

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факкультет ІННІ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
Конструювання машин і обладнання
(назва факультету)

Ловейкін В.С.
(підпис) (ПІБ)

“ ” 2022 р.

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Оптимізація режиму пуску скребкового конвеєра

Спеціальність (напрямок підготовки) 193 «Галузь машинобудування»

Керівники магістерської роботи
К.Т.Н. ст. викладач Лимко А.П.
Д.Т.Н. професор Ловейкін В.С.
(научковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав Кривоніс А.С.
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор Ловейкін В.С.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

2020 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської роботи студенту

Кривонос Аліні Сергіївні

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Спеціальність (напрямок підготовки) 133 «Галузеве машинобудування»
(код | назва)

Тема випускної магістерської роботи Оптимізація режиму пуску скребкового конвеєра

затверджена наказом ректора НУБіП України від “ 25 ” листопада 2020 р. № 1855 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 2022-05-05

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: Технологічна схема, Продуктивність скребкового конвеєра 2017 год.

Перелік питань, які потрібно розробити: Актуальність розробки, розробка конструкції скребкового конвеєра, розрахунок складових елементів конвеєра, моделювання динаміки руху скребкового конвеєра, динамічний аналіз та оптимізація режиму руху конвеєра, охорона праці, економічна ефективність розробки.
Перелік графічних документів (за потреби)

Дата видачі завдання “ 26 ” листопада 2020 р.

Керівник магістерської роботи

Ловейкін В.С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

Кривонос А.С.

	ЗМІСТ	
РЕФЕРАТ		4
РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ		6
1.1. Загальні відомості про скребковий конвеєр.....		6
1.2. Устрій скребкових конвеєрів.....		7
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА		10
2.1. Розрахунок похилого скребкового конвеєра.....		10
2.2. Кінематичний розрахунок привода скребкового конвеєра.....		25
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА		33
3.1. Загальні відомості про моделювання скребкових конвеєрів.....		33
3.2. обудова динамічної моделі скребкового конвеєра.....		34
3.3. Побудова математичної моделі скребкового конвеєра.....		39
3.4. Динамічний аналіз режиму руху скребкового конвеєра.....		41
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА		46
4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху скребкового конвеєра		46
4.2. Визначення оптимального режиму руху скребкового конвеєра		48
4.3. Результати оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра ...		51
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....		56
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ.....		64
ВИСНОВОК.....		68
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....		69

НУБІП України

РЕФЕРАТ

1. Магістерська робота включає пояснювальну записку, що складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Пояснювальна записка містить ... аркуші друкованого тексту.

2. В магістерській роботі розглянуто загальні відомості про скребковий конвеєр, конструкції скребкових конвеєрів, можливі варіанти виконання скребків та тягових органів. Також вказані переваги та недоліки скребкових конвеєрів.

3. Встановлені основні напрямки удосконалення конструкції скребкового конвеєра. Виконано загальний розрахунок похилого скребкового конвеєра і кінематичний розрахунок приводу, підбрано елементи приводу та робочого органу.

4. Проведено моделювання динаміки руху скребкового конвеєра, де розроблено його динамічну модель, На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка являє собою систему диференціальних рівнянь другого порядку. За допомогою математичної моделі проведено динамічний аналіз конвеєра, який виявив значні динамічні навантаження в його конструкції. Для зменшення динамічних навантажень оптимізовано режим руху приводного механізму.

5. **Ключові слова:** скребковий конвеєр, тяговий орган, привод, динаміка, моделювання, оптимізація

НУБІП України

Вступ

НУБІП України

Скребокві конвеєри мають широке застосування в сільському господарстві, зокрема, застосовується для переміщення зерна,

коренебульбоплодів, гною, силосної маси, комбікормів, сіна, соломи. Вони

досить часто входять до складу механізмів сільськогосподарських машин.

НУБІП України

Необхідно встановити основні напрямки удосконалення конструкції скребоквого конвеєра, виконати загальний розрахунок похилого скребоквого

конвеєра і кінематичний розрахунок приводу, підібрати елементи приводу та робочого органу.

НУБІП України

Робота конвеєра характеризується значним динамічним навантаження його елементів під час запуску і під час роботи. Внаслідок несталості

швидкості тягового органу (ланцюгової передачі) у привідній системі конвеєра виникають значні циклічні перевантаження, які призводять до

швидкої поломки елементів ланцюга.

НУБІП України

Для зменшення динамічних навантажень в приводному механізмі та робочому органі скребоквого конвеєра є потреба в динамічних дослідженнях.

Для цього є нагальність в розробці динамічної моделі скребоквого конвеєра,

яка б враховувала його інерційні, силові та пружні властивості складових елементів. На основі динамічної моделі будується математична модель

НУБІП України

скребоквого конвеєра, яка є основою для проведення динамічного аналізу та оптимізації режиму руху приводного механізму.

Скребокві конвеєри мають значні переваги перед іншими конвеєрами в плані

їх універсальності, а їх основний недолік - значне спрацювання скребоків, тягового органу та висока енергосміність транспортування. Скребоквий

конвеєр є частиною сучасного виробництва, за допомогою яких здійснюється механізація великої кількості технологічних процесів. і робіт.

НУБІП України

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

НУБІП України

1.1. Загальні відомості про скребковий конвеєр

Скребковий конвеєр (рис. 1.1) складається з відкритого або закритого жолоба 1, уздовж якого рухається тяговий орган (ланцюг) 2 з укріпленими на ньому шкребками 3, що волочать вантаж, який транспортується. Тяговий орган представляє собою зазвичай пластинчастий або зварний ланцюг, що приводиться в рух від приводних зірочок. Жолоби виготовляють в основному з листової сталі товщиною 4...6мм секціями довжиною до 6м. Скребки виготовляють з листової сталі товщиною 3...8мм. Зазвичай скребки встановлюють через декілька ланок ланцюга. Довжина конвеєрів цього типу не більше 60м, продуктивність до 300 т/год, кут нахилу конвеєра 30...40°.



Рис. 1.1. Секції скребкового конвеєра

НУБІП України

До скребкових конвеєрів належать різноманітні за конструкцією транспортувальні машини, у яких вантаж переміщається волочінням по нерухомому відкритому або закритому жолобу або трубі прямокутного або круглого перерізу за допомогою скребок, що рухаються, прикріплених до тягового елемента. Головними ознаками такого конвеєра є форма і висота скребка. Скребкові конвеєри застосовують для транспортування пилоподібних, зернистих і крупно шматкових сипких вантажів, а також для охолодження гарячих вантажів : золи, шлаку та ін.

НУБІП України

Відповідно до напрямку переміщення вантажу скребкові конвеєри бувають горизонтальні, похилі, вертикальні та комбіновані. За розташуванням

даншого в просторі конвеєри можуть бути вертикально- і горизонтально-замкнутими. За характером рухів скребкові конвеєри виконують з безперервною поступальною ходю та із зворотно-поступальним рухом:

штангові скребкові конвеєри з шарнірно закріпленими на жорсткій штанзі суцільними скребками або з жорстко закріпленими скребками-шпильками.

Скребкові конвеєри можуть бути виконані стаціонарними і пересувними.

Достоїнствами скребкових конвеєрів є простота конструкції, необов'язковість високої точності виготовлення, можливість розміщення завантажувальних і розвантажувальних пристроїв у різних точках по трасі

конвеєра, можливість герметичного транспортування гарячих та вантажів, що порошать. Недоліками є згадане вище подрібнення матеріалу, що транспортується, значна витрата енергії (через тертя ходової частини об

жолоб), заклинювання шматків вантажу між скребками і жолобом (під час переміщення вантажів з важко дробленими шматками), швидкий знос жолоба

і робочих органів під час переміщення абразивних матеріалів, а також шум, що створюється тертям вантажу й елементів конвеєра об жолоб і направляючі.

Скребкові конвеєри мають широке поширення переважно у вугільній промисловості, на збагачувальних фабриках, у хімічній і харчовій промисловості.

1.2. Устрій скребкових конвеєрів

Скребковий конвеєр складається із приводної (1) і кінцевої (4) станцій, риштакового постава (3) і робочого органу (2) (рис. 2). Приводна станція, яка

передає зусилля від двигуна до робочого органу, — це металоконструкція з приводним залом, електродвигун, редуктор і турбомуфта. Остання передає обертовий момент редуктору, захищає елементи приводу від перевантаження,

сприяє плавному пуску конвеєра та вирівнюванню навантаження при сталому режимі роботи.

НУ

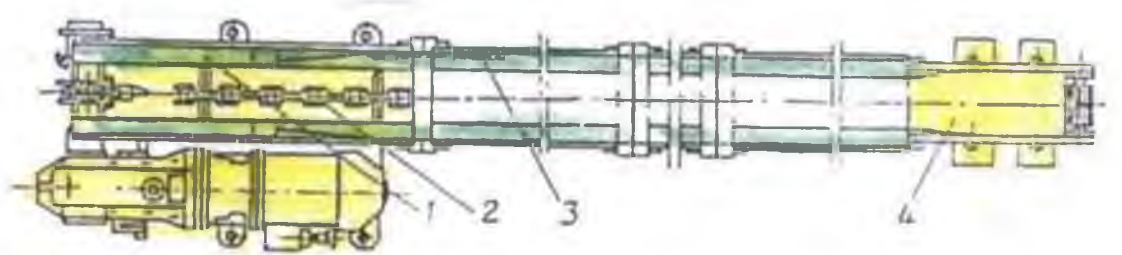


Рис. 1.2. Скребоквий конвеєр

НУБІП України

Скребоквий конвеєр складається із приводної та кінцевої станцій, риштакового постава та робочого органу – скребоквого ланцюга.

НУБІП України

Кінцева станція, оснащена спеціальним пристроєм, створює натяг ланцюга, запобігає його самовільному розмиканню та забезпечує надійність передачі тягового зусилля. На кінцевих станціях деяких типів підземних конвеєрів розташовуються приводи. У такому випадку допускається установка чотирьох двигунів.

НУБІП України

Риштаковий постав (жолоб) складається із окремих секцій прямокутного або трапецієвидного перерізу, з'єднаних безботовими замками. У конвеєрів типу СК риштаки розміщені у горизонтальній площині (рядом). Секції розбірних установок мають роз'ємну конструкцію. Для запобігання швидкому зносу жолоба в окремих його місцях приварюють так звані смуги тертя.

НУБІП України

Робочий орган (ланцюг із скребками) визначає продуктивність, довжину транспортування та надійність роботи конвеєра. Він зазнає значних переважень, що виникають внаслідок заклинювань при попаданні кусків породи між ланцюгами та зірочками деформації скребків і перегибів риштакового постава. Крім того, він зазнає постійного впливу динамічного навантаження через зміни швидкості руху. З'являється втома металу в небезпечних перерізах ланок ланцюга. Тому ланцюги повинні мати високу статичну та циклічну міцність, стійкість проти спрацювання, бути простими у збиранні й розбиранні, мати по можливості меншу масу. Переносні конвеєри

НУБІП України

НУБІП УКРАЇНИ

оснащені розбірними ланцюгами, а пересувні — круглоланковими. Перевага останніх полягає у підвищеній гнучкості та міцності, порівняно низькому рівні металомісткості та вартості. Скребки виготовляються різної форми та висоти; вони повинні відрізнятися значною жорсткістю та невеликою масою.

НУБІП УКРАЇНИ

Бункер-перевантажувач включає донний скребковий конвейєр, ходову частину та раму. Високі борти установки дозволяють створити накопичуючу посудину місткістю до 11,5м³. Продуктивність конвейєра при $V=0,28$ м/с становить 75 т/год

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ ТА РОЗРАХУНОК

СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Розрахунок похилого скребкового конвеєра

Технологічний розрахунок проводимо за методикою, яка описана в роботі [1].

Вихідні данні для розрахунку скребкового конвеєра:

Вантаж, що транспортується конвеєром – *тшениця*

Продуктивність скребкового конвеєра $Q=14$ кг/с або $Q=20$ т/год.

Кут нахилу конвеєра до горизонту $\beta = 30^\circ$

Довжина скребкового конвеєра $L=25$ м

З аналізу довідкових даних і рекомендацій приймаємо в розрахунках:

- швидкість руху тягового органу (ланцюга) $V=1,5$ м/с;

- об'ємна маса вантажу $\gamma=0,75$ т/м³;

- коефіцієнт заповнення між скребковим простором $\psi=0,7$;

- коефіцієнт, що враховує зміну продуктивності в залежності від

швидкості тягового органу $K_1=0,85$;

- коефіцієнт, що враховує зміну продуктивності в залежності від форми скребка $K_2=1$;

Використовуючи формулу, яка виражає продуктивність скребкового конвеєра, знаходимо висоту скребків, яка визначається такою залежністю

$$h = \frac{q}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot b \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2}, \text{ м} \quad (2.1)$$

де b – довжина скребків.

Орієнтуючись на існуючі конструкції скребкових конвеєрів аналогічного типу, ширину жолоба приймаємо рівною $B=200$ мм. Тоді довжина скребків прийматиме таке значення $b=150$ мм. При цих даних висота скребків визначається за формулою (2.1) і приймає таке значення

$$h = \frac{20}{3600 \cdot 1,5 \cdot 0,75 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 0,055 \text{ м}$$

Виходячи з отриманого результату розрахунків, приймаємо висоту скребків $h=0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм}$.

Використовуючи формулу продуктивності скребкового конвеєра, уточнюємо значення швидкості руху тягового органу:

$$V = \frac{q}{3600 \cdot \gamma \cdot h \cdