасті.

Найбільшого поширення набули прямі підйомні стріли, стріловий розчал яких

прикріплений до осей блоків на оголовку стріли (рис. 1.2 а). Іншим різновидом є консольна підйомна стріла крана (рис. 1.2 б). Виліт на цьому крані у робочому положенні змінюють за допомогою гідропідвісних циліндрів. У деяких випадках для збільшення висоти підйому або вильоту і раціональнішого використання простору на підйомних стрілах встановлюють гуськи (рис. 1.2, в).

Підйомні стріли виконують решітчастими. Для цих конструкцій застосовують кутові та трубчасті профілі. Поперечні перерізи кутових стріл прямокутні (рис. 1.2, з), а трубчастих — прямокутні (рис. 1.2 ж) і трикутні (рис. 1.2 і). Кращими є трубчасті стріли тригранного перерізу, тому що вони мають

меншу масу, ніж чотиригранні, і менш трудомісткі у виготовленні. Балкові стріли здебільшого виконують однопідвісними. Двоніжні (рис. 1.2, г) і багатопідвісна стріли набули поширення тільки на кранах з великими вильотами, більше 45 м. Це пояснюється тим, що через статичну невизначеність для надійної роботи потрібна велика точність виготовлення і ретельне регулювання натягу підвісок.

Іноді застосовують мелотонедібні стріли (рис. 6.2, д). Їхня перевага — у простоті розрахункової та конструктивної схем; для низки кранів їх легко уніфікувати. Шарнірно-зчленована стріла (рис. 1.2, е) дозволяє будувати основну частину споруди, використовуючи великий виліт, а висотну частину — з вигнутою стрілою, по верхній частині якої переміщується вантажний візок. Балочні стріли виконують із поперечним перерізом із різних профілів. На рис. 1.2, й, показані поперечні перерізи стріл сучасних кранів, що отримали найбільшого поширення.

Вони тригранні, вантажні візки переміщуються нижніми поясами. Елементи грат таких стріл, вибираються за граничною гнучкістю і виконують із труб. Такі профілі в порівнянні з іншими профілями мають кращі аеродинамічні властивості, що приводить до зниження навантаження на стрілу з площини підвісу для стріл значної довжини.

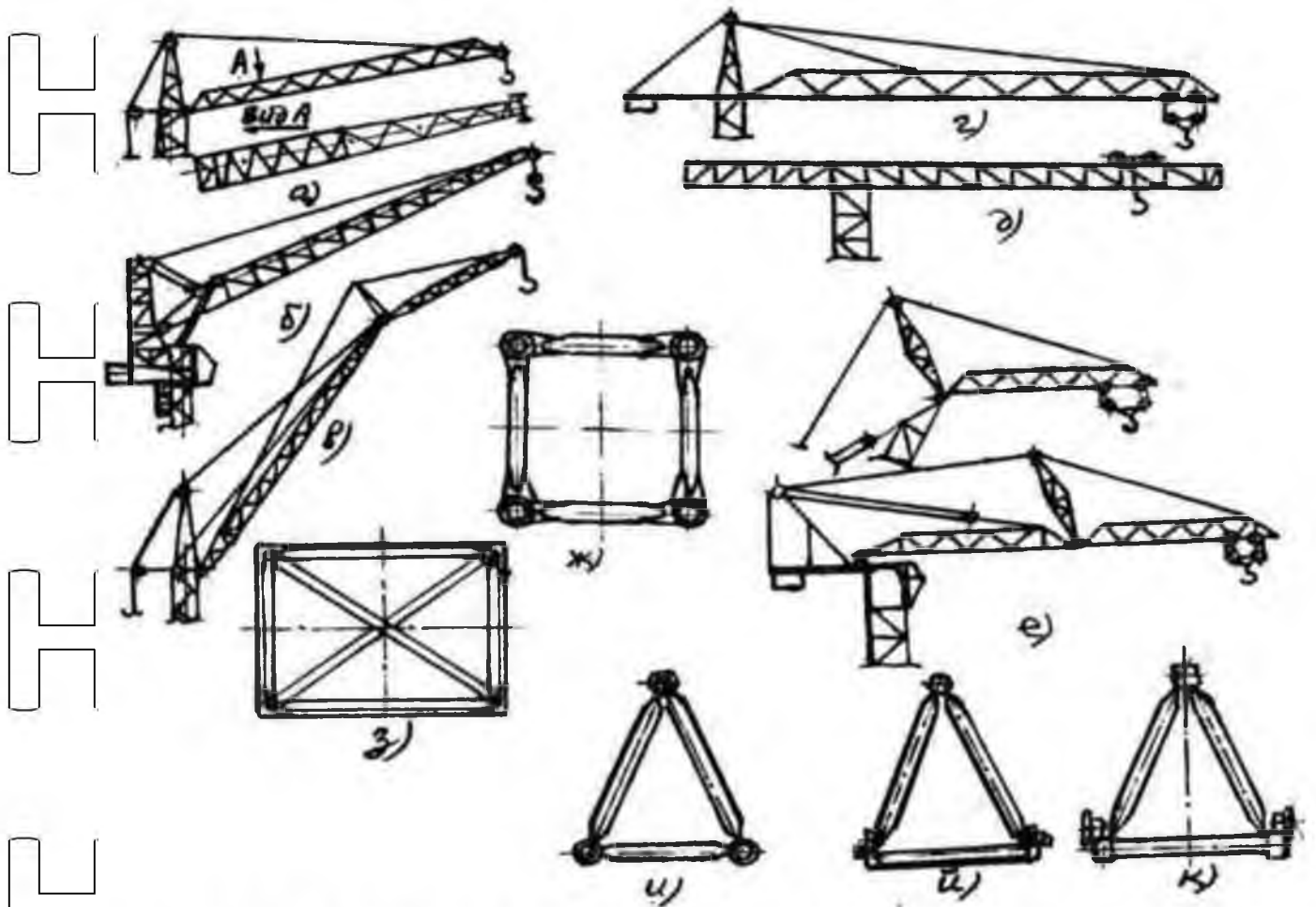


Рис. 6.2. Схеми підйомних (а, б, в) та балкових (г, д, е) стріл та їх перерізів: а - пряма; б - консольна; в, е - шарнірно-зчленовані; г - дво підвісна; д - молотоподібна; перерізу стріл: ж - трубчастою; з - кутової; и - трубчастої тригранної; й - те саме, з нижнім поясом із куточків, к - те ж, пояси коробчасті, розкоси з труб

Башти кранів при з'єднанні зі стрілою розділені на дві групи: поворотні та неповоротні. У першому випадку стріла обертається разом із вежею щодо опорних частин, у другому - стріла обертається щодо вежі. Неповоротні вежі поєднуються з верхнім розташуванням противаги, а поворотні - з верхнім та нижнім його розташуванням. Обидва типи веж виконують постійної або змінної висоти. Башти змінної висоти застосовують такими, що складаються (рис. 1.3, а), телескопічними (рис. 1.3, б), або такими, що підросшуються знизу (рис. 1.3, в) або нарощуються зверху (рис. 1.3, г).

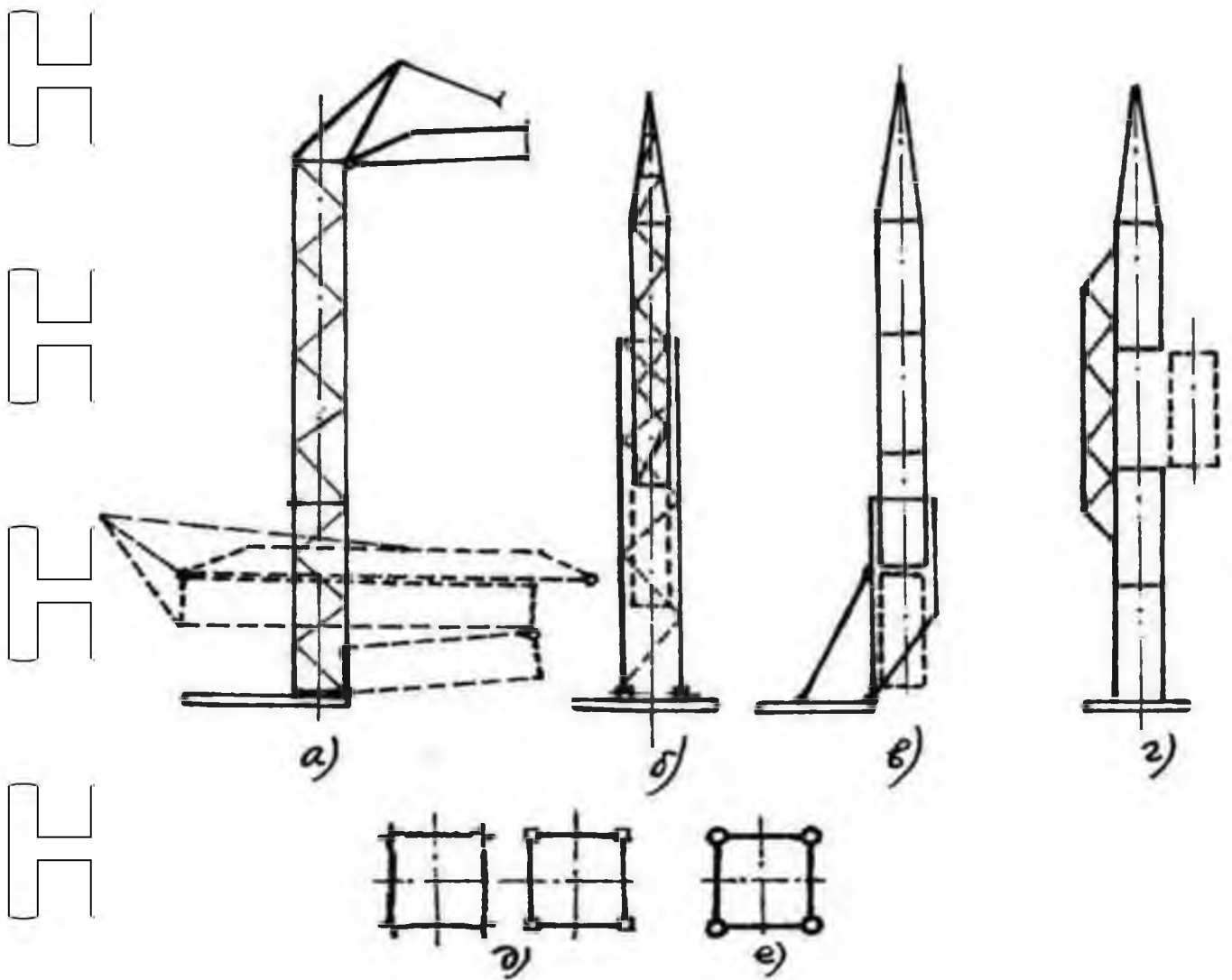


Рис. 1.3. Схеми веж змінної висоти: а - що складається; б - телескопічна; в - збільшується знизу; г - нарощувана зверху; д - перетин вежі з плоских куткових панелей; е - те саме, з трубчастих панелей

Найчастіше поперечний переріз вежі має вигляд прямокутника, рідше - кола і трикутника.

Необхідність зміни висоти веж наклало відбиток з їхньої конструкцію.

Секції веж в залежності від прийнятого способу монтажу виконують об'ємними

цільнозварними або збірними з плоских або об'ємних панелей та окремих деталей. На рис. 1.3. д, е показано кілька варіантів секцій вежі, що збираються з окремих панелей.

Для виготовлення веж використовують як вуглецеві сталі звичайної якості, так і низьколеговані. В результаті утворюються "бісталіні" конструкції, у яких пояси з низьколегованої сталі, а елементи решітки, що вибирається по гнучкості, з вуглецевої сталі звичайної якості. Виготовляють вежі з різних профілів, наприклад, пояси роблять із кутників, а розкоси - із труб (круглих або прямокутних) або гнучого профілю. Для виготовлення стріли застосовують вуглецеві сталі звичайної якості, а також низьколеговані сталі.

У будівництві найбільшого поширення набули баштові крани з поворотною вежею (на поворотній платформі) і з поворотним оголовком (з неповоротною вежею).

1.3. Конструкції кранів

У кранах з поворотною вежею порівняно з кранами з поворотним оголовком маса високорозташованих елементів менша, а, отже, і нижче розташований загальний центр мас, що сприяє зменшенню загальної маси крана, підвищенню зручності його транспортування, монтажу тощо. У такого крана гратчаста (або трубчаста) вежа 10 (рис. 1.4) кріпиться до поворотної платформи 3, яка через опорно-поворотний пристрій 14 спирається на ходову частину 1.

На поворотній платформі розміщуються: противага 4, вантажна 12 та стрілова 11 лебідки і механізм обертання поворотної платформи 13. Стріла 8 кріпиться шарнірно до вежі і утримується канатними тягами, які через напрямні блоки з'єднані з рухомою обоймою стрілового поліспасти 5, поліспастом 16 за допомогою вантажної лебідки та гакової підвіски. Управління краном ведеться із кабіни 9. Зміна вильоту вантажу здійснюється нахилом стріли.

У баштових кранах для механізму підйому вантажу в залежності від вантажопідйомності застосовують одинарні та здвоєні поліспасти дво-три-чотири- та більшої кратності.

У кранах з вантажним моментом 250 кНм і більше здійснюють горизонтальний хід підвіски 7 вантажної (рис. 1.4) при зміні вильоту вантажу. Для цього одну гілку підйомного каната (рис. 1.5), що огинає блок 5 оголовка стріли і блок 6 оголовка вежі, закріплюють на барабані 7 вантажопідйомної лебідки, а іншу гілку - на конусній частині барабана 3 стрілопідйомної лебідки.

При підйомі стріли рухома гілка канату стрілового поліспасти навиватиметься на барабан 3, а гілка вантажного поліспасти - звиватиметься з нього.

Відповідним підбором кратності поліспасти і вибором діаметра і конфігурації барабана стрілопідйомної лебідки (наприклад, при конічному барабані) можна забезпечити близький до горизонталі хід гака при зміні вильоту стріли.

Поворотна платформа крана 3 (рис. 1.4) через опорно-поворотний пристрій 14 роликового або кулькового типу спирається на неповоротну раму 1. Конструкція опорної частини крана (рис. 1.6, а), включає нижню ходову раму 3, шарнірні кронштейни 2 і чотири ходові візки 1. У робочому положенні ходові візки утримуються важелями 5 відповідно до ширини рейкової колії. У транспортному положенні візки встановлюють уздовж поздовжньої осі, зменшуючи ширину неповоротної частини крана.

Шарнірне кріплення візків з ходовою рамою забезпечує крану можливість переміщення криволінійним шляхом і не вимагає демонтажу візків при переведенні крана в транспортне положення. Для кращого вписування в криві ділянки шляху приводні ходові візки розташовують з одного боку крана.

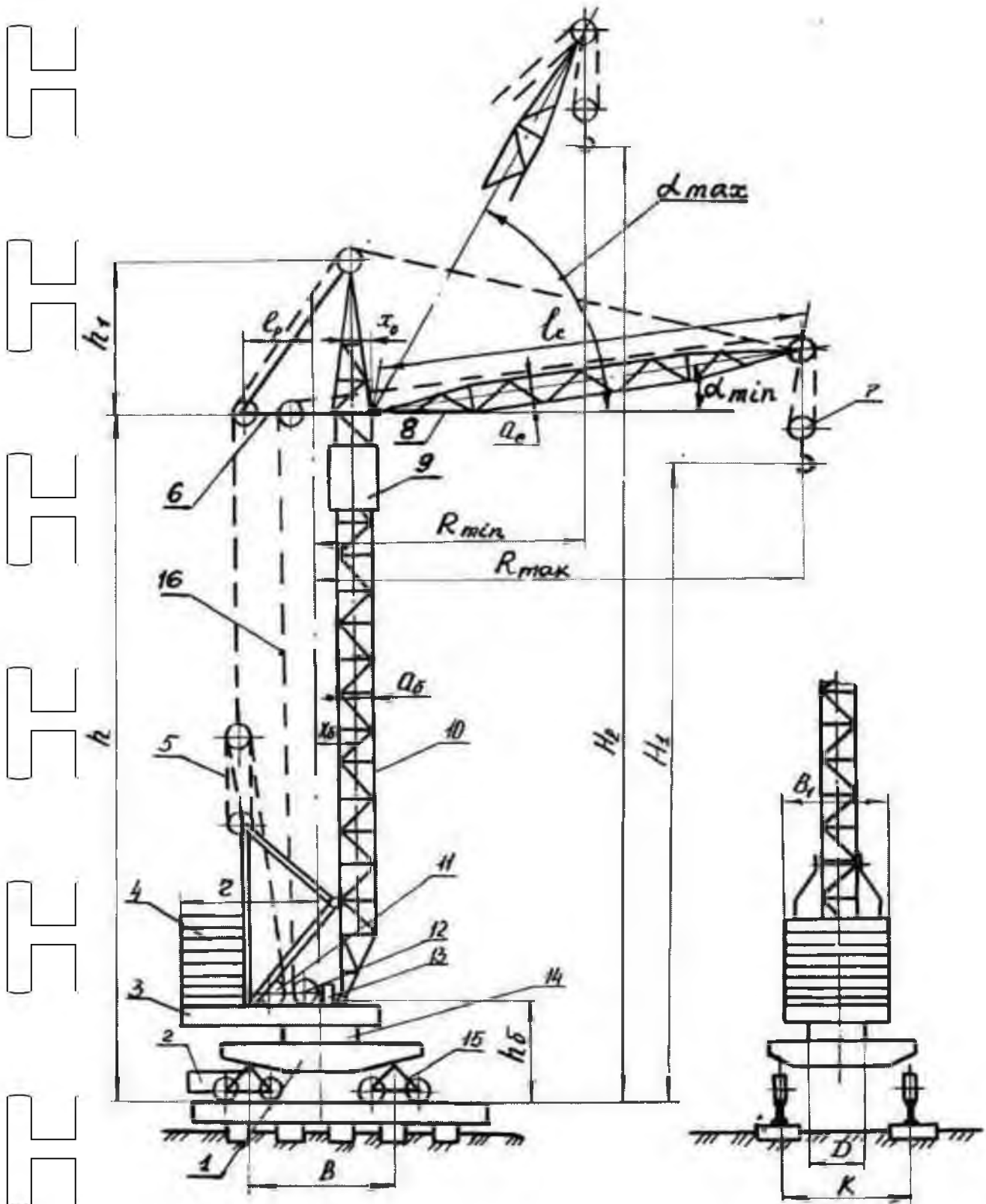


Рисунок 1.4 - Схема баштового крану з поворотною вежею: 1 - ходова рама; 2, 15 - ходові візки; 3 - поворотна платформа; 4 - противагу; 5, 16 - стріловий та вантажний підіп'ясти відповідно, 6 - відвідна стійка; 7 - гакова підвіска; 8 - стріла.

НУБІП УКРАЇНИ

9-кабіна; 10-вежа; 11, 12 - стрілова та вантажна лебідки відповідно; 13 - лебідка
обертання крана; 14- опорно-поворотний пристрій

НУБІП України

Ходові візки (привідні та непривідні) можуть мати два, три та більше ходових коліс (рис. 1.6, б). Для рівномірного розподілу навантажень між колесами вони поєднуються в балансири візки. Механізм пересування приводних ходових візків (рис. 1.6, в) складається з електродвигуна 10, муфти з гальмом 9, редуктора 8 і відкритої зубчастої передачі 6, що призводить до обертання ходові колеса 7. На ходовій рамі вертикальні та горизонтальні зусилля від поворотної частини крана.

НУБІП України

НУБІП України

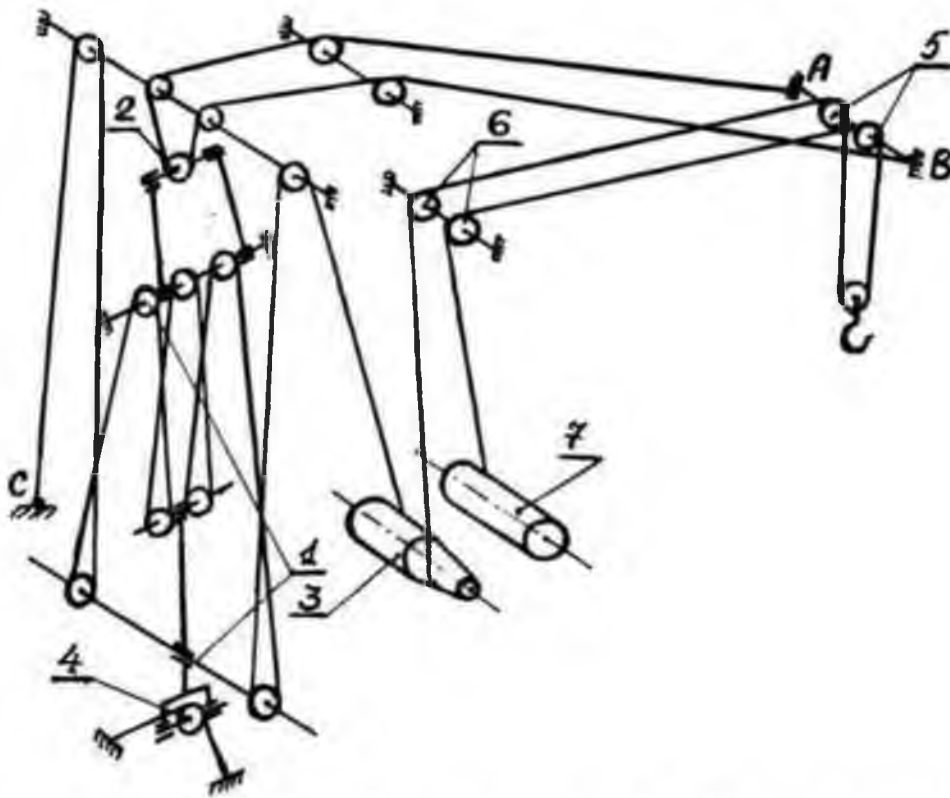


Рисунок 1.5 - Схема запасування канатів вантажного та стрілового поліспастів крана з поворотною баштою

НУБІП України

У крана з неповоротною вежею та горизонтальною стрілою (рис. 1.7) вежа 10 через опорну частину - раму 1 (або портал) - встановлена на ходові візки 2 та 15, які переміщують кран по рейковій колії. На опорній частині розташований баласт 4, що забезпечує стійкість крана в робочому та неробочому станах.

Поворотний оголовок 16 спирається на верхню секцію вежі через опорно-поворотний пристрій 14. Стріла 8 і противага консоль 17 шарнірно закріплені на поворотному оголовку і утримуються розтяжками 5 і 3. На противаговій консолі розміщена вантажна лебідка 12, 18, яка врівноважує верхню частину крана. По нижньому поясі стріли переміщується вантажна каретка 7 за допомогою тягової лебідки 6, розташованої всередині кореневої секції стріли.

Шарнірне кріплення візків з ходовою рамою забезпечує крану можливість переміщення по криволінійному шляху і не вимагає демонтажу візків при переведенні крана в транспортне положення. Для кращого вписування в криві ділянки шляху приводні ходові візки розташовують з одного боку крана.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

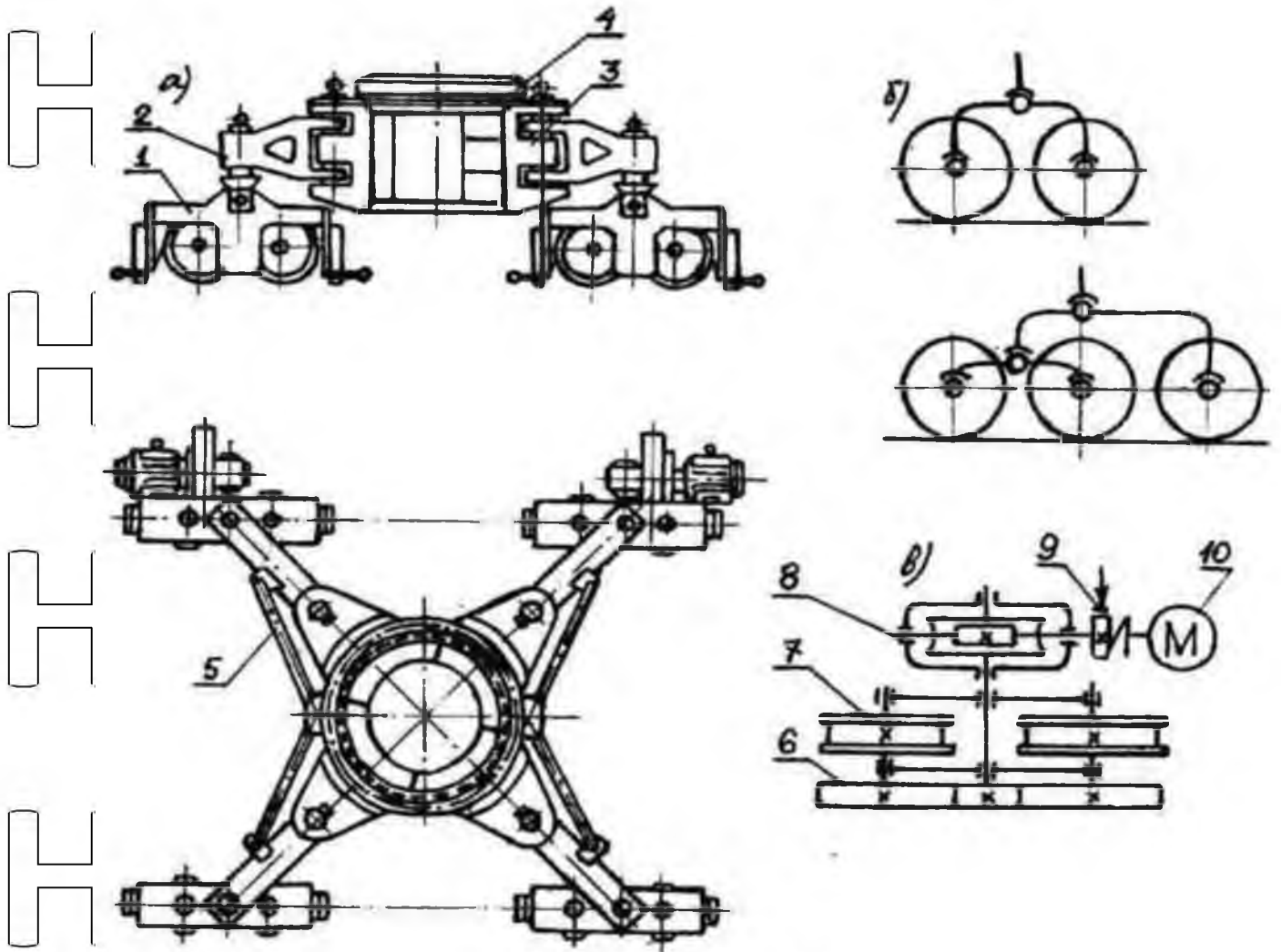


Рисунок 1.6 - Опорна частина баштових кранів із поворотною платформою: а - загальний вигляд; б - схема балансирних ходових візків; в - кінематична схема механізму пересування. 1- ходовий візок; 2 - шарнірний кронштейн; 3- ходова рама; 4- опорно-поворотний пристрій; 5 - тяга; 6 - зубчаста передача; 7- ходове колесо; 8- черв'ячний редуктор; 9- муфта з гальмом; 10 - електродвигун

При будівництві висотних споруд (висотою 150 м і більше) застосовують приставні (стаціонарні) баштові крани (рис. 1.8, а). Вони виконуються з поворотним оголовком, горизонтальною стрілою і вантажною кареткою, що переміщається по ній. Приставні крани вмонтовують на фундаменті.

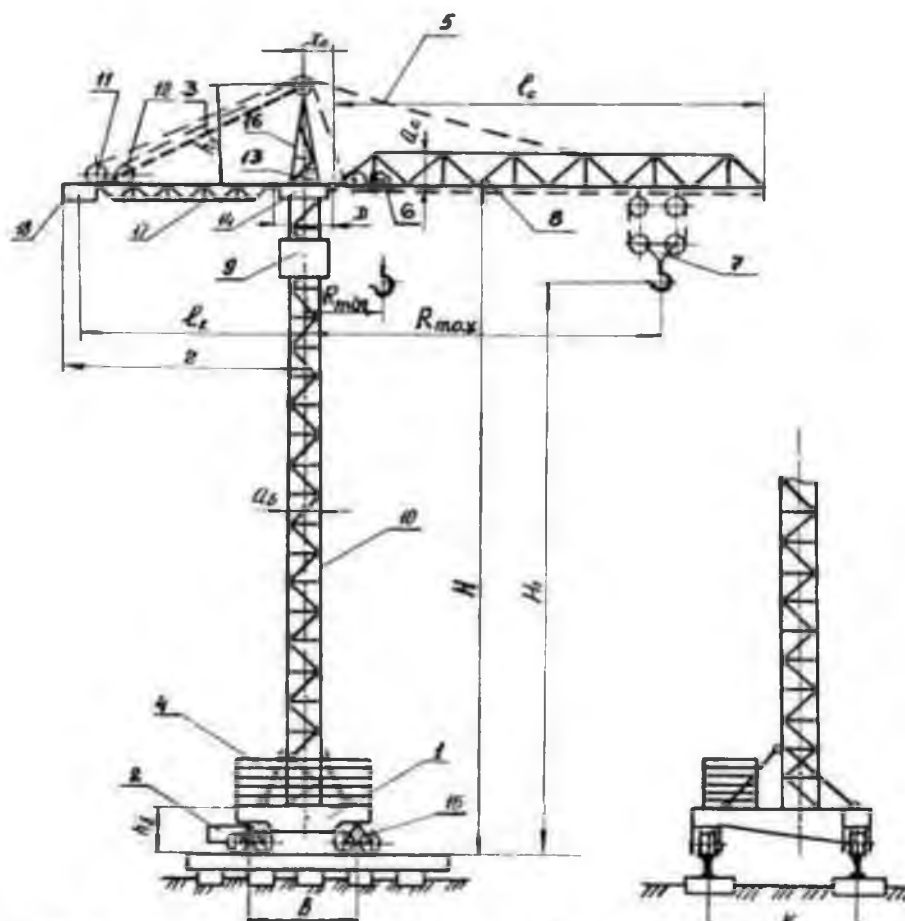


Рисунок 1.7 - Схема баштового крана з неповоротною вежею: 1 - ходова рама; 2, 15 - ходові візки; 3 - розтяжка; 4 - баласт; 5 - стріловий розчал; 6 - тягова лебідка; 7 - гакова підвіска; 8 - стріла; 9 - кабіна; 10 - вежа; 11 - стрілова лебідка; 12 - вантажна лебідка; 13 - лебідка повороту стріли; 14 - опорно-поворотний пристрій; 16 - поворотний оголовок; 17 - протизага консолю; 18 - протизага

Збільшення висоти башти кранів здійснюється методом нарощування знизу або методом нарощування її зверху проміжними секціями, довжина яких становить 2,5...7 м. У приставних кранів та кранів з неповоротною вежею, що мають значну висоту підйому гака, нарощування ведеться методом зверху. При нарощуванні вежі дві крайні верхні секції кріплять до монтажної стійки 2 і розстикують між собою. Попередньо проміжна секція 4 піднімається гаковою підвіскою і навішується на висувну раму 3. Запасування канатів монтажного поліспасти показано на рис. 6.8.

Монтажною лебідкою 7 верхня частина крана з оголовком, стрілою і противаговою консоллю переміщається вгору по напрямних стійках і в простір ручною лебідкою, що утворився між розстикуваними секціями, заводиться нова проміжна секція. Башта крана кріпиться до будівлі за допомогою закладних рам 1, що монтуються між двома секціями (рис. 1.8, в).

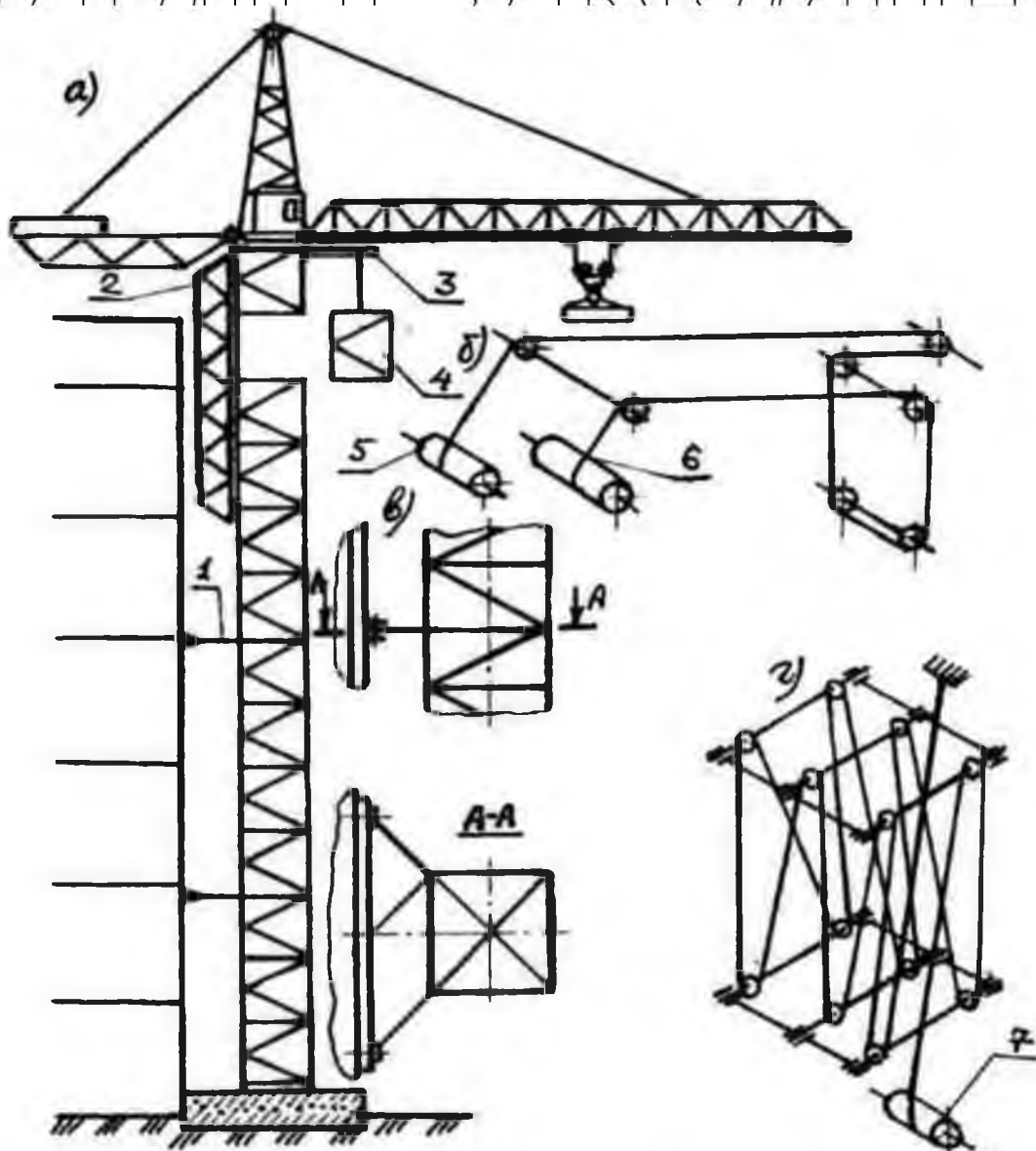


Рисунок 1.8 - Приставний (стаціонарний) кран: а - схема крана; б - схема запасовки вантажного каната; в - укріплення крана до будівлі; г - запасовування каната монополюспасту; 1 - закладна рама; 2 - монтажні стійки; 3 - оголовок; 4 - стріла; 5 - противагова консоль; 6 - ручна лебідка; 7 - монтажна лебідка.

3 – висувна рама; 4 – проміжна секція; 5, 6 – вантажні лебідки; 7 – монтажна лебідка

НУБІП УКРАЇНИ

У кранах з поворотною вежею механізми і контрвантаж розміщують на поворотній платформі, розташованій над опорно-поворотним пристроєм (ОПУ) (рис. 1.9, а, б), а в кранах з поворотним оголовком – на противаговій консолі (рис. 1.9, в), можливості врівноваження оголовка з поворотною частиною крана при монтажі, демонтажі та нарощуванні вежі, причому у великогабаритних кранах противага може бути рухомою.

Поворотні вежі кранів типу КБ виконані розвантаженими від дії згинального моменту, що створюється вантажем та стрілою. Розвантаження вежі досягається дією зворотного моменту, що створюється заднім стріловим поліспастом з розчалом. У таких кранах до оголовка стріли прикріплюють одну або дві канатні відтяжки (розчал), що огинають всі блоки, розміщені на розпорі, що створює додаткове завантаження башти крана. Завдяки такому компенсуючому навантаженню вежі у бік противаги, вежа при створенні моменту від ваги вантажу та стріли розвантажується.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

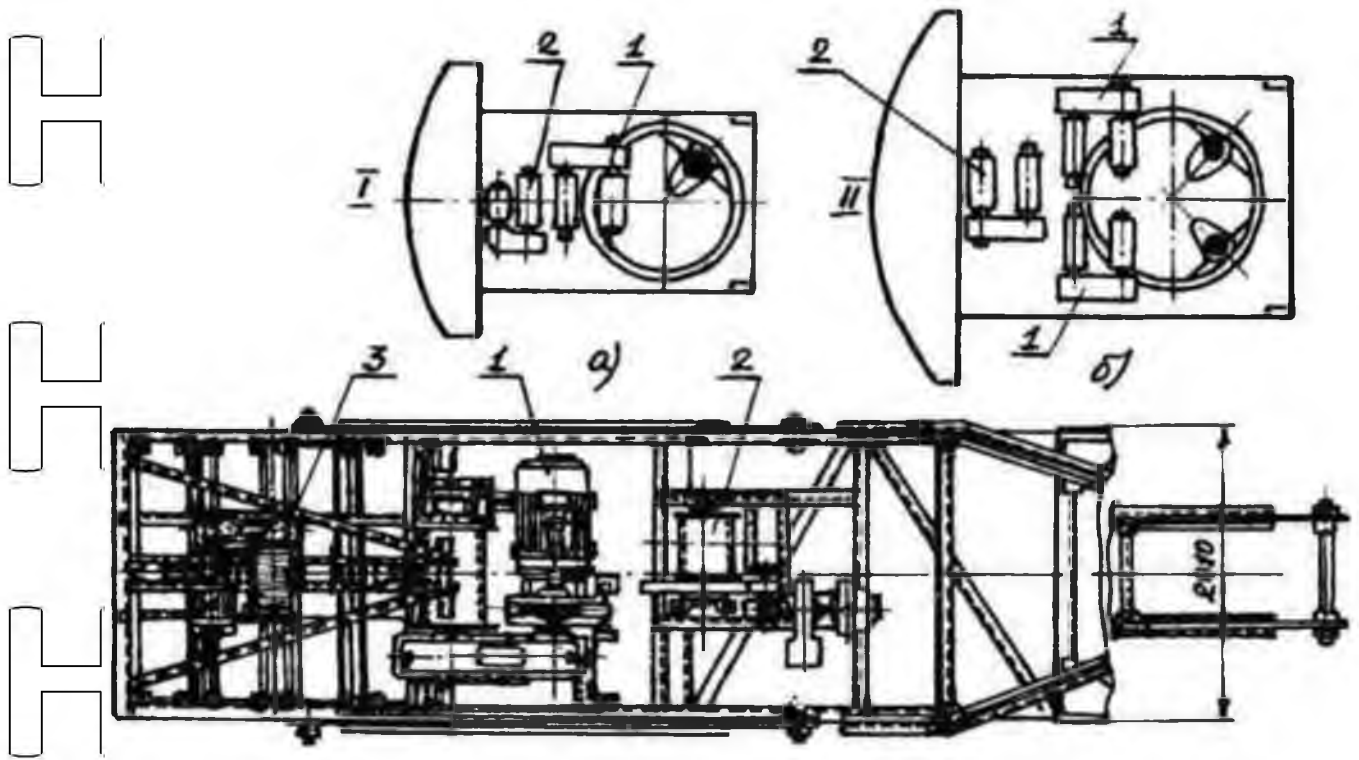


Рисунок 1.9 - Розміщення механізмів баштового крана:

а, б - кранах з поворотною вежею; в-в кранах з поворотним оголовком; I - при малій вантажспідйомності; II - при великій вантажспідйомності; 1 - вантажна лебідка; 2 - стрілова лебідка; 3 - тягова лебідка

Управління механізмами баштових кранів здійснюється командо контролерами з кабіни, що зазвичай розміщується збоку верхньої частини вежі. Відомі конструкції баштових кранів з кабінами, що переміщуються вздовж башти крана відповідно до рівня подачі матеріалів на об'єкт, що зводиться. Є також крани (наприклад, моделі КБ-674), обладнані підйомником, що знаходиться всередині вежі, для підйому кранівника в кабінку управління. Пульт керування механізмами розміщується в кабіні крана, а саме керування здійснюється магнітними контролерами - контакторами. Можливе також дистанційне та радіокерування краном.

Колія баштових кранів залежить від їхньої вантажопідйомності, довжини стріли та висоти вежі і становить 4...10 м

1.4. Механізм підйому вантажу

Вибір електродвигуна.

Вихідні дані для розрахунку механізму підйому вантажу:

Зусилля в канаті - $F_Q = 5000 \text{ Н}$;

Швидкість підйому вантажу - $V = 8 \text{ м/хв}$;

Висота підйому вантажу $H = 4,0 \text{ м}$;

Тип поліпасти - здвоєний;

Кратність поліпасти - $m = 1$;

Кількість обвідних блоків - 0.

Попередньо за аналогією з існуючими конструкціями стрілових кранів приймаємо:

$$k_{HE} := 0.63$$

$$ПВ := 25\%$$

Режим роботи крана та його механізмів - 4М.

Визначимо к.к.д. поліпасти

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{(1 + \eta_{\text{бл}}) \cdot \eta_{\text{бл}}^2}{a} \quad \eta_{\text{пол}} = 0.927$$

Для електроталі вибираємо здвоєний ($a = 2$) з передаточним числом ($m = 1$) поліпаст.

ККД поліпасти, відхиляючих блоків та редуктора приймають такі значення:

$\eta_{ред} = 0.85$ — для волнового редуктора
 $\eta_{мех} := 0.98 \cdot \eta_{под} \cdot \eta_{ред} = 0.99$ $\eta_{мех} = 0.764$

НУБІП України

ККД приводу механізму підйому вантажу: Потужність механізму підйому

визначається за формулою

$P_{ст} := \frac{(FQ + G_{захв}) \cdot V}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{мех}}$

НУБІП України

Потужність (кВт) при підйомі номінального вантажу вагою FQ (Н) з швидкістю V (м/хв), що встановилася визначається наступним чином:

$P_{ст} := \frac{(FQ + G_{захв}) \cdot V}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{мех}}$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

де $G_{\text{захв}}$ – вага вантажозахоплювального пристрою механізму підйому:

$$G_{\text{захв}} := 0,03 F_Q \quad G_{\text{захв}} = 150 \text{ Н}$$

$$P_{\text{ст}} := \frac{(F_Q + G_{\text{захв}}) \cdot V}{60 \cdot 1000 \eta_{\text{мех}}} \quad P_{\text{ст}} = 0,898 \text{ кВт}$$

В результаті проведених розрахунків потужність приводу механізму підйому становить $P_{\text{ст}} = 0,898 \text{ кВт}$.

Перевірку часу запуску не проводимо.

При керуванні з підлоги механізму підйому виберемо двигун типу 4АС (трифазний асинхронний з підвищеним ковзанням).

З міркувань компактності та економічності вибираємо двигун із синхронною частотою обертання 3000 об/хв (4АС71А2У3, $P=1,06 \text{ кВт}$ при $P_{\text{В}}=25\%$, $n=2700 \text{ об/хв}$, $m=2,2$, маса 15,7 кг – для фланцевого виконання).

Вибір канату механізму підйому

Максимальне зусилля в канаті визначається за формулою:

$$F_{\text{max}} := \frac{F_Q + G_{\text{захв}}}{a \cdot m \cdot \eta_{\text{пол}}} \quad F_{\text{max}} = 2,778 \times 10^3 \text{ Н}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

Коефіцієнт запасу K міцності канату [1, с. 25] приймемо рівним 5,5.

Руйнівне навантаження для цього канату становить виходячи з формули:

$$F_{\text{роз}} := K \cdot F_{\text{max}} \quad F_{\text{роз}} = 1,528 \times 10^4 \text{ Н}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$F_{\text{роз}} = 15280 \text{ Н.}$$

Відповідно до розрахунку вибираємо Канат типу ЛК-Р0, діаметром $d_{\text{кан}} = 6,7$ мм (маркувальна група 1764-180)

НУБІП України

Визначення основних розмірів барабана

НУБІП України

Діаметр барабана з дном канавки $e = 22$ [1, с.26] визначаємо за наступною залежністю:

$$d_{\text{кан}} := 6.7 \quad \text{мм} \quad e := 22$$
$$D_{\text{бар}} := d_{\text{кан}} \cdot (e - 1) \quad D_{\text{бар}} = 140.7 \quad \text{мм}$$

Н

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$D_{\text{бар}} = 140,7 \text{ мм.}$$

Крок нарізки барабана визначається за формулою

Н

$$p := 1.1 \cdot d_{\text{кан}} \quad p = 7.37 \quad \text{мм}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$p = 7.37 \text{ мм.}$$

НУБІП України

Оокругляємо до 0,5 мм і приймаємо крок нарізки барабана $p = 7,5$ мм.

Товщина стінки барабана для для сталі Ст.3 приймається рівною діаметру каната:

$$\delta := d_{\text{кан}} \quad \delta = 6.7 \quad \text{мм}$$

Н

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$\delta = 6,7 \text{ мм.}$$

Довжина барабана, на який намотується одна гілка каната, визначається за формулою:

Н

$$L_{\text{бар}} := p \cdot (z_p + 6)$$

де z_p – кількість робочих витків на барабані, яка визначається наступним чином:

$$z_p := \frac{a \cdot H}{\pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})} \quad z_p = 17,276$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$z_p = 17,276$$

Приймаємо кількість робочих витків $z_p = 18$.

Тоді довжина барабана визначається за формулою

$$L_{\text{бар}} := p \cdot (z_p + 6) \quad L_{\text{бар}} = 180 \text{ мм}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$L_{\text{бар}} = 180 \text{ мм.}$$

Розрахунок на міцність барабана. Напруження від стиснення в стінці барабана повинно бути меншим за допустиме напруження (110 МПа для сталі С.т3): Напруження стиснення визначається наступною залежністю

$$\sigma_{\text{сж}} := \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot p} \quad \sigma_{\text{сж}} = 55,292 \text{ МПа}$$

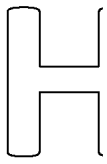
В результаті проведених розрахунків отримуємо $\sigma_{\text{ст}} = 55,292 \text{ мПа}$

Отже умову міцності виконано, бо дійсне напруження 55,292 менше за допустиме 110 мПа..

Визначення передаточного відношення приводу

Частота обертання барабана визначається за формулою

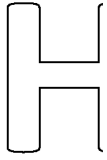




$$n_{\text{бар}} := \frac{a \cdot V}{\pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})} \quad n_{\text{бар}} = 34.552 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

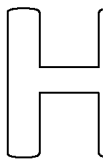
В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$n_{\text{бар}} = 34,552 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$



Необхідне передатне відношення приводу механізму підйому визначається за формулою:

Для двигуна з синхронною частотою обертання 3000 об/хв:

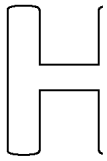


$$n_{\text{дв}} := 2700$$

$$i' := \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}} \quad i' = 78.143$$

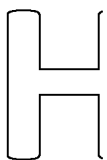
В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$i = 78.143$$



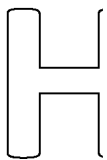
За такого передатного числа необхідне застосування хвильового редуктора.

Остаточо вибираємо електродвигун із синхронною частотою обертання



3000 об/хв, марки 4АС71А2У3, потужністю $P=1,06$ кВт при тривалості включень ПВ=25%.

Крутний момент на барабані визначається наступною залежністю:

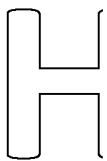


$$T_{\text{бар}} := \frac{F_{\text{max}} \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}}) \cdot m}{2} \quad T_{\text{бар}} = 204.769 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

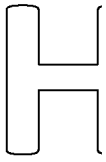
$$T_{\text{бар}} = 204,769 \text{ Нм}$$

Найбільший крутний момент на тихохідному валу редуктора визначається



за такою формулою:

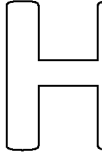
$$\eta_{\text{бар}} := 0.98 \quad \eta_{\text{м}} := 1$$



$$T_{\max} := \frac{T_{\text{бар}}}{\eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{м}}} \quad T_{\max} = 208.948 \quad \text{Н·м}$$

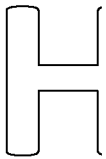
В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$T_{\max} = 208.948 \text{ Нм.}$$



Здійснено розрахунок параметрів хвильової передачі за допомогою спеціального пакету програм:

ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ



Тип генератора хвиль. КУЛАЧКОВИЙ

Обертний момент на тихохідному валу, Н.м. . 209.0

Частота обертання генератора хвиль, об/хв. . 2700.

Ресурс редуктора, год. 10000.

Режим навантаження. 4.

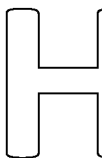
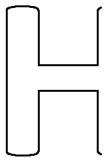
Передавальне відношення 81.00

Межа витривалості матеріалу редуктора

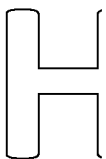
гнучкого колеса при згині, МПа. 420.0

Коефіцієнт безпеки

по втомній міцності гнучкого колеса. 1.65

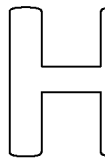


РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ



Характеристика механізму

U - -

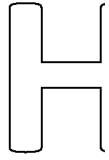


Передатне відношення механізму редуктора 86.500

Діаметр отвору гнучкого колеса, мм. 120.

Обертний момент на швидкісному валу, Н.м. . 3.0

на тихохідному валу, Н.м. . . . 209.0



Частота обертання швидкохідного валу, об/хв. . . 2700.0

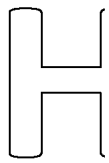
тихохідного валу, об/хв. . . 31.2

маса редуктора, кг

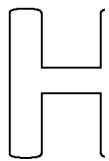
Механізму. 14.2

Коліс. 2.6

Генератора хвиль. 1.5



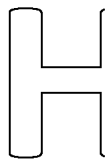
Модуль зубчастого зачеплення, мм. 700



Якісні показники

Коефіцієнт безпеки за втомною

міцності гнучкого колеса. 1.75

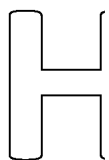


Ймовірність неруйнування гнучкого колеса, %. 99.9

Момент по пружній податливості ланок, Н.м

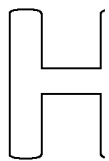
Максимальний. 1053.3

Мінімальний. 741.2



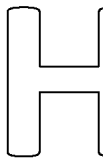
Імовірнісний (P=0.95) пружний кутовий люфт

(мертвий хід тихохідного валу), хв. . . . 84



Результуюча сила тиску на генератор

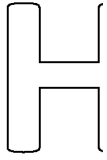
у кожній зоні зачеплення, Н 1343.7



Коефіцієнт корисної дії, % 79.6

Параметри зубчастого колеса Гнучкого Жорсткого

Число зубів 171 173.



Коефіцієнт зміщення вихідного контуру. 3.459 3.438

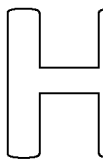
Діаметри, мм:

Ділильний 119.700 121.100

Вершин. . . 124.857 124.513

Западин. 122.652 127.121

Ширина зубчастого вінця, мм 24.0 28.8

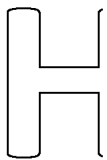


Товщина обода зубчастого вінця, мм. 1.33 20.14

Діаметр вимірювального ролика, мм 1.591 1.591

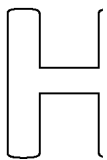
Розмір за роликками (номінальний), мм 126.880 122.423

Довжина загальної нормалі, мм 51.895 51.905



Товщина оболонки гнучкого колеса, мм.

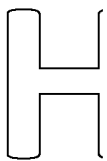
Довжина гнучкого колеса, мм 102



Параметри генератора хвиль

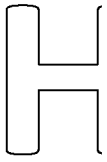
Максимальна радіальна деформація, мм. . . .769

Необхідна динамічна вантажність підшипника, Н 5982.



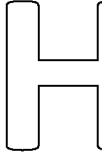
Очікувана динамічна вантажопідйомність

гнучкого підшипника генератора хвиль, Н 28897.



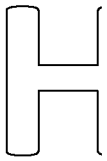
Ймовірність неруйнування гнучкого підшипника, %. 99.7

Параметри для довідок



Максимальна глибина заходу зубів коліс, мм. . . .86

Розрахункова максимальна радіальна деформація
гнучкого колеса, мм.

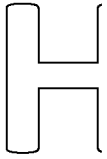


Товщина зубів на колі вершин, мм.

Гнучкого колеса.75

Жорсткого колеса.73

Ефективний коеф.концентрації напружень гнучкого вінця 1.53

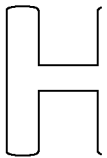


Коефіцієнт збільшення напруг у гнучкому вінці

при навантаженні. 1.43

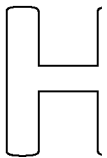
Амплітуда знакозмінного напруження

у гнучкому вінці, МПа. 239.7



Допустиме напруження вигину, МПа. 420.0

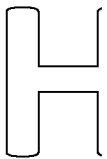
Напруження зминання на поверхні зубів, МПа.6.1



Параметри довбака

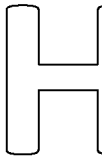
Число зубів. 57.

Діаметр ділительного кола, мм 40.000



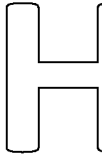
Діаметр вершин, мм. 41.790

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру.000



Фактична швидкість підйому вантажу визначається так:

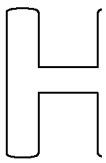
$$V_{\phi} := \frac{n_{\text{ДВ}} \cdot \pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})}{i \cdot a} \quad V_{\phi} = 7.227 \frac{\text{М}}{\text{МИН}}$$



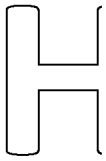
В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$V = 7,227 \frac{\text{М}}{\text{ХВ}}$$

Відрізняється від заданої ($V=8$ м/хв) на 9.661% меншу сторону, що допустимо для механізмів підйому вантажу такого типу.



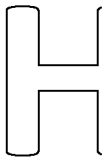
Виходячи з отриманих результатів розрахунку, збільшимо діаметр барабана з конструктивних міркувань і проведемо розрахунки за такими формулами:



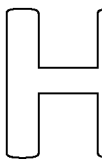
$$D_{\text{бар}} := 180 \quad \text{мм}$$

$$z_p := \frac{a \cdot H}{\pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})} \quad z_p = 13.639$$

$$z_p := 14$$

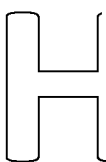


$$L_{\text{бар}} := p \cdot (z_p + 6) \quad L_{\text{бар}} = 150 \quad \text{мм}$$



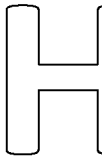
$$n_{\text{бар}} := \frac{a \cdot V}{\pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})} \quad n_{\text{бар}} = 27.279 \frac{\text{об}}{\text{МИН}}$$

$$i' := \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{бар}}} \quad i' = 98.978 \quad i := 101.5$$



$$V_{\phi} := \frac{n_{\text{ДВ}} \cdot \pi \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})}{i \cdot a} \quad V_{\phi} = 7.801 \frac{\text{М}}{\text{МИН}}$$

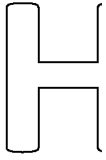
НУБІІ УКРАЇНИ



$$T_{\text{бар}} := \frac{F_{\text{max}} \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}}) \cdot m}{2} \quad T_{\text{бар}} = 259.365 \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

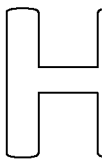
$$\eta_{\text{бар}} := 0.98 \quad \eta_{\text{м}} := 1$$

$$T_{\text{max}} := \frac{T_{\text{бар}}}{\eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{м}}} \quad T_{\text{max}} = 264.658 \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

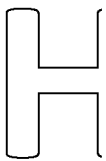


В результаті проведених розрахунків отримуємо такі кінцеві значення конструктивних параметрів механізму підйому вантажу:

$$D_{\text{бар}} = 180 \text{ мм}; \quad z_p = 14; \quad L_{\text{бар}} = 150 \text{ мм}; \quad n_{\text{бар}} = 27,279 \frac{\text{об}}{\text{ХВ}}; \quad i = 101,5;$$



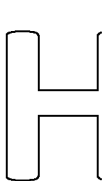
$$V = 7,801 \text{ м/ХВ}; \quad T_{\text{бар}} = 259,365 \text{ Нм}; \quad T_{\text{max}} = 264,658 \text{ Нм}.$$



Розрахунок дискового гальма.

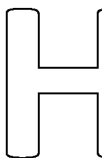
Вибір гальма здійснюється за величиною гальмівного моменту.

Момент від вантажу на валу гальмівного шківів визначається за такою



формулою:

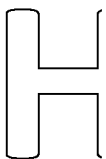
$$T_{\text{гр}} := \frac{(F_Q + G_{\text{захв}}) \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})}{2 \cdot a \cdot i} \cdot \eta_{\text{обр}}$$



Де

$$\eta_{\text{обр}} := 0.5 \cdot (1 + \eta)$$

$$\eta := \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{пол}} \quad \eta = 0.711$$



$$T_{\text{гр}} := \frac{(F_Q + G_{\text{захв}}) \cdot (D_{\text{бар}} + d_{\text{кан}})}{2 \cdot a \cdot i} \cdot \eta_{\text{обр}} \quad T_{\text{гр}} = 2.026 \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо



$$T_{тр} = 2,026 \text{ Нм.}$$

Необхідний гальмівний момент гальма визначається наступним чином:

$$T_T := K_{торм} \cdot T_{тр}$$

де $K_{торм} = 2.0 [1,]$:

$$T_T := K_{торм} \cdot T_{тр} \quad T_T = 4.052 \text{ Нм}$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$T_{тр} = 4,059 \text{ Нм.}$$

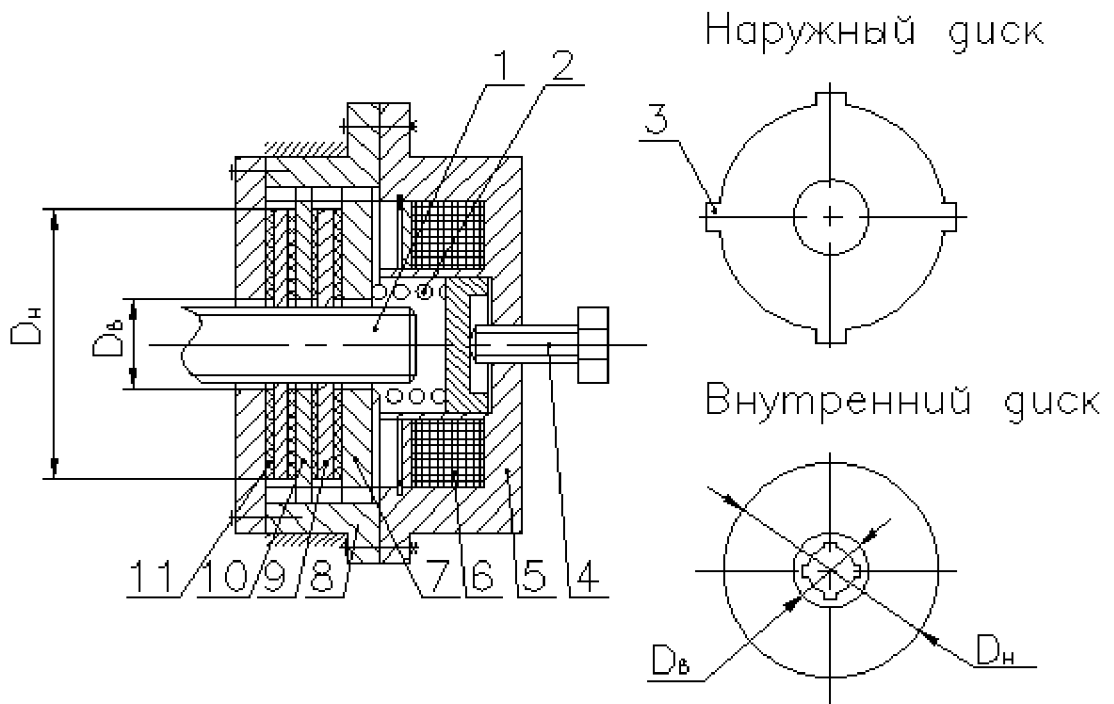


Рисунок 2.1 - Дисковое гальмо

Нормально замкнене гальмо замикається при вимкненні живлення електро двигуна механізмом пружиною стиснення 2. Гвинтом 4 регулюють силу пружини 2, а, отже, і момент T_m , що створюється гальмом.

На загальмовуваному валу 1 на шліцах встановлені внутрішні диски 9, що мають фрикційні накладки 11. У нерухомому корпусі 8 встановлені на шліцах 3

зовнішні диски 10 і 7. Диск 7 є одночасно якорем електромагніту. У осерді 5 встановлена котушка 6 магніту. Гальмо розмикають при включенні живлення електродвигуна механізму підйому вантажу. Одночасно із включенням живлення електродвигуна подають струм на котушку 6 магніту. Якір 7 притягується до осердя 5, стискаючи пружину 2, розмикає гальмо.

Момент, що створюється гальмом визначається за формулою

$$T_m = F_a \cdot f \cdot i \cdot \frac{D_{cp}}{2}$$

де F_a - осьова сила, що створюється пружиною 2;

f - коефіцієнт тертя (0,42 під час роботи всухо);

i - кількість пар поверхонь тертя;

D_{cp} - середній діаметр фрикційних накладок.

D_H та D_B - зовнішній та внутрішній діаметри фрикційних накладок.

Середній діаметр накладок визначається наступним чином

$$D_{cp} = \frac{D_H + D_B}{2}$$

Розрахунок пружини.

Зовнішній діаметр гальмівного диска D_H приймаємо конструктивно відповідно з діаметром барабана: приймаємо $D_H = 180$ мм. Внутрішній діаметр вдвічі менший від зовнішнього $D_B = 0.5 * D_H = 90$ мм. (Напіввізниця радіусів дисків задовольняє умові $R_H - R_B \leq 60$ мм [1,]). Тоді середній діаметр диска і

гальмівне зусилля визначаються за формулами і приймають наступні числові значення:

$$D_{cp} = \frac{180 + 90}{2} = 135 \text{ мм}$$

$$F_a = \frac{T_T * 2}{f * i * D_{cp}} = \frac{4.052 * 2}{0.42 * 1 * 0.135} = 143H$$

Тиск на робочих поверхнях фрикційних обкладок визначається з наступної умови і приймає такі значення:

$$p = \frac{F_a}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \leq [p]$$

$$p = \frac{143}{\pi(0.09^2 - 0.045^2)} = 7492Pa = 7.49 * 10^{-3} MPa$$

Допустиме значення тиску приймається за наведеними рекомендаціями

$$p < [p] = 0.2MPa \quad [1]$$

Початковий сумарний осьовий зазор між поверхнями, що контактують в процесі тертя визначається за формулою

$$\varepsilon_{нач} = 0.3 + 0.1 * i = 0.4mm$$

Найбільший зазор приймає таке значення $\varepsilon_{max} = 1.6 * \varepsilon_{нач} = 1.6 * 0.4 = 0.64mm$

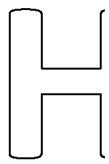
При досягненні максимального проміжку здійснюють регулювання зазору до початкового значення, яке було визначене попередньою залежністю.

Сила притиснення дисків пружиною визначається залежністю

$$F_{пр} = \frac{F_a}{3} = \frac{T_T * 2}{3 * f * i * D_{cp}} = \frac{4.052 * 2}{3 * 0.42 * 1 * 0.135} = 47.6H$$

Пружини стиснення вибираємо тарілчасті, оскільки динамічне навантаження, деформація кожної тарілки $\leq 0,6sn$, де $sn = ns$ [3], $F_n = F$. Пружини в пакет встановлюються за допомогою спрямовуючого стрижня.

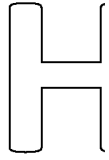
Остаточо вибираємо тарілчасті пружини за ДСТУ 3057-90, тип 1, $F_{max} = 132H$, при дії сили $F_{пр} = 47.6H$ осадку одного диска складе приблизно $0,2s$, тобто $0,09mm$. Якщо відрегулювати гальмо на повний номінальний момент, то робоча довжина стиснутої пружини визначається залежністю, з якої отримуємо числове значення



$$L_{\text{роб}} = L_{\text{св}} - \Delta l_1 z = 8 * l_0 - 0,09 * 8 = 8 * 0,8 - 0,568 = 5,832 \text{ мм}$$

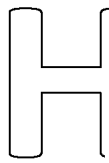
де z – число пружин у пакеті,

Δl_1 – осідання однієї пружини під навантаженням.



Розрахунок електромагніту.

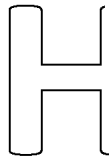
Робота кільцевого електромагніту визначається з наступної умови:



$$\Phi_m = \frac{F_m S_m}{L} = 1,25 * F_{\text{пр}} * \epsilon_{\text{max}} = 1,25 * 47,6 * 0,64 = 38,1 \text{ Дж}$$

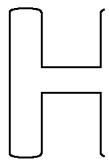
де F_m – тягова сила магніту;

S_m – хід якоря.

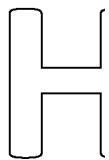


Площа повітряного зазору між корпусом електромагніту та якорем визначається за такою залежністю і приймає наступне числове значення:

$$A_{\text{вз}} = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) + \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} (0,038^2 - 0,031^2) + \frac{\pi}{4} (0,095^2 - 0,09^2) = 1,1 * 10^{-3} \text{ м}^2$$

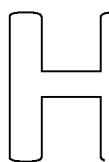


Індукція електромагнітного поля у повітряному зазорі визначається за формулою і приймає числове значення:



$$B_0 = \sqrt{\frac{F_a \mu_0}{A_{\text{вз}}}} = \sqrt{\frac{142,8 * 4\pi * 10^{-7}}{1,1 * 10^{-3}}} = 0,4 \text{ Тл}$$

де $\mu_0 = 4\pi * 10^{-7} \text{ Гн/м}$ – магнітна постійна.



$$H_0 = \frac{B_0}{\mu_0} = \frac{0,4 * 10^{-6}}{4\pi * 10^{-7}} = 0,318 \text{ А/м}$$

Напруженість магнітного поля в повітряному зазорі визначається таким чином:

$$I_w = 2H_0 \varepsilon_{\max} = 2 \times 0,318 \times 0,64 \times 10^{-3} = 4,07 \times 10^{-4} \text{ A}$$

де ε_{\max} - найбільше значення повітряного зазору, м.м.

Площа поперечного перерізу котушки електромагніту визначається залежністю

$$S_k = \frac{I_w}{\delta k} = \frac{4,07 \times 10^{-4}}{2 \times 0,5} = 4,07 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $\delta \cong 2 \text{ A/м}^2$ - щільність струму;

$k = 0,5$ - коефіцієнт, що враховує заповнення дротом перерізу котушки.

Отриману площу порівнюють з площею поперечного перерізу котушки за попереднім ескізом гальма та електромагніту і визначають такою формулою

$$A_{\text{кат}} = \frac{d_3 - d_1}{2} l_k = \frac{0,09 - 0,038}{2} \times 0,016 = 4,16 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \approx S_k = 4,07 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Оскільки площа поперечного перерізу раніше прийнятої котушки відрізняється від потрібної менш ніж на 10%, приймаємо довжину l_k .

Конструювання блоків

Діаметр блоку по дну струмка визначається за формулою і приймає таке значення $D_{\text{бл}} \geq d_{\text{кат}} (e - 1) = 6,3(22 - 1) = 132,3 \text{ мм}$

Приймаємо діаметр блоку рівним 140 мм [1]

Для одного крана бажано усі блоки уніфікувати.

НУБІП УКРАЇНИ

Н

Н

$$K = (0,6 \dots 0,7) d_{\text{кан}}$$
$$h = (2 \dots 2,5) d_{\text{кан}}$$

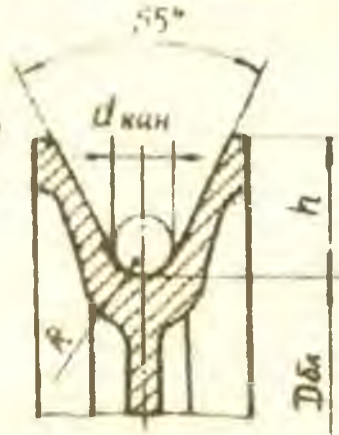


Рисунок 2.2 - Конструкція блоку

Вибір гака.

Н

Гак вибираємо за діючими стандартами ДСТУ відповідно до вантажопідйомності та групи режиму роботи крана. Додаткових розрахунків гака не потрібно виконувати.

НУБІП УКРАЇНИ

Q=5 кН, режим роботи 4М: вибираємо гак №4 [2].

НУБІП УКРАЇНИ

1.5. Металоконструкція крана

Визначення основних розмірів

НУБІП УКРАЇНИ

Основні розміри металоконструкції визначаємо за емпіричними формулами, що відповідають досвідним характеристикам та забезпечують жорсткість конструкції, близьку до нормованої.

Вихідними даними для розрахунку є виліт стріли $L=4,500$ м, вантажопідйомність $Q=5000$ Н, висота підйому вантажу $H=4,000$ м, швидкість пересування кранового візка (талі) $V=8$ м/хв.

Кран балкового типу із змінним вильотом (із зовнішнього опором) [4].

Відстань між серединами опор визначається співвідношенням і приймає

наступне числове значення
$$h_p = 0,36L\sqrt{\frac{Q}{L}} = 0,36 * 4500\sqrt{\frac{5000}{4500}} = 1649 \text{ мм}$$

Приймаємо найбільш вигідні за масою балки коробчатого перерізу. Висота балки визначається залежністю і приймає наступне числове значення

$$h = \sqrt[3]{Q \cdot L^2} = \sqrt[3]{5000 \cdot 4500^2} = 564 \text{ мм}$$

Приймаємо висоту балки $h=560$ мм, хоча за розрахунками отримали 564 мм.

Ширина балки приймає таке значення згідно рекомендацій

$$b \approx 0,5h = 0,5 * 560 = 280 \text{ мм}$$

Товщина стінки балки приймає значення згідно рекомендацій стандарту

ДСТУ
$$\delta_{ст} = \left(\frac{1}{100} \cdot \frac{1}{160}\right) h = \left(\frac{1}{100} \cdot \frac{1}{160}\right) * 560 = 5,6 \cdot 3,5 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину балки 4 мм.

Товщина верхнього пояса визначається із співвідношення

$$\delta_{пв} = (1,25 \cdot 1,6) \delta_{ст} = (1,25 \cdot 1,6) * 4 = 5 \cdot 6,4 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину верхнього пояса 6 мм.

Товщина спіднього пояса, оскільки він служить рейкою для коліс електротал визначаємо з умов міцності:

НУБІП УКРАЇНИ

F_p – рухоме навантаження від колеса візка з вантажем, яке визначається

НУБІП УКРАЇНИ

за формулою, Н

$$F_p = 0,25(k_p * Q + k_q * G_{\text{тел}}) = 0,25(1,3 * 5000 + 1,1 * 0,3 * 5000) = 2037,5 \text{ Н}$$

$KQ = 1,3$ – по 2 [4.] приймаємо залежно від режиму експлуатації крана;

$Kq = 1,1$ – за [4] враховує удари від нерівностей шляху переміщення візка;

НУБІП УКРАЇНИ

$[\sigma]$ – допустиме напруження на вигин, МПа.

Товщина нижнього пояса визначається за формулою, виходячи з умови міцності

НУБІП УКРАЇНИ

$$\delta_{\text{н.н.}} = \sqrt{\frac{3F_p}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3 * 2037,5}{140}} = 6,6 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину нижнього пояса $\delta_{\text{н.н.}} = 7$ мм.

Розмір вибирається за умовою розміщення ходового колеса на рейці.

НУБІП УКРАЇНИ

Попередньо приймаємо половину діаметра колеса

$$\Delta = 0,5D_{\text{колес}} = 0,5 * 80 = 40 \text{ мм}$$

Ширина нижнього пояса визначається за формулою і приймає значення

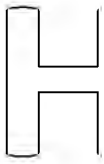
НУБІП УКРАЇНИ

$$b_n = b + 2\Delta = 280 + 80 = 360 \text{ мм}$$

Висота еквівалентного перерізу визначається наступною залежністю і приймає значення

$$h_{\text{экв}} = 0,4h + \frac{h - 0,4h}{3} * 2 = 0,8h = 0,8 * 560 = 448 \text{ мм}$$

НУБІП УКРАЇНИ



Відстань між внутрішніми стінками перерізу приймаємо стандартною, що дозволяє виконувати діафрагми з прокатних смуг без обрізки по довжині. Діафрагми до верхнього розтягнутого поясу не приварюють.

Розрахунковий переріз показано на рис. 2.3.

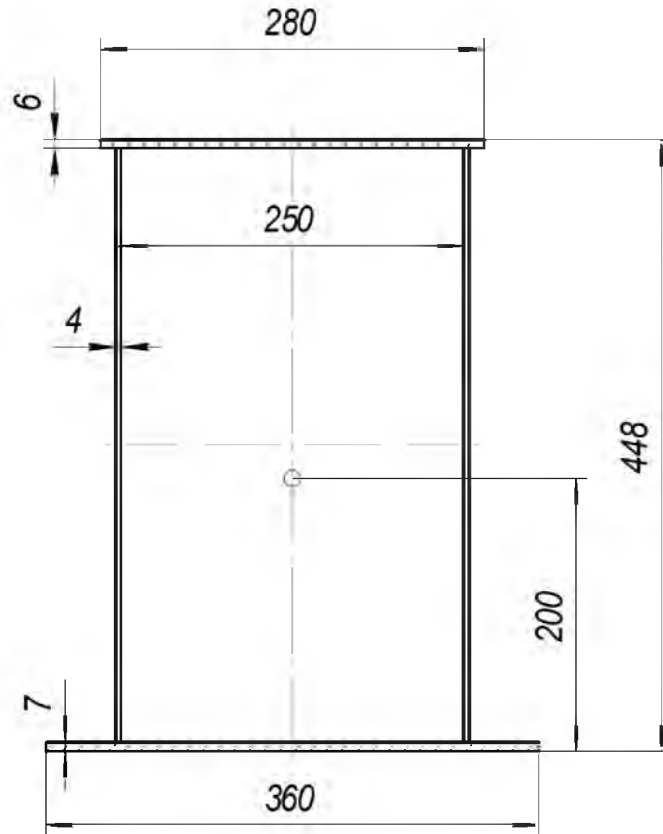
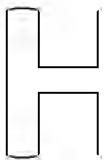
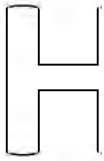
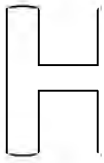
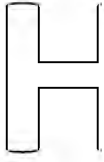
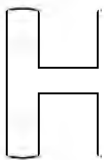


Рисунок 2.3- Металоконструкція. Переріз балки крана

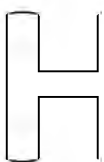
Звис пояса над стінкою в 11 мм забезпечує зручність автоматичного зварювання балки.



Координати центру ваги перерізу визначаються наступним чином

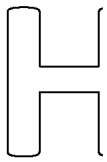
$$y_0 = \frac{360 \cdot 7 \cdot 3,5 + 435 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 224,5 + 280 \cdot 6 \cdot 445}{360 \cdot 7 + 435 \cdot 2 \cdot 4 + 280 \cdot 6} = 200 \text{ мм}$$

Момент інерції визначаємо, нехтуючи власними моментами інерції поясів

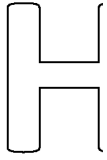


наступними числовими виразами:

$$J = 360 \cdot 7 \cdot 196,5^2 + \frac{2 \cdot 4 \cdot 435^3}{12} + 435 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 17^2 + 280 \cdot 6 \cdot 238^2 = 248 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

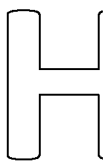


Відстань від нижнього пояса до зів'язка (~800 мм) і до верхнього обрізу колони (~300 мм) визначаємо за аналогією з подібними конструкціями. Тоді висота колони визначається такою залежністю і становить в результаті розрахунку наступне числове значення:



$$H_{\text{кол}} = H + 0.8 - 0.3 = 4 + 0.8 - 0.3 = 4.5 \text{ м}$$

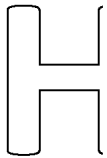
Діаметр колони визначається залежністю



$$D_{\text{кол}} = 0,63 \sqrt{Q * L * H_{\text{кол}}} = 0,63 \sqrt{5000 * 4500 * 4500} = 355,4 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр колони $D_{\text{кол}} = 377 \text{ мм}$ (труба безшовна гарячекатана).

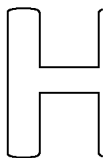
Товщина стінки колони визначається за формулою:



$$\delta_{\text{кол}} = (0.05 \dots 0.08) D_{\text{кол}} = (0.05 \dots 0.08) * 377 = 18,85 \dots 30,16 \text{ мм}$$

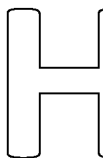
Товщину стінки колони 28 мм.

Момент інерції колони визначається такою залежністю:



$$J_{\text{кол}} = 0.32 D_{\text{кол}}^3 * \delta_{\text{кол}} = 0.32 * 377^3 * 28 = 480 * 10^6 \text{ мм}^4$$

Перевірка статичного прогину.



Епюра згинальних моментів аналогічна наведеній на рис. 2.4.

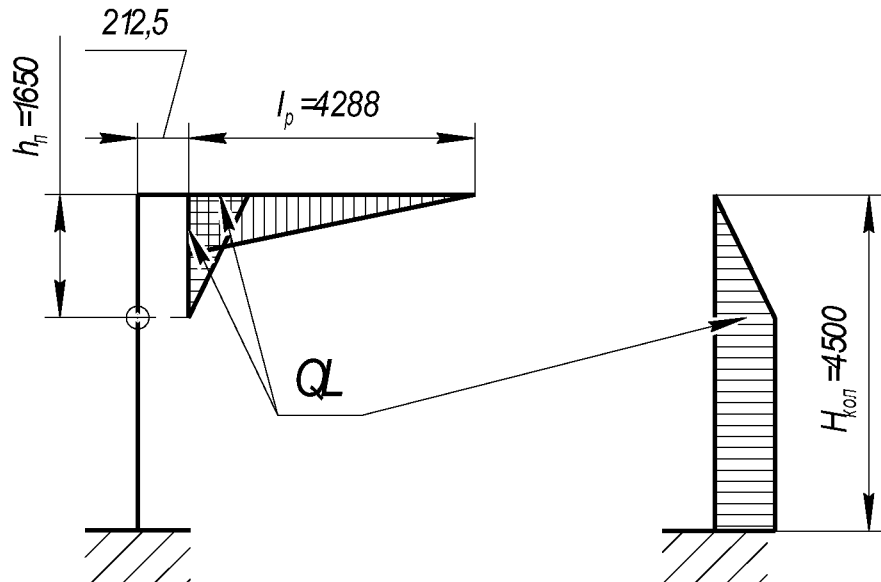


Рисунок 2.4 - Епюра згинальних моментів

Розрахункова довжина стріли визначається залежністю:

$$l_p = L - D_{\text{кол}} / 2 = 4500 - 425 / 2 = 4287,5 \text{ мм} \approx 4288 \text{ мм}$$

Фактичний прогин стріли приймає таке значення згідно розрахунку:

$$f_{\text{ст}} = \frac{(Q + G_{\text{теп}})}{E \cdot J} \cdot l_p \cdot \frac{l_p}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot l_p + \frac{(Q + G_{\text{теп}})}{E \cdot J} \cdot L \cdot \frac{h_n}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot L + \frac{Q + G_{\text{мел}}}{E \cdot J_{\text{кол}}} \left[L \cdot \frac{h_n}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot L + L(H_{\text{кол}} - h_n)L \right] =$$

$$= \frac{(5000 + 1500)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 248 \cdot 10^6} \cdot (4288^3 + 4500^2 \cdot 1650) +$$

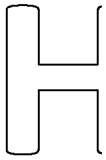
$$\frac{(5000 + 1500) \cdot 4500^2}{2 \cdot 10^5 \cdot 480 \cdot 10^6} \left[\frac{1650}{3} + 4500 - 1650 \right] = 4,9 + 4,66 = 9,56 \text{ мм}$$

Допустимий прогин визначається згідно рекомендацій ДСТУ:

$$[f_{\text{ст}}] = \frac{L}{400} = \frac{4500}{400} = 11,25 \text{ мм}$$

Як видно, фактичний прогин не перевищує допустимого прогину, тому всі розраховані параметри можна прийняти.

Визначення маси металоконструкції

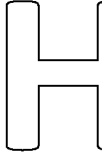


Вага стріли визначається за такою формулою:

$$G_{\text{стр}} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot L \cdot l_p \cdot \sqrt{Q} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 4500 \cdot 4288 \cdot \sqrt{5000} = 2729 \text{ Н}$$

Координата центру тяжіння стріли вздовж осі переміщення візка:

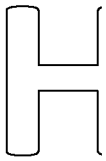
$$x = 0.4 \cdot L = 0.4 \cdot 4500 = 1800 \text{ мм}$$



Вага рухомої колони визначається за такою формулою

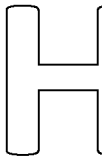
$$G_{\text{подв. кол}} = G_{\text{стр}} \frac{h_{\text{п}}}{L} = 2729 \frac{1650}{4500} = 1001 \text{ Н}$$

Вага нерухомої колони визначається залежністю:



~~$$G_{\text{кол}} = 2.5 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\text{кол}} \cdot \delta_{\text{кол}} \cdot H_{\text{кол}} = 2.5 \cdot 10^{-4} \cdot 425 \cdot 28 \cdot 4500 = 13388 \text{ Н}$$~~

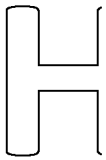
Перевірка часу згасання коливань.



Наведена маса:

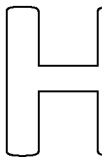
$$m = \frac{(G_{\text{стр}} + G_{\text{подв. кол}}) \cdot H_{\text{кол}}^2}{3(L + 3 \cdot H_{\text{кол}})^2} \cdot \left[1 + \frac{L}{H_{\text{кол}}} + \left(\frac{H_{\text{кол}}}{L} \right)^2 \right] + 0.1 G_{\text{тел}} =$$

$$= \frac{(2729 + 1001) \cdot 4.5^2}{3(4.5 + 3 \cdot 4.5)^2} \cdot \left[1 + \frac{4.5}{4.5} + \left(\frac{4.5}{4.5} \right)^2 \right] + 0.1 \cdot 0.3 \cdot 5000 = 383 \text{ кг}$$



Жорсткість конструкції визначається за формулою:

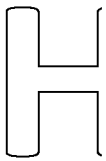
$$c = \frac{Q + G_{\text{тел}}}{f_{\text{ст}}} = \frac{5000 + 1500}{9.56 \cdot 10^{-3}} = 0.68 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$



Період власних коливань визначається залежністю:

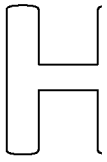
$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{383}{0.68 \cdot 10^6}} = 0.149 \text{ с}$$

Логарифмічний декремент згасання приймає таке значення:



$$\lambda = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{T^2} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0.149^2} = 0.225$$

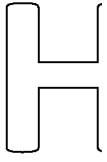




Початкова амплітуда коливань конструкції визначається за формулою:

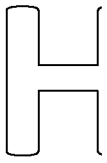
$$f_0 = \frac{Q}{c} = \frac{5000}{0,68 \cdot 10^6} = 7,35 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Час згасання коливань приймає наступне значення



$$t = \frac{T}{\lambda} \ln\left(\frac{f_0}{5 \cdot 10^{-4}}\right) = \frac{0,149}{0,225} \ln \frac{7,35 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-4}} = 1,8 \text{ с} \leq 10 \text{ с} - \text{ умова виконана.}$$

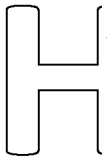
Перевірка міцності



Допустиме нормальне напруження приймає таке значення:

$$\sigma = 140 \text{ МПа}$$

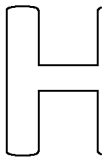
Дотичне допустиме напруження для конструкції і зварних швів і для



зварних швів визначається так:

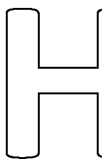
$$\tau = 0,6 \cdot \sigma = 84 \text{ МПа}$$

Розрахунок в даному випадку доцільно починати з рухомої колони, тому що в небезпечному перерізі рухомої колони діє найбільший момент у вертикальній площині, який визначається наступними залежностями.



$$M = M_{\Pi} + M_G$$

$$M = L \cdot (K_Q \cdot Q + K_q \cdot G_{\text{тел}}) + G_{\text{стр}} \cdot x_{\text{стр}} + G_{\text{подв.кол}} \cdot x_{\text{подв.кол}} = 4500 \cdot (1,3 \cdot 5000 + 1,1 \cdot 1500) + 2729 \cdot 1800 + 1001 \cdot 500 = 42 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$



Момент інерції небезпечного перерізу стріли приймає таке числове значення:

$$J_e = 2 \cdot 360 \cdot 7 \cdot 276,5^2 + 2 \cdot \frac{4 \cdot 547^3}{12} = 494,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

НУВІ І УКРАЇНИ

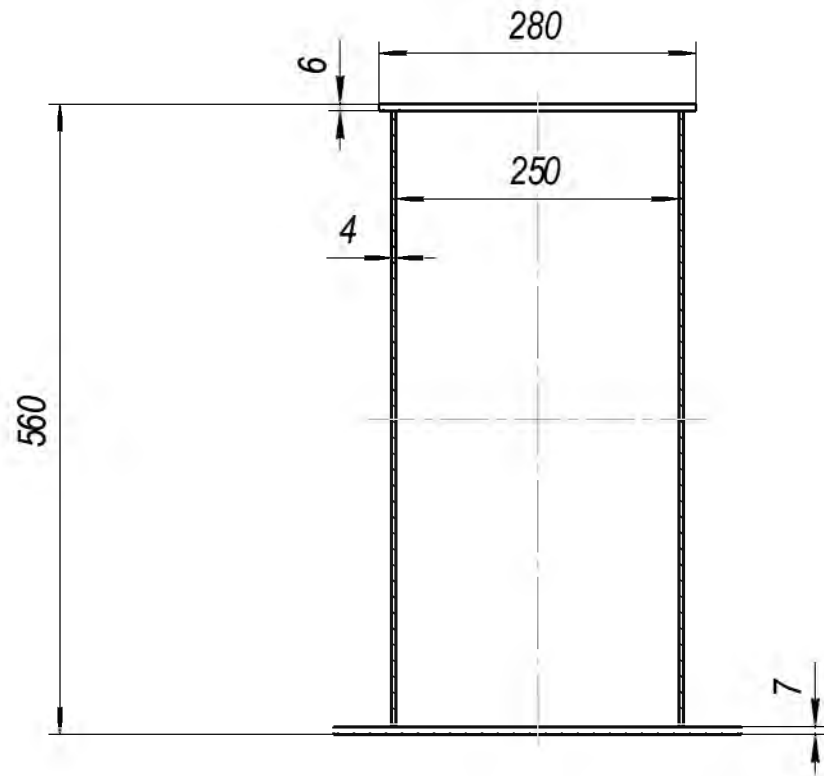


Рисунок 2.5 -. Схема для проведення перевірки

Момент опору згину колони визначається залежністю:

$$w = \frac{J_B}{y_{\max}} = \frac{494,4 \cdot 10^6}{280} = 1,77 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруження згину має вигляд:

$$\sigma = \frac{M}{w} = \frac{42 \cdot 10^6}{1,77 \cdot 10^6} = 23,7 \text{ МПа}$$

Отримане напруження менше допустимого

$$\sigma \leq [\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

Тому умова міцності на згин виконується виконується.

1.6. Механізм пересування візка

Вихідні дані для розрахунку

Вантажопідйомність $Q = 5 \text{ кН}$

Швидкість пересування $V = 8 \text{ м/хв}$

Коефіцієнт еквівалентності $k_{HE} = 0,63$

Машинний час роботи $t_{\Sigma} = 10000 \text{ год}$

Схема механізму.

Приводом механізму пересування є електродвигун з вбудованим гальмом, закритий одноступінчастий редуктор, відкрита зубчаста пара, приводне колесо якого є ребордою колеса візка. Використаємо механізм пересування з чотирма колесами, два з яких є приводними.

Підбір матеріалу та термообробки для котків

Попередньо розраховуємо діаметр ходових коліс. Для цього визначаємо найбільше навантаження на колесо за такою формулою:

$$F_{\max} := 1.1 \cdot \frac{F_Q + G_{\text{тел}}}{4} \quad F_{\max} = 1.788 \times 10^3 \text{ Н}$$

Діаметр ходових коліс (за умовою точкового контакту) визначається залежністю:

$$D_k := 1.7 \cdot \sqrt{F_{\max}} \quad D_k = 71.874$$

Зі стандартних розмірів приймаємо діаметр колеса $D_k = 80$ мм.

Вибираємо матеріал – сталь 55Л, радіус головки $r_2 = 80$ мм.

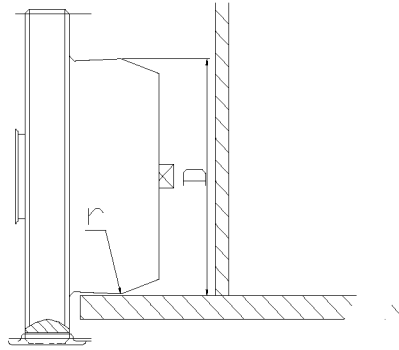


Рисунок 2.6.

Розраховуємо колесо на точковий контакт.

Контактне напруження при точковому контакті визначається за формулою:

$$\sigma_H := 3600 m \sqrt[3]{\frac{F_{HE}}{D_k^2}}$$

Де еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$F_{HE} := F_{max} \cdot \gamma \cdot k_{HV} \quad \text{эквивалентная нагрузка}$$

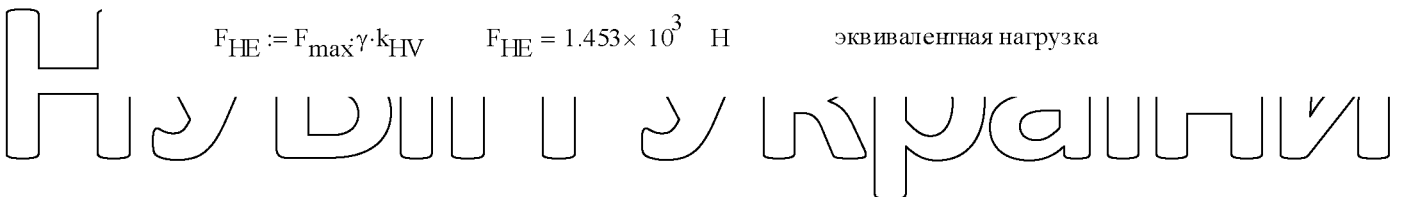
$$\gamma := \sqrt[3]{0.5 \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{F_Q}{G_{тел}} \right)^3} \right]} \quad \gamma = 0.797 \quad \text{- коэффициент эквивалентности}$$

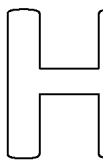
$$k_{HV} := 1 + 2.5 \cdot 10^{-3} \cdot v \quad k_{HV} = 1.02 \quad \text{- коэффициент динамичес}$$

Коефіцієнт m приймається за [1,] залежно від відношення $r_2/D_k = 80/80 = 1$;

$$m = 0,119.$$

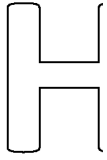
$$F_{HE} := F_{max} \cdot \gamma \cdot k_{HV} \quad F_{HE} = 1.453 \times 10^3 \text{ Н} \quad \text{эквивалентная нагрузка}$$





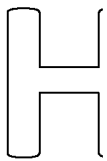
Нормальне напруження визначається через еквівалентне навантаження та діаметр колеса

$$\sigma_H := 3600m \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{HE}}{D_k^2}} \quad \sigma_H = 261.344 \text{ МПа}$$



Контактне напруження повинне бути меншим за допустиме. Допустиме напруження визначаємо за наступною формулою:

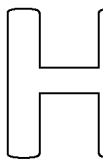
$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \sqrt[3]{\frac{10^4}{N}}$$



де $[\sigma_{H0}]$ - базове допустиме напруження визначається за [1]; $[\sigma_{H0}] = 560 \text{ МПа}$ для сталі 55л.

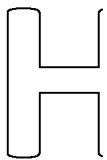
Напрацювання колеса в циклах роботи:

$$N := t_{\Sigma} \cdot 30 \cdot n_{\text{кол}} \cdot \beta$$



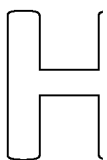
де $\beta = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зменшення середньої частоти обертання у періоди неусталених рухів.

$$\beta := 0.85 \quad n_{\text{кол}} := \frac{1000V}{\pi D_k} \quad n_{\text{кол}} = 31.831 \text{ об/мин - частота вращения колеса}$$



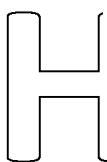
$$N := t_{\Sigma} \cdot 30 \cdot n_{\text{кол}} \cdot \beta \quad N = 8.117 \times 10^6$$

$$[\sigma_H] = 560 \sqrt[3]{\frac{10^4}{8.117 \cdot 10^6}} = 266.025 \text{ МПа}$$



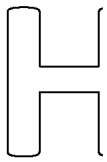
З розрахунків маємо, що напруження менше допустимого $\sigma_H < [\sigma_H]$.
Приймаємо діаметр колеса 80 мм, матеріал колеса – вилівок зі сталі 55Л.

Вибір електродвигуна



1) Необхідна потужність електродвигуна за умовами розгону визначається залежністю:

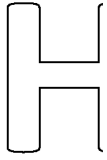




$$P' := \frac{T_H \cdot n'_H}{9550}$$

об/хв

Використаємо електродвигун із синхронною частотою обертання 1500

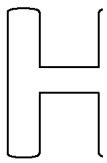


значення

Частота обертання ротора електродвигуна під навантаженням приймає

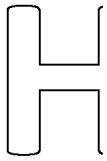
$$n'_H := 1360 \text{ об/хв}$$

Передаточне відношення приводу визначається залежністю



$$i' := \frac{n'_H}{n_{\text{кол}}} \quad i' = 42.726$$

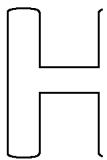
Передаточне відношення редуктора приймає значення



ККД приводу вираховується наступним чином

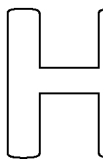
$$U_{\text{ред}} := \frac{i'}{3.118} \quad U_{\text{ред}} = 13.703$$

$$\eta = \eta_{\text{поди}}^2 * \eta_{\text{ОЗП}} * \eta_{\text{ред}} = 0,99^2 * 0,95 * 0,96 = 0.894$$



Зведений момент інерції приводу під час пуску момент інерції під час пуску визначається залежністю

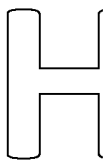
$$I' := \frac{1.1 \cdot (F_Q + G_{\text{тел}}) \cdot D_k^2}{4g \cdot U_{\text{ред}}^2 \cdot \eta} \quad I' = 6.95 \times 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$



відносний час запуску визначається за формулою

$$m' := 2.2 \quad \alpha' := 0.5$$

$$t'_{\text{п0}} := \frac{1}{0.75(m' - \alpha')} \quad t'_{\text{п0}} = 0.784$$



$t'_{\text{п}}$ – час пуску;

$$t'_{\text{п}} := \frac{V}{60a} \quad t'_{\text{п}} = 0.667 \text{ с}$$

а – прискорення вантажу при пуску та гальмуванні для механізму пересування; повинно бути менше допустимого $[a]=0.2 \text{ м/с}^2$

Попередній розрахунок номінального крутного моменту електродвигуна за умовами розгону здійснюється наступним чином:

$$T'_H := \frac{\pi \cdot I' \cdot n'_H \cdot t'_{п0}}{30 \alpha'_H} \quad T'_H = 1.165 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Попередній розрахунок потужності двигуна визначається за формулою :

$$P' := \frac{T'_H \cdot n'_H}{9550} \quad P' = 0.166 \text{ кВт}$$

2) Розрахунок потужності електродвигуна для подолання сил опору пересуванню візка з вантажем.

Опір пересування при встановленій швидкості і ходових колесах з однією

ребордою без напрямних роликів визначається за наступною формулою:

$$F_{сТ} := \frac{2}{D_k} \cdot (F_Q + G_{тел}) \cdot \left(\mu + f \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot k_p$$

Коефіцієнт тертя кочення приймаємо по [1]: $\mu = 0.15$

Наведемо коефіцієнт тертя в підшипниках $f=0.02$ (1).

Діаметр підшипників коліс $d=0.2D_k=0.2 \cdot 80=16 \text{ мм}$.

Коефіцієнт k_p , що враховує тертя реборд про рейку, приймаємо по (1): $k_p = 2.5$ (для електроталі). Статична сила опору визначається залежністю

$$F_{сТ} := \frac{2}{D_k} \cdot (F_Q + G_{тел}) \cdot \left(\mu + f \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot k_p \quad F_{сТ} = 125.938 \text{ Н}$$

Тоді потужність можна визначити за формулою

$$P'_{сТ} := \frac{F_{сТ} \cdot V}{60 \cdot 1000 \eta} \quad P'_{сТ} = 0.019 \text{ кВт}$$

□

Більша потужність двигуна потрібна за умовами розгону візка.

Н

Вибираємо двигун марки 4A56B4E2 У1,2: номінальної потужності $P_N = 0,18$ кВт (при $P_B = 25\%$), номінальної частоти обертання $n_N = 1360$ об / хв; $m=2.1$; момент інерції ротора електродвигуна $I_{эд}=6 \cdot 10^{-4}$ кг*м².

Н

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

2.1. Загальні відомості про моделювання технічної системи

Для сучасного машинобудування характерні тенденції до підвищення продуктивності машин, яка пропорційно пов'язана зі збільшенням швидкодії та скороченням тривалості перехідних процесів, а також зростанням робочих навантажень, точності виконання робочих операцій, надійності роботи та економічності. Тому висувуються підвищені вимоги до методів розрахунку окремих елементів і систем, що використовуються при конструюванні та проектуванні машин.

Широко розповсюджені статичні методи розрахунку в одних випадках ведуть до невиправданого підвищення коефіцієнту запасу міцності і, як наслідок, до збільшення габаритних розмірів та маси машин, а в інших – приводить до створення недостатньо надійних машин, які виходять з ладу при динамічних перевантаженнях.

Задовольнити найкращим чином всі вимоги до роботи машин можна тільки при сумісному аналізі їх режимів руху з урахуванням основних силових факторів.

Угодження конструкторських розробок з послідовним розв'язуванням задач динаміки дозволяє вже на стадії проектування машини вибрати раціональну схему, оцінити точність виконання робочих процесів, енергетичні витрати, характеристики міцності та ергономічності.

Під час роботи механізму підйому, особливо на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування), в елементах конструкції виникають коливання, що призводить до підвищення динамічних навантажень в елементах приводного механізму та тягового органу. Це сприяє накопиченню втомних напружень в конструкції і, як наслідок, передчасному уйогоруйнуванню та негативно впливає на безпечну експлуатацію в цілому. Вирішення цієї проблеми можливе шляхом

оптимізації режиму руху механізму підйому на ділянках перехідних процесів, що дозволить мінімізувати коливання елементів конструкції.

Механізми підйому вантажу й інші механічні системи при своїй роботі на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, аварійна зупинка) характеризуються наявністю динамічних навантажень, що виникають в елементах приводного механізму і в канаті. В канаті виникає нерівномірний рух, який пов'язаний із завантаженням та розвантаженням, а також через властивості самої системи. Вони негативно впливають на елементи конструкції, і призводять до передчасного руйнування механізму, підвищення енергозатрат, погіршення роботи системи в цілому.

При переході від реальної механічної системи (машини) до її динамічної моделі нехтують тими фізичними факторами, які несуттєві для даного розрахунку або дослідження [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. В загальному випадку при складанні динамічної моделі механічної системи необхідно враховувати зосереджені маси, розподілені маси по довжині елементів, пружність елементів, залежності рушійних та гальмівних сил двигунів від частоти обертання ротора, зміну приведених мас і т.д. У кожному конкретному випадку одні фізичні фактори є головними, а інші – другорядними. Модель не повинна бути громіздкою, повинна відображати всі елементи механічної системи і основні її фізичні властивості, бути нескладною для полегшення розрахунків [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

Розв'язування задач динаміки машин починається з ідентифікації фактів та даних наукових спостережень. На їх основі проводиться формалізація роботи

машини механізму і будується її математична модель, тобто виділяються її найбільш суттєві риси та властивості й проводиться їх опис за допомогою рівнянь і формул.

Розглянемо основні етапи моделювання роботи машин:

при постановці задачі на фізичному рівні проходить процес схематизації та ідеалізації машини, тобто виділення її суттєвих факторів, що впливають на її функціонування. Деякі риси і фактори машини можуть виявитися важливими, інші – несуттєвими;

після виявлення суттєвих факторів ставляться задача моделювання й вибирається схема взаємодії між елементами машини, тобто будується динамічна модель, яка відображає суттєві фактори;

надалі здійснюється переведення необхідних характеристик на мову математичних понять і величин. Складається система параметрів, які описують основні фактори, й здійснюється формування співвідношень та рівнянь між цими параметрами і величинами (математичне моделювання). Отже, математична модель – це результат формалізації реальної машини. Це найбільш складна й важка стадія процесу моделювання. Тут

використовують фундаментальні фізичні закони і принципи; після побудови моделі (третій етап) необхідно проводити перевірку суперечності моделі реальної машині і конкретності постановки задачі. Тут можна використати досить просте й

завжди ефективне правило фізичної розмірності в усіх членів рівняння-моделі машини; перевіряється справедливість моделі за результатами розв'язування теоретичної задачі у відповідності з математичною моделлю,

які зіставляються з реальними результатами роботи машини. На основі цих результатів перевіряється адекватність математичної моделі реальної машини. Глибина відображення моделлю реальної машини залежить від мети дослідження.

Етапи моделювання машини відповідно до принципів ієрархії моделей: кожна модель нижчого рівня не повинна суперечити моделі вищого рівня.

При переході від реальної механічної системи (машини) до її динамічної моделі нехтують тими фізичними факторами, які несуттєві для даного розрахунку або дослідження. В загальному випадку при складанні динамічної моделі механічної системи необхідно враховувати зо-

середжені маси, розподілені маси по довжині елементів, пружність елементів, залежність тривісних та гальмівних сил двигунів від частоти обертання ротора, змін у приведених мас і т. д. У кожному конкретному випадку одні фізичні фактори є головними, а інші – другорядними.

Динамічна модель повинна задовольняти дві головні вимоги:

бути в необхідній мірі адекватною реальної механічній системі й, наскільки це можливо, відображати основні її фізичні властивості;

бути не дуже складною, щоб розв'язування не було досить трудомістким.

2.2. Побудова динамічної моделі механізму підйому вантажу

Наведемо розроблену кінематичну схему механізму підйому вантажу (рис.3.1), яка складається з приводного електродвигуна -1, пружної муфти -2, колодкового гальма -3, циліндричного редуктора -4, зубчастої муфти -5, приводного барабана -6, поліспасти системи -7, корисного вантажу -8. В механізмі підйому вантажу необхідно дослідити зміну пружного моменту в пружній муфті 2, тому для побудови динамічної моделі розчленуємо механізм підйому на дві частини, як це показано на рис.3.1. До першої частини увійдуть ротор електродвигуна -1 та ліва півмуфта муфти -2. Відповідно до другої частини механізму увійдуть права півмуфта з гальмівним шківом -3, одноступінчастий циліндричний редуктор -4, зубчаста муфта -5, приводний барабан -6, поліспасти система -7 та вантаж з захватним пристроєм -8.

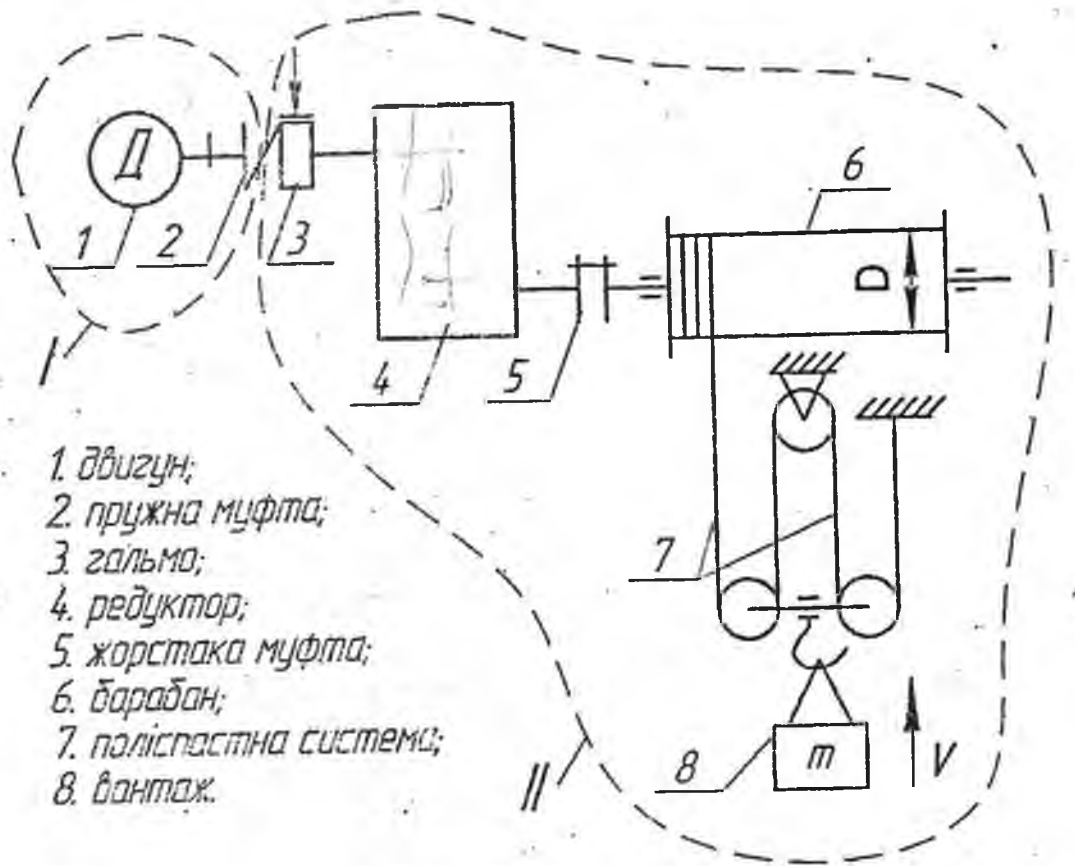


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму підйому вантажу

Схемі механізму підйому, представлений на рис.3.1, відповідає динамічна модель з обертальними дисками, з'єднаними між собою пружними елементами

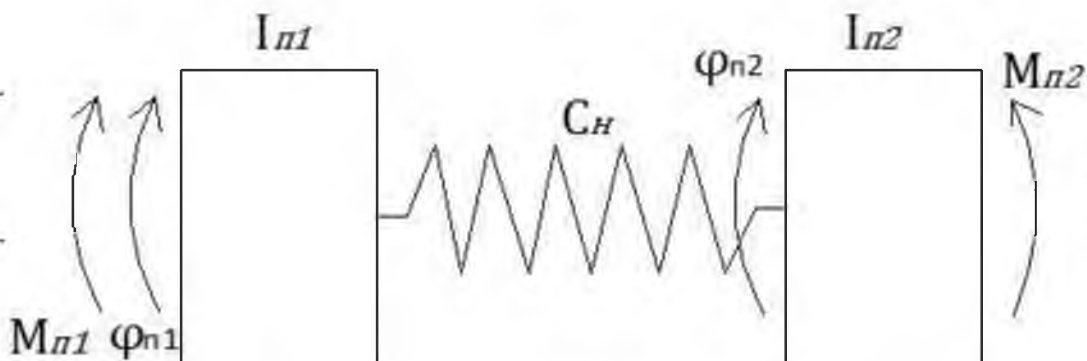


Рисунок 3.2 – Спрощена динамічна модель механізму підйому вантажу

На рис.3.2 прийняті такі позначення: $I_{П1}$ та $I_{П2}$ – приведені моменти інерції першої та другої частин механізму підйому; $C_{п1}$ – коефіцієнт жорсткості; $M_{П1}$ та $M_{П2}$ – приведені рушійні моменти першої та другої частин механізму підйому; $\phi_{П1}$ – кутова координата повороту першої півмуфти; $\phi_{П2}$ – кутова координата повороту другої півмуфти.

До першої частини моделі входять електродвигун, перша пружна півмуфта. До другої частини моделі входять друга півмуфта, редуктор, жорстка муфта, канатний барабан, поліспадна система з вантажем.

Розраховуючи першу частину реальної системи механізму підйому вантажу, насамперед прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального механізму підйому (T_I) до кінетичної енергії моделі ($T_{екв.}$) першої частини системи.

$$T_I = T_{екв.}$$

З наведеної умови знаходимо

$$I_{П1} = I_{дв.} + \frac{1}{2} I_{м.п.}$$

$$I_{П1} = I_{дв.} + \frac{1}{2} I_{м.п.} = 0,374 + 0,374 = 0,748 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Розрахуємо числові значення моментів інерції складових елементів механізму підйому вантажу:

$$I_{м.п.} = 0,2 \cdot I_{дв.} = 0,2 \cdot 0,374 = 0,0748$$

$$I_{г.} = 0,15 \cdot I_{дв.} = 0,15 \cdot 0,374 = 0,0561$$

$$I_{ш.} = 0,1 \cdot I_{дв.} = 0,1 \cdot 0,374 = 0,0374$$

$$I_{з.к.} = 0,3 \cdot I_{дв.} = 0,3 \cdot 0,374 = 0,1122$$

$$I_{м.ж.} = 0,2 \cdot I_{дв.} = 0,2 \cdot 0,374 = 0,0748$$

$$I_{к.б.} = 0,4 \cdot I_{дв.} = 0,4 \cdot 0,374 = 0,1496$$

Аналогічно визначимо приведений момент інерції другої маси механізму підйому. Прирівняємо кінетичні енергії реального механізму і його моделі для другої частини механізму підйому. В результаті чого отримаємо:

$$T_{2M} = T_{2p}$$

$$T_{2M} = \frac{1}{2} \cdot I_{п2} \cdot \omega_{дв}^2$$

$$T_{2p} = \frac{1}{2} \cdot I_{м.п.} \cdot \frac{1}{2} \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} I_{\Gamma} \cdot \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} I_{ш} \cdot \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} I_{з.к.} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}}{n}\right)^2 + \frac{1}{2} I_{м.ж.} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}}{n}\right)^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{к.б.}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \left(\frac{1}{2} \cdot I_{м.п.} + I_{\Gamma} + I_{ш} + I_{з.к.} \cdot \frac{1}{n^2} + I_{м.ж.} \cdot \frac{1}{2} + I_{к.б.} \cdot \frac{1}{n^2} + m \cdot \frac{D^2}{n^2 \cdot 64} \right)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\phi}_2^2$$

$$I_{п2} = \frac{1}{2} \cdot I_{м.п.} + I_{\Gamma} + I_{ш} + I_{з.к.} \cdot \frac{1}{n^2} + I_{м.ж.} \cdot \frac{1}{2} + I_{к.б.} \cdot \frac{1}{n^2} + m \cdot \frac{D^2}{n^2 \cdot 64}$$

$$I_{п2} = \frac{0,0748}{2} + 0,0561 + 0,0374 + \frac{0,1122}{16} + \frac{0,0748}{2} + \frac{0,1496}{16} + 1200 \cdot \frac{0,3}{16 \cdot 64}$$

$$= 0,0374 + 0,0561 + 0,0374 + 0,0070 + 0,0374 + 0,0094 + 0,3516$$

$$= 0,621 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{п2} = 0,2 * I_{дв}$$

$$I_{м.п.} = I_{м.ж.} = 0,748 \text{ кгм}^2$$

Розрахуємо зведений момент сил опору, який приведений до валу електродвигуна

$$M_2 = \frac{m \cdot g \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{D_{бар.}}{2} \cdot \frac{1}{U}}{\eta_{м.ж.} \cdot \eta_{ред.} \cdot \eta_{м.п.} \cdot \eta_{пол.} \cdot \eta_{бар.}}$$

$$M_2 = \frac{1200 \cdot 9,8 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{0,3}{2} \cdot \frac{1}{4}}{0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,995} = \frac{110}{0,927} = 119 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_{\text{НОМ}} = 15 \text{ кВт} = 15000 \text{ Вт}$$

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{P_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{15000}{99} = 152 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{max}} = M_{\text{НОМ}} \cdot \lambda = 152 \cdot 3.1 = 471 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо жорсткість муфти за наступною формулою

$$C = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi}$$

Підставивши числові значення, будемо мати:

$$C = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} = \frac{471}{4 \cdot \frac{1}{57}} = \frac{471}{0.07} = 6729 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

Визначимо кінематичні характеристики приводного двигуна

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{3} = 104,7 \frac{\text{Рад}}{\text{с}}$$

$$S_{\text{НОМ}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{НОМ}}}{\omega_0} = \frac{104,7 - 99}{104,7} = 0,054$$

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{НОМ}} (1 + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,054 (1 + \sqrt{3,1^2 - 1}) = 0,212$$

Нелінійність системи рівнянь руху викликана нелінійністю механічної характеристики приводного двигуна, яка залежить від кутової швидкості приводного валу і визначається за допомогою рівняння Клосса:

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}}{\frac{S}{S_{\text{кр}}} + S} = \frac{2 \cdot 471}{\frac{1000}{0,212} + \frac{\varphi_1(t) \cdot 30}{1000} + \frac{0,212}{1000 - \frac{\varphi_1(t) \cdot 30}{1000}}}$$

де S , $S_{\text{кр}}$ – ковзання та критичне ковзання двигуна відповідно.

За отриманими числовими даними побудуємо механічну характеристику приводного електродвигуна

НУБІП України

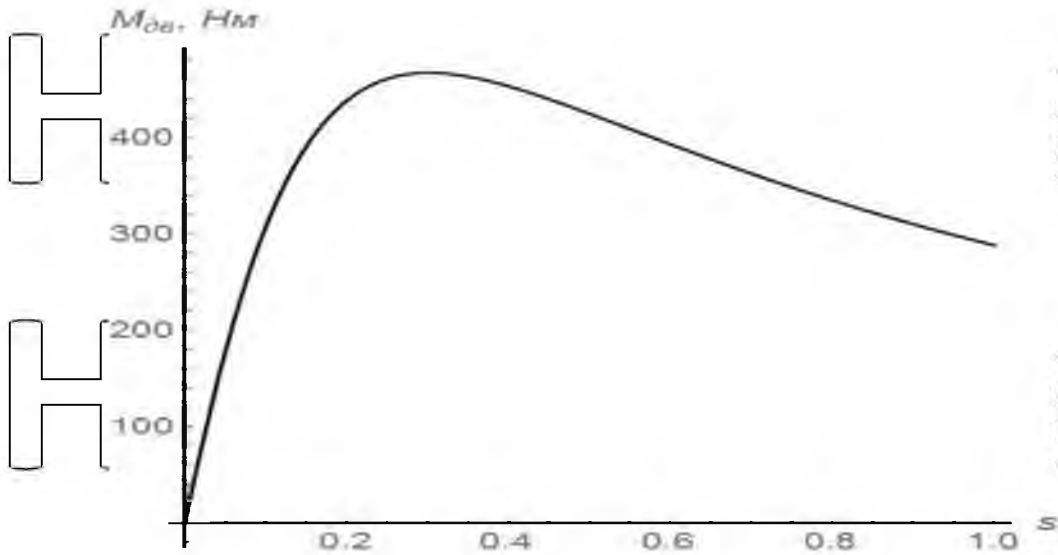


Рисунок 3.3 – Механічна характеристика приводного двигуна

2.3. Побудова математичної моделі механізму підйому вантажу

На основі отриманої динамічної моделі може бути побудована математична модель будь-якої механічної системи. В тому числі і механізму підйому вантажу. Математичні моделі механічних систем становлять, як правило, диференціальні рівняння руху або взаємодії окремих елементів.

На рис 1.4 - 1.5 зображені розчленовані маси динамічної моделі механізму підйому вантажу, представленої на рис.3.2. Розглянемо рівновагу цих мас і складемо нелінійні диференціальні рівняння руху механізму підйому вантажу, використовуючи принцип Даламбера.

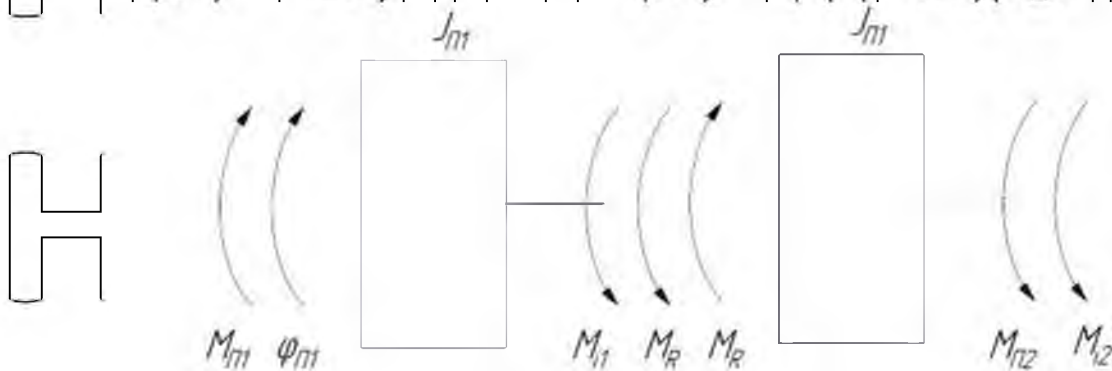


Рисунок 3.4 – Перша частини системи

Рисунок 3.5 – Друга частини системи

$$\begin{cases} M_{П1} - M_{11} - M_R = 0 \\ M_R - M_{П2} - M_{12} = 0 \end{cases}$$

U

де M_{i1} – момент сил інерції першої частини системи; M_{i2} – момент сил інерції другої частини системи; M_R – момент реакції пружного елемента.

$$M_{i1} = J_{\Pi 1} \cdot \varphi_1$$

$$M_{i2} = J_{\Pi 2} \cdot \varphi_2$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$$

Підставивши дані значення в (1.19) отримаємо:

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{\Pi 2} - J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases}$$

Її можна записати і в іншому вигляді:

$$\begin{cases} J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{\Pi 1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{\Pi 2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases}$$

Розв'язок системи рівнянь та побудову графіків, що описують рух механізму підйому вантажу виконуємо в програмному середовищі WolframMathematica.

2.4. Динамічний аналіз руху механізму підйому вантажу

На базі розробленої математичної моделі механізму підйому вантажу проведені динамічні розрахунки. В результаті розв'язку диференціальних рівнянь в програмному середовищі WolframMathematica наведені графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик, які наведені на рис. .

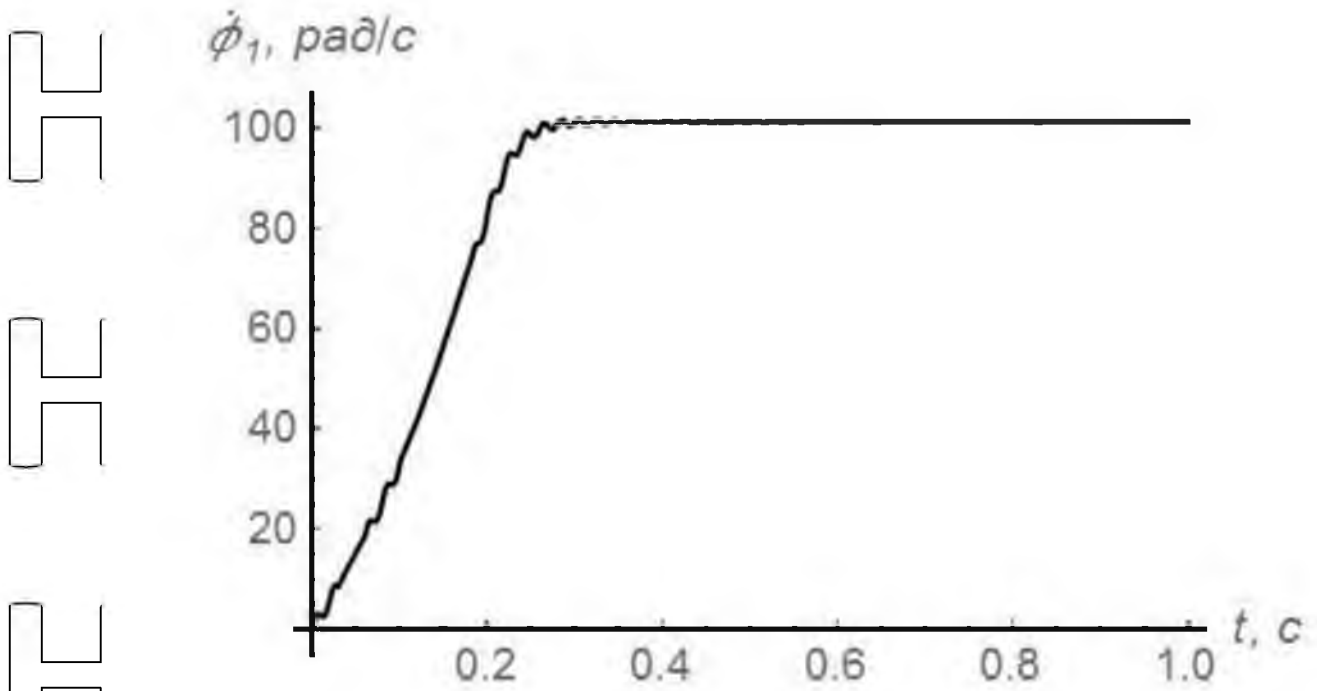


Рисунок 3.6 – Графік кутового переміщення жорсткої муфти.

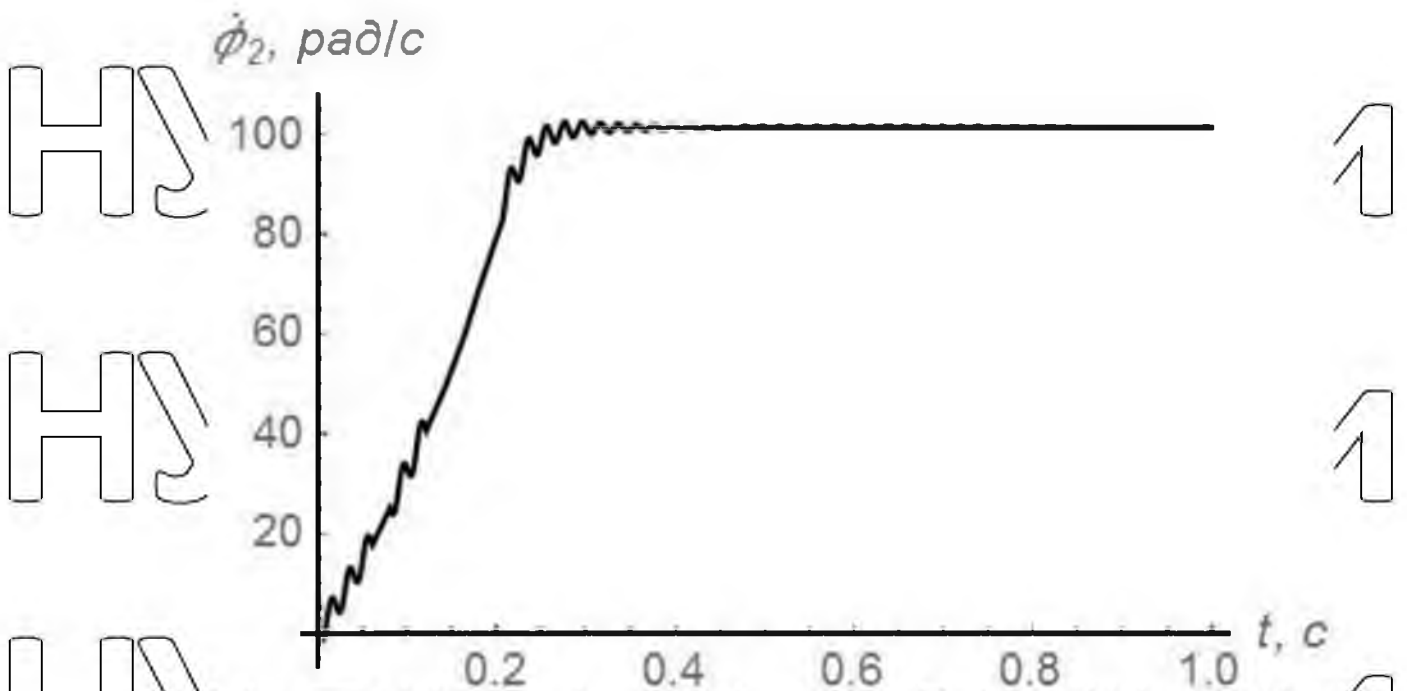


Рисунок 3.7. – Графік кутової швидкості першої півмуфти.

НУБІП України

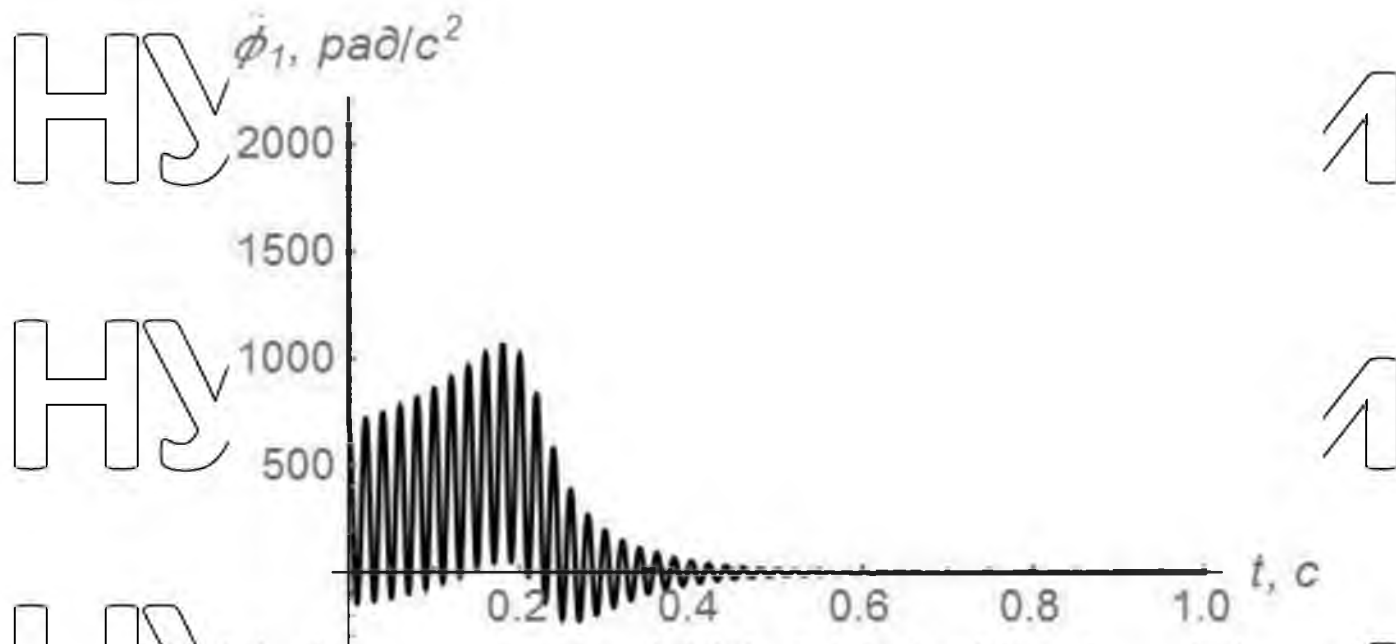


Рисунок 3.8 – Графік кутового прискорення першої півмуфти.

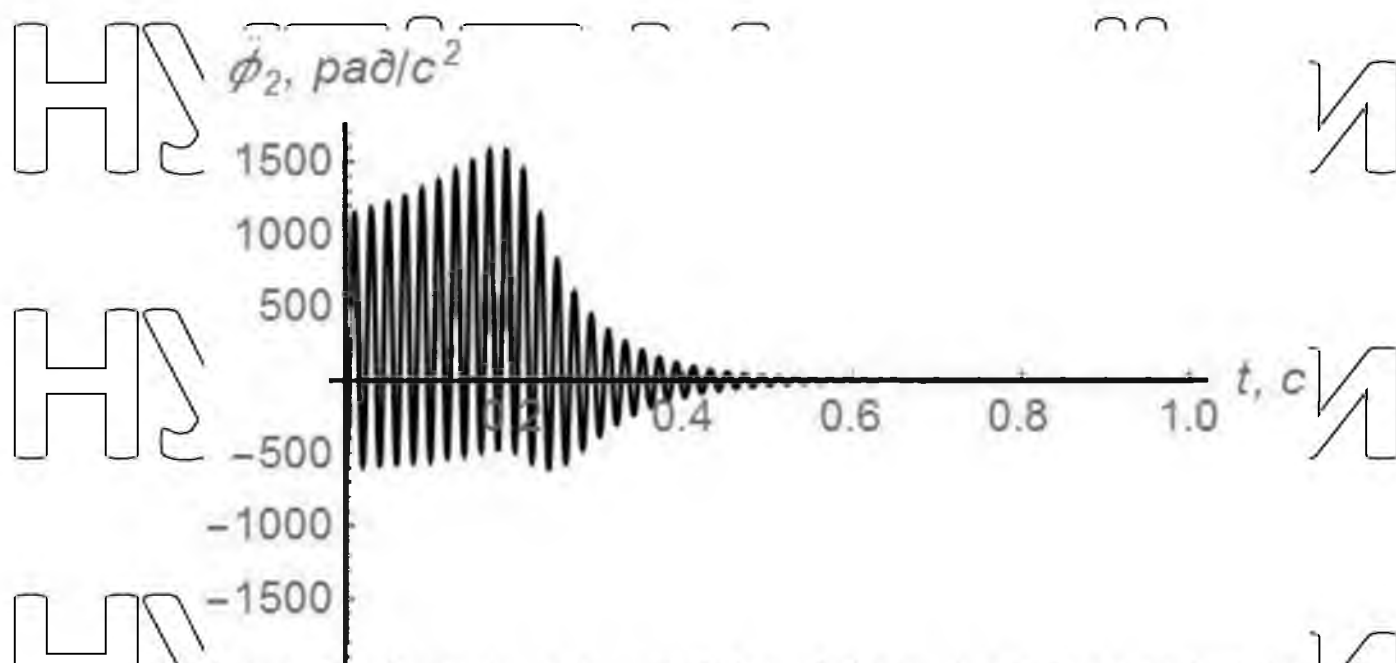


Рисунок 3.9. – Графік кутової швидкості другої півмуфти.

НУБІП України

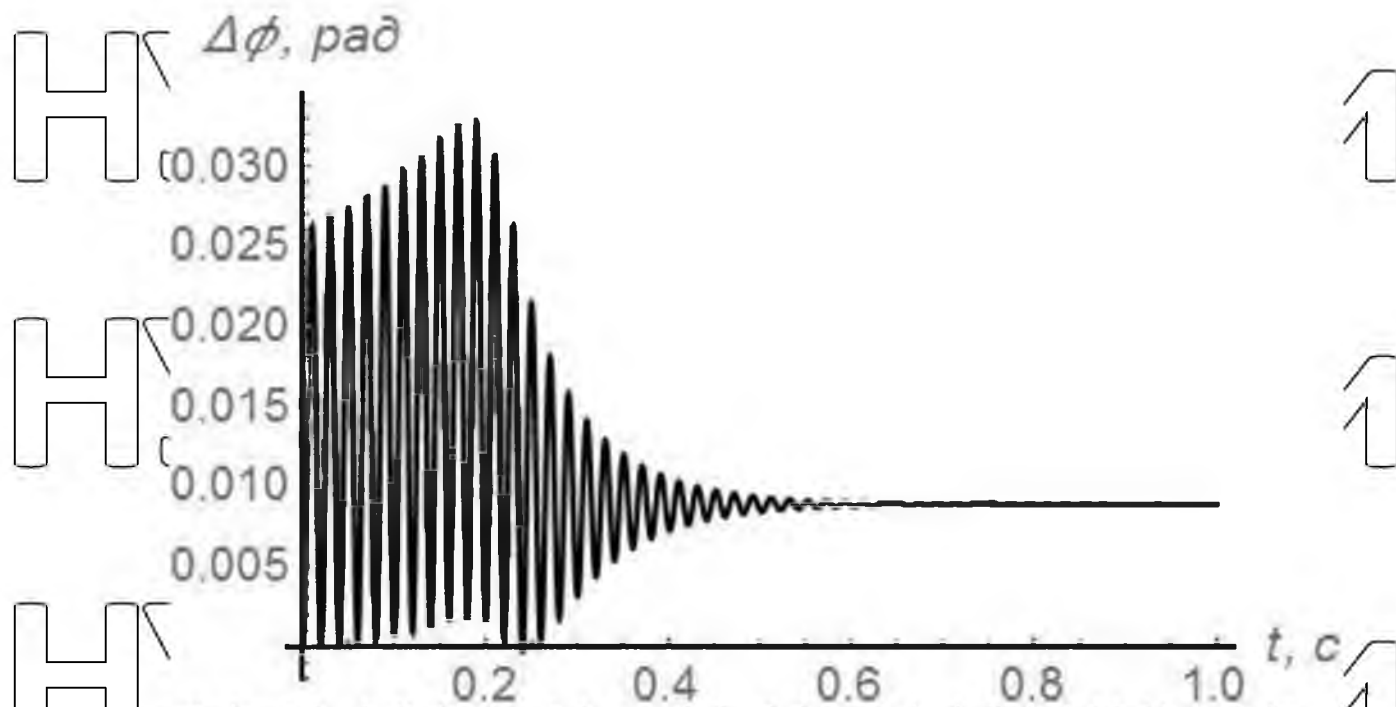


Рисунок 3.10. – Графік кутового прискорення другої пів муфти.

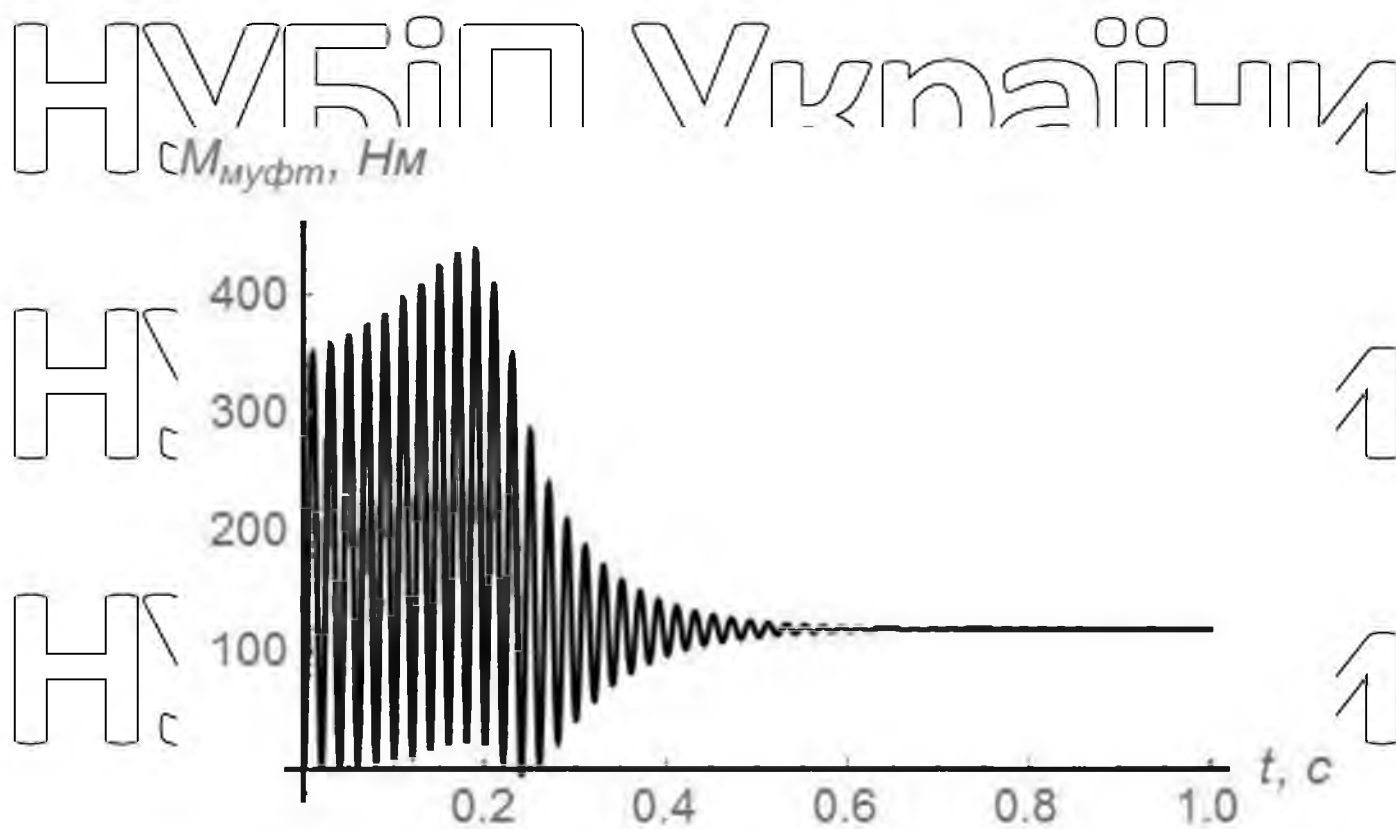


Рисунок 3.11. – Графік крутного моменту в жорсткій муфті.

НУБІП України

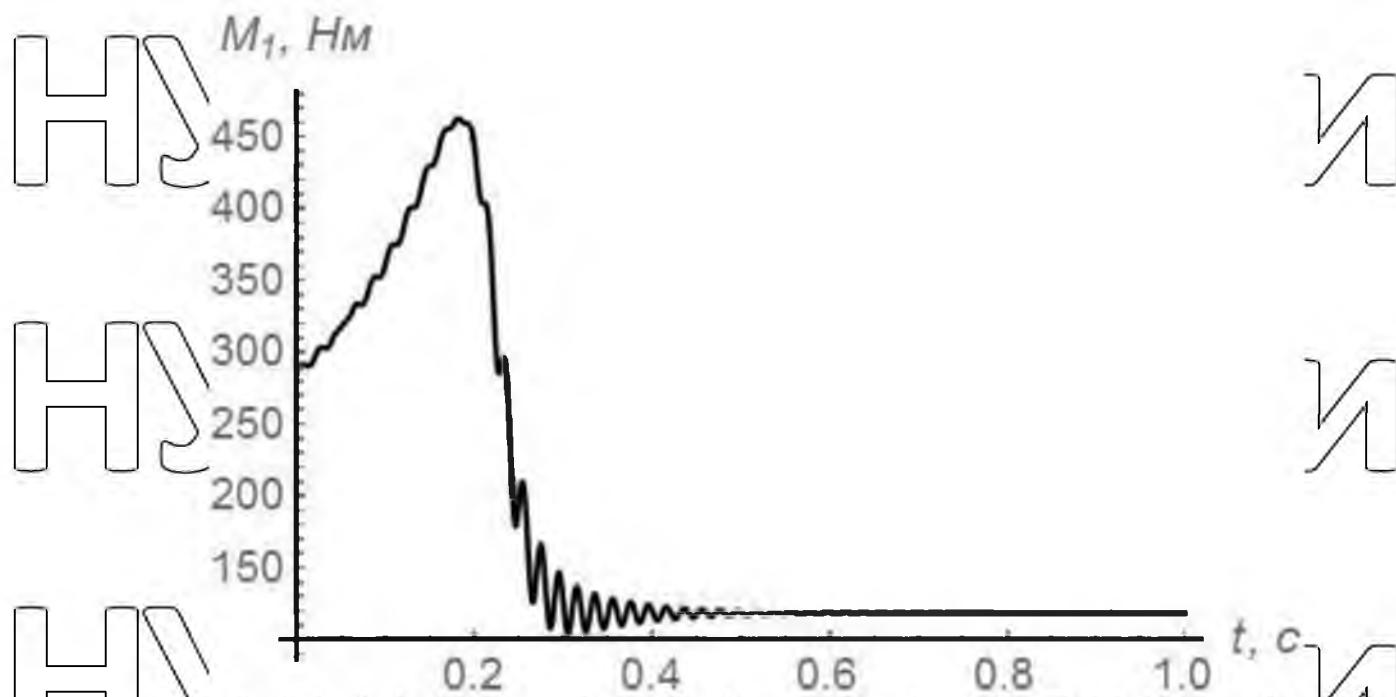


Рисунок 3.12 – Графік крутного моменту двигуна

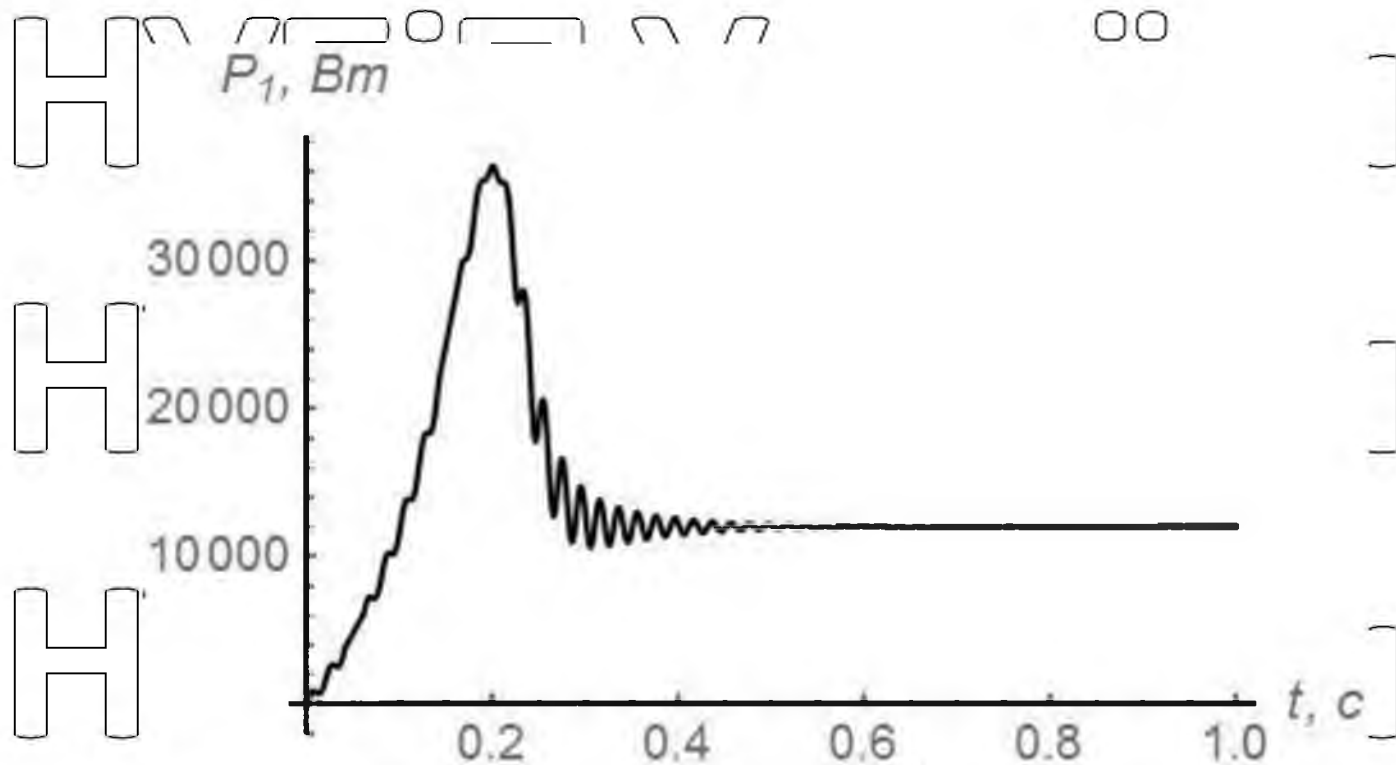


Рисунок 3.13. – Графік потужності приводу

Аналіз графічних залежностей кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізму підйому вантажу показує наявність значних коливань.

які приводять до появи динамічних навантажень, що негативно впливають на роботу системи крана в цілому.

В табл.3.1 наведено максимальні значення кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізму підйому вантажу, з яких видно, що вони значно перевищують свої середні значення. Це вказує на наявність значних динамічних навантажень в елементах механізму підйому

Таблиця 3.1 Максимальні значення характеристик механізму підйому

Максимальний крутний момент у муфті	437.2	Нм
Максимальний крутний момент двигуна	462.7	Нм
Максимальне прискорення першої частини	1063.4	рад/с ²
Максимальне прискорення другої частини	1583.4	рад/с ²
Максимальний кут деформації муфти	1.87	Град
Максимальна потужність двигуна	36424.8	Вт

2.5. Висновки до розділу

Проаналізувавши динаміку роботи проужної муфти максимальне значення моменту яке передає муфта складає приблизно 2000 Нм.

Проаналізувавши графік ми бачимо, що максимальне значення моменту значно нижче ніж 2000 Нм і становить 437,2 отже муфта зможе витримати навантаження та не зруйнується.

З графіку ми бачимо що максимальне значення потужності двигуна при запуску складає 36424.8Вт, але потім вирівнюється і повертається до 15000 Вт, тому двигун буде працювати в нормальному режимі.

Значення кутового прискорення показують ступінь розгону всього механізму протягом всього часу, що підтверджується рис. 1.8 та 1.10.

Максимальний крутний момент двигуна складає 462.7 Нм. Та набирає найбільших значень в період запуску двигуна з 0 до 0.4 с.

З наведеного динамічного аналізу механізму підйомувантажувача можна зробити висновок, що найбільші динамічні навантаження мають місце на ділянці пуску, тому для їхнього зменшення та усунення коливань доцільно на цій ділянці руху провести оптимізацію процесу пуску.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

2.6. Вибір критерію оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажу

З динамічного аналізу режиму руху механізму підйому вантажу стрілового крана при підйомі вантажів різного призначення встановлено, що в приводному механізмі виникають значні динамічні навантаження коливального характеру. Амплітуда коливань цих навантажень є досить значною, де максимальні значення динамічних навантажень в декілька разів перевищують номінальне значення при усталеному підйомі вантажу. Виходячи з наведених результатів розрахунку попереднього розділу, приходимо до висновку, що є необхідність в значному зменшенні динамічних навантажень в приводному механізмі механізму підйому вантажу, які приводять до передчасного руйнування його елементів.

Одним із шляхів зменшення динамічних навантажень в елементах механізму підйому є вибір цілеспрямованого режиму руху приводного механізму. Для суттєвого зменшення динамічних навантажень і усунення коливань в елементах приводу та робочого органу запропоновано оптимізувати режим пуску приводного механізму, де виникають найбільші навантаження та коливання ланок зі значною амплітудою. Однією з найбільш небезпечною ділянкою руху механізму підйому є ділянка пуску, де мають місце складні динамічні процеси пов'язані з виникненням коливальних процесів в пружних елементах приводного механізму. Наявність коливальних процесів приводить до виникнення додаткових динамічних навантажень в елементах конструкції та приводу механізму підйому. Змінні аперіодичні динамічні навантаження досить негативно впливають на втомне руйнування елементів приводного механізму, робочого органу та конструкції механізму підйому в цілому і, як наслідок, знижується надійність роботи крана в цілому та підвищуються енергетичні витрати приводу.

Для проведення оптимізації режиму руху приводу механізму підйому необхідно обрати критерій оптимізації. Оскільки виникає задача зменшення динамічних навантажень в елементах конструкції механізму підйому, то критерій повинен відображати ці навантаження. При чому ці навантаження повинні відображатись протягом всього процесу пуску механізму підйому. Тому в критерій оптимізації режиму руху механізму підйому доцільно враховувати пружний момент приводного механізму протягом усієї ділянки руху в процесі пуску. Оскільки є потреба порівняння режимів руху в процесі оптимізації, то критерій повинен виражатись конкретним числом. Крім того, він повинен бути інтегральним за формулою і виражатись у вигляді інтегралу за часом протягом всієї тривалості процесу пуску.

Враховуючи наведене, за критерій оптимізації режиму руху в процесі пуску механізму підйому оберемо середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі механізму підйому протягом процесу пуску, який представляється в наступному вигляді

$$M_{pc} = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_p^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.1)$$

де t , t_1 – часу та тривалість процесу пуску механізму підйому при транспортуванні різних вантажів, M_p – функціональна залежність моменту сили в пружному елементі приводу механізму підйому.

Оскільки обраний критерій відображає динамічні навантаження, які є небажаними для механізму підйому, то він в процесі оптимізації режиму руху механізму підйому підлягає мінімізації.

2.7. Визначення оптимального режиму пуску механізму підйому

Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому сформуємо критерій оптимізації, який необхідно мінімізувати за час перехідного процесу пуску механізму підйому. Оскільки у вираз критерію повинен входити момент

сили в пружному елементі приводу механізму підйому вантажу, то визначимо його. Для цього використаємо такий вираз

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (4.2)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу механізму підйому вантажу; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу.

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь руху механізму підйому можна записати

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.3)$$

де J_{p2} – момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу при транспортуванні різних вантажів; M_{p2} – зведений момент сил опору повороту другої зведеної маси

Залишимо підінтегральний вираз критерію (4.1) з урахуванням залежності (4.3), в результаті якого отримаємо такий вираз

$$f = (J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2})^2. \quad (4.4)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.1) з урахуванням виразу (4.4) є рівняння Пуассона, які мають наступний вид

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} = 0$$

Після підстановки в рівняння Пуассона виразу (4.4) отримаємо умову мінімуму критерію (4.1), що відображає динамічні процеси в приводу механізму підйому вантажу, яка представляється таким диференціальним рівнянням

$$2J_{p2}^2 \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.5)$$

Рівняння (4.5) справедливе тільки в тому випадку, коли $\ddot{\varphi}_2 = 0$, оскільки інші складові не можуть дорівнювати нулю. В результаті послідовного

інтегрування рівняння (4.5) отримаємо наступні залежності координати другої зведеної маси динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу та його похідні за часом:

$$\ddot{\varphi}_2 = C_1;$$

$$\dot{\varphi}_2 = C_1 t + C_2;$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \quad (4.6)$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4.$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні, що знаходяться з таких крайових умов руху приводу механізму підйому вантажу:

$$t = 0: \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0; t = t_1: \dot{\varphi}_2 = \omega; \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.7)$$

В умовах (4.7) ω – усталена кутова швидкість приводного вала приводу механізму підйому вантажу.

В результаті використання крайових умов (4.7) для виразів (4.6) знайдемо постійні, які приймають наступні значення:

$$C_1 = -\frac{2\omega}{t_1^2}; C_2 = \frac{2\omega}{t_1}; C_3 = 0; C_4 = 0. \quad (4.8)$$

Після підстановки виразів (4.8) в залежності (4.6) знайдемо кінематичні характеристики оптимального динамічного режиму пуску приводу механізму підйому вантажу, які забезпечують характер зміни пружного моменту в приводу механізму підйому вантажу, де відсутні коливання при практично відсутніх динамічних навантаженнях в приводі та елементах конструкції приводу механізму підйому вантажу. З другого рівняння системи рівнянь механізму підйому вантажу виразимо координату першої зведеної маси динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу, що відображає приводний механізм і має такий вигляд

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.9)$$

Взявши двічі похідну за часом від виразу (4.9), визначимо швидкість та прискорення кутового обертання першої зведеної маси динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу:

$$\dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\phi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}; \quad (4.10)$$

$$\ddot{\phi}_1 = \ddot{\phi}_2 + \frac{J_{p2}}{c}. \quad (4.11)$$

В результаті проведених попередніх розрахунків можемо визначити пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент на валу електродвигуна приводу механізму підйому вантажу, які визначаються такими залежностями:

$$M_p = J_{p2} \ddot{\phi}_2 + M_{p2}; \quad (4.12)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\phi}_1 + J_{p2} \ddot{\phi}_2 + M_{p2}, \quad (4.13)$$

Тут J_{p1}, J_{p2} – моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу, які відображають приводний механізм; M_{p2} – зведений до приводного вала момент сил опору приводу механізму підйому вантажу; ω – кутова швидкість усталеного руху приводу механізму підйому вантажу; t_1 – тривалість пуску приводу механізму підйому вантажу

Знайдемо залежність потужності на приводному валу приводу механізму підйому вантажу

$$P_d = M_d \dot{\phi}_1 \quad (4.14)$$

2.8. Результати оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажу

Для приводу механізму підйому вантажу, представленого двома совою динамічною моделлю в результаті проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик

оптимального режиму руху люлькового елеватора на ділянці пуску, які представлені на рис.4.1....,рис.4.8.



Рисунок4.1-Графік кутової швидкості першої зведеної маси приводу механізму підйому вантажу



Рисунок4.2 – Графік кутової швидкості другої зведеної маси приводу механізму підйому вантажу

Кутові швидкості оптимального режиму пуску першої (рис.4.1) та другої (рис.4.2) зведених мас динамічної моделі приводу механізму підйому вантажу змінюється плавно за параболічним законом до усталеної швидкості руху. Такий оптимальний режим руху усуває коливання в системі приводу механізму підйому вантажу і мінімізує динамічні навантаження в його елементах.

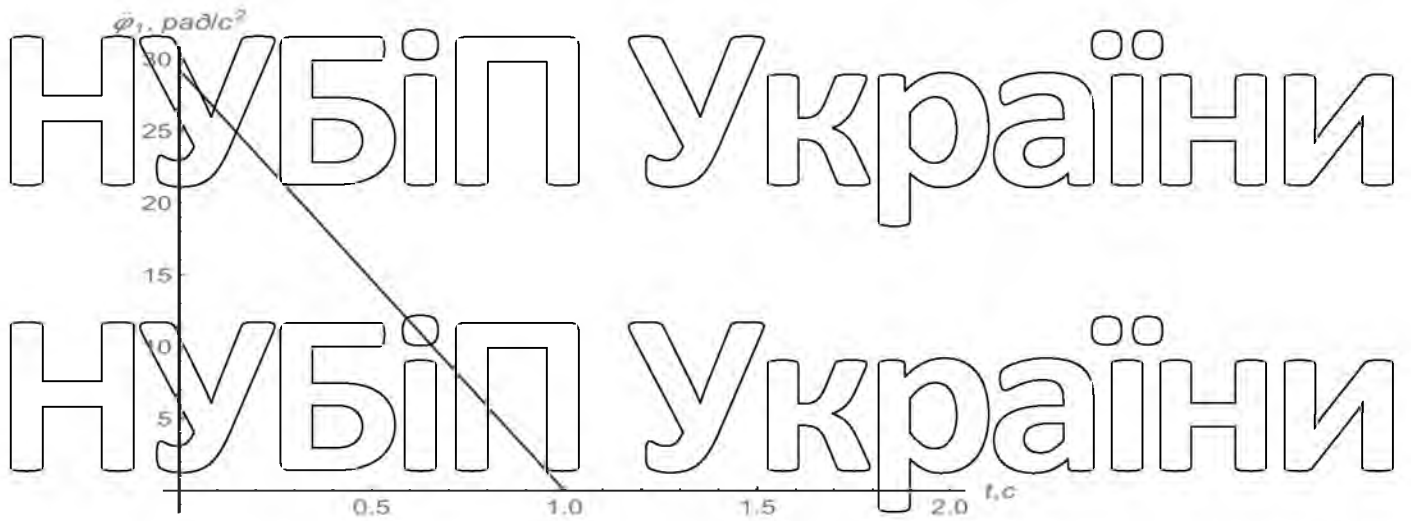


Рисунок 6.3 - Графік кутового прискорення першої зведеної маси приводу механізму підйому вантажу



Рисунок 4.4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси приводу механізму підйому вантажу

Кутів прискорення оптимального режиму руху першої (рис. 4.3) та другої (рис. 4.4) зведених мас приводу механізму підйому вантажу змінюються за лінійним законом від максимального значення до нуля в процесі пуску приводного механізму. Такий оптимальний режим пуску усуває коливання прискорень, але на початку пуску вони приймають максимальні значення, що вимагає в цей момент руху максимальних значень рушійного моменту приводного механізму.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України



Рисунок 4.5. Графік зміни рушійного моменту приводного електродвигуна приводу механізму підйому вантажу

Рушійний момент приводного електродвигуна (рис. 4.5) змінюється плавно за лінійним законом від максимального до усталеного значення в процесі пуску. Такий оптимальний режим руху усуває коливання рушійного моменту, але на початку пуску він приймає максимальне значення, яке миттєво зростає від нульового значення, що може викликати додаткові динамічні навантаження.

НУБІП України

НУБІП України

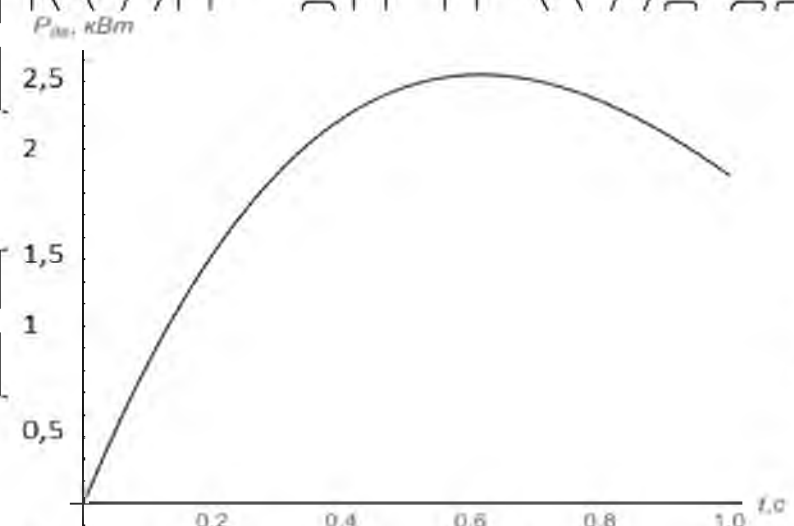


Рисунок 4.6. Графік зміни потужності на валу приводного електродвигуна приводу механізму підйому вантажу

Потужність на валу приводного електродвигуна (рис.4.6) приводу механізму підйому вантажу змінюється плавно без коливань за параболічним законом з досягненням максимального значення під кінець пуску, а далі плавно знижується до усталеного значення. Такий оптимальний режим руху є сприятливим для роботи електродвигуна і всього приводу механізму підйому вантажу.

2.9. Висновки до розділу

З наведених графічних залежностей (рис.4.1,..., рис.4.6) оптимального динамічного режиму руху приводу механізму підйому вантажу, можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу механізму підйому вантажу при транспортуванні різних вантажів усуваються. Отримані залежності показують, що динамічні навантаження зменшуються до мінімальних значень і рух ланок приводу є плавним в порівнянні з некерованим рухом приводу механізму підйому вантажу. Крім того, при оптимальному режимі руху мають місце незначні енергетичні витрати в процесі пуску приводу механізму підйому вантажу, більше на 25% максимальне значення потужності електродвигуна перевищує усталене значення.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Запобігання небезпечному підйому

Оператор несе відповідальність за поінформованість про умови, які можуть вплинути на безпеку на місці підйому. Це може включати умови на місці, стан обладнання або будь-який інший аспект ліфта. Якщо оператор має будь-які сумніви щодо безпеки ліфта, він повинен припинити роботу, доки стан не буде вирішено безпечним.

5.2. Запобігання зіткненням

Коли два або більше підйомних пристроїв знаходяться на місці і достатньо близько, щоб зіткнення могло статися (див. рис. 3.1), роботодавець повинен:

1. підготувати процедури для запобігання зіткненням. Правила охорони праці вимагає, щоб процедури були в письмовій формі та були доступні для працівників. Такі процедури можуть враховувати наступне:

- забезпечення належного, кваліфікованого нагляду
- умови ґрунту
- використання пристроїв датчиків наближення та попередження о точна маса вантажу та його конфігурації
- найбільший очікуваний радіус навантаження кожного крана
- довжина стріли та кути стріли кожний кран
- швидкість, швидкість повороту та стріли
- необхідність пересування з вантажем;

2. переконатися, що оператори ознайомлені з цими процедурами, як того вимагає Правила охорони праці.

3.

Якщо в цій частині спеціально не вимагається, роботодавець повинен

1. забезпечити, щоб оператори були в курсі умов експлуатації, включаючи розташування та близькість інших підйомних пристроїв;

2.

переконатися, що всі залучені працівники точно знають, що вони повинні робити і які рухи будуть виконуватися до початку підйому;

3. забезпечити операторів візуальними або слуховими засобами зв'язку

один з одним. Лише одна особа повинна керувати та керувати

операціями з кількома кранами. Ця особа повинна знаходитися в такому положенні, щоб бачити всю операцію та підтримувати контакт з операторами.

кранів

кранів

кранів



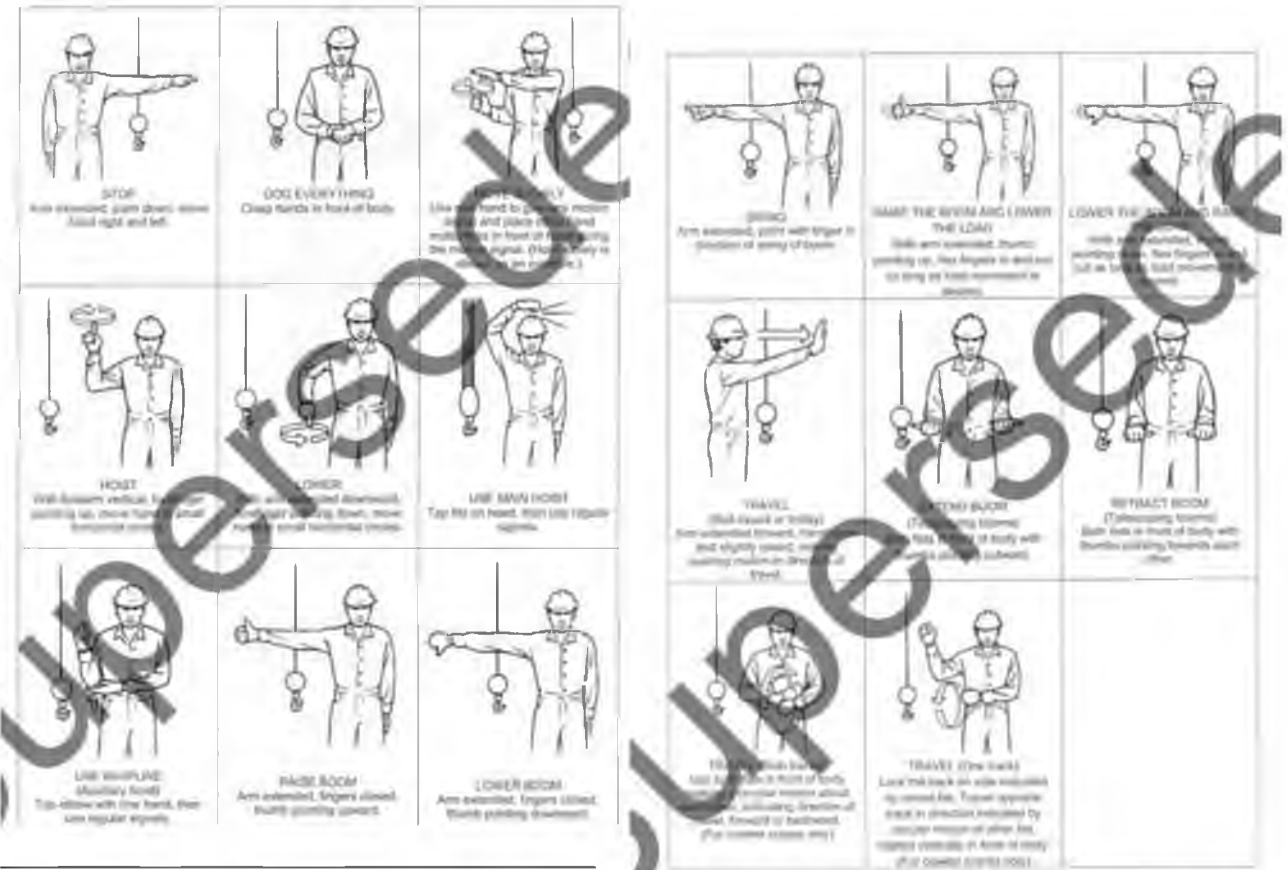
Рис. 3.1. Приклад кількох кранів в експлуатації

5.3. Сигнали руками

У багатьох підйомних роботах зазвичай використовують портативні

двосторонні радіоприймачі для керування рухом підвішеного вантажу. Якщо це

неможливо, можуть знадобитися сигнали руками призначеного сигналізатора. Рисунок 3.2 і 3.3 є прикладами стандартних ручних сигналів для роботи крана. Роботодавець повинен призначити сигналізаторів відповідно до розділу 191 Кодексу з охорони праці. Усі сигнали повинні бути безперервними і не повинно відповідати на незрозумілі сигнали.



НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Н

Н

Н



Рис. 3.2. Сигнали мобільних кранів

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Кошторис витрат на утримання і експлуатацію крана

Найменування показників	Варіанти, тис.гр.		+-
	базова модель	модернізована модель	
1) Амортизація	134	139	+5
2) Поточний ремонт	115.3	103.9	-11.6
3) Електроенергія	57.2	50.2	-7
4) Заробітна плата робітників	910	910	
- основна	758	758	-
- додаткова	152	152	
5) Нарахування на заробітну плату	164	164	-
6) Допоміжні матеріали	7	6	-1
7) Охорона праці	18	18	-
8) Разом	1405.5	1391.1	-14.4

Розрахунок економічної ефективності модернізації козлового крана.

показники	Од. вимір.	варіанти		
		базова модель	модернізована модель	+ -
1	2	3	4	5
1) <u>Продуктивність крана</u>	тонн	35916	51559	+15643
2) <u>Капітальне вкладення</u>	тис. тенге	2888	2788	+100
3) <u>Витрати на утримання і експлуатацію крана</u>	тис.тенге	1405.5	1391.1	-14.4
3.1 <u>Всього</u>	тг.	39.1	27	-12.1
3.2 <u>На 1 тону вантажу</u>				
4) <u>Економія на весь обсяг</u>	тис. тг.	623.9		
5) <u>Термін окупності</u>	років.	0,16		
	місяців.	1,9		

Згідно за розрахунками після покращення отримана економія 623.9 тис.тг, термін окупності додаткових витрат на покращення в сумі 100 тис.тг., складе 1.9 місяців.

Витрати на модернізацію включають в себе: витрати на матеріали і
покупку двигунів МТФ311-6, МТФ012-6, МТФ112-6, редукторів Ц2-400, Ц2-300,
Ц2-250, з'єднувальних муфт, гальм, витрати на оплату праці робітників.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

<u>показники</u>	<u>Од. вимір</u>	<u>варіанти</u>		
<u>базова модель</u>	<u>модернізована модель</u>	+ -		
1) <u>Вантажопідйомність крана</u>	т	5	5	
2) <u>Продуктивність крана в рік</u>	т	35916	51559	+15643
3) <u>Швидкість підйому вантажу</u>	м / хв	8	14	+6
4) <u>Швидкість пересування</u>	м / хв	30	40	+10
5) <u>Сумарна встановлена потужність</u>	кВт	28	23,6	-4,4
6) <u>Категорія ремонтної складності</u>	-	22	22	-
7) <u>Міжремонтний період</u>	година	172	176	+4
8) <u>Трудомісткість ремонтних робіт</u>	година	840	757	-83
9) <u>Чисельність робітників</u>	чол	3	3	-
10) <u>Фонд заробітної плати</u>	гвс. тенге	910	910	-
11) <u>Середньомісячна заробітна плата в місяць</u>	гвс. тенге	25278	25278	-
12) <u>Витрати на обслуговування і експлуатацію крана</u>	гвс. тенге	1405,5	1391,1	-14,4

13) Витрати з обслуговування крана на 1 тонну вантажу.	тенге	39,1	27,0	-14,4
14) Економічний ефект.	тис. тенге	623,9		
15) Термін окупності капітальних додаткових вкладень	місяці.	1,9		

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній магістерській роботі розроблена конструкція консольного повноповоротного крану для переміщення довгомірних вантажів.

Перед розробкою конструкції стрілового крану проведений аналіз існуючих конструкцій стрілових кранів та їхніх механізмів, зокрема механізмів підйому вантажу та переміщення кранового візка. Для розробки конструкції консольного повноповоротного крану використано морфологічний метод аналізу та синтезу технічних рішень технічних систем. Суть цього методу полягає в розробці морфологічної таблиці можливих технічних рішень, з якої визначаються альтернативні варіанти кранових механізмів. Побудовано морфологічну таблицю приводу підйому вантажу, з якої обрано конструкцію приводу, що використана в розробленому баштовому крані.

Проведено розрахунки механізмів підйому вантажу та пересування кранового візка. В результаті проведених розрахунків обрані приводні двигуни, редуктори, муфти та гальмівні пристрої цих механізмів крана. Здійнено також розрахунок на міцність окремих деталей кранових механізмів і розроблені їхні конструкції.

В магістерській роботі проведено динамічний аналіз руху механізму підйому вантажу. Для проведення динамічного аналізу розроблено динамічну модель механізму підйому, на основі якої побудовано математичну модель. В результаті розрахунку математичної моделі визначені залежності зміни кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізму підйому. Цей аналіз показав наявність значних коливань ланок механізму підйому при достатньо великих динамічних навантаженнях.

Для усунення коливань в ланках механізму підйому та зменшення динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску, яка показала, що всі коливання ланок усуваються.

Також в кваліфікаційній бакалаврській роботі наведені заходи з охорони праці при роботі кранових механізмів та проведений економічний розрахунок, який показав доцільність даної розробки консольного крана.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів. // Машинознавство. – 1999. – № 7 (25). – С. 24-31.

Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 413 с.

Обоснование и расчеты параметров грузоподъемных машин: Учебное пособие для вузов / А. И. Баришев, В. А. Будишевский, Н. А.

Ловейкін В.С. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу / В.С. Ловейкін, В.А. Голдун // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2014. – 14. – С. 15-23.

Ловейкін В.С. Оптимізація режиму підйому вантажу з транспортного засобу / В.С. Ловейкін, В.А, Голдун // Збірник тез доповідей 75 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 року) / Кафедра основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури. – К. 2014. – С. 28-30.

Ромасевич Ю.О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних системи: дис. докт. техн. наук. 05.05.05 / Юрій Олександрович Ромасевич. – О., 2015. – 519 с.

Ловейкін В.С., Паламарчук Д.А. Мінімізація коливань вантажу при горизонтальному переміщенні шарнірно-зчленованою стріловою системою крана. // Техніка будівництва. – № 24, 2010 р. – С. 9-17.

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В. Вплив довжини каната механізму переміщення візка на динаміку одночасної зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана. // Науковотехнічний і виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – 2011. – № 1. – С. 3-13.

Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана. // Техніка будівництва, № 23, 2009 р. – С. 24-29.

Ловейкін В.С., Міщук Д.О. Оптимізація режиму руху стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу під час роботи за двоохузагальнених координат. // Техніка будівництва, № 23, 2009 р. – С. 17-23.

Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.

[.https://budtehnika.pp.ua/6952-osnovn-mehanzmi-kozlovih-kranv.html](https://budtehnika.pp.ua/6952-osnovn-mehanzmi-kozlovih-kranv.html)

23. <http://www.dgma.donetsk.ua/docs/kafedry/ptm/2020/MB%20СПТМ%20пр акт%20авт%20башт%20сам%20крани%202019.pdf>

24. http://www.lnau.edu.ua/lnau/attachments/052_Лабораторний%20практику м%20з%20ПТМ.pdf

25. https://dnaop.com/html/52616/doc-Приказ_143

26. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0124-15#Text>

27. Monografija_Lovejkin_Romasevich_Serdjuchenko_Limar.pdf

НУДІП | УКРАЇНИ

НУБІП України

НУБІП України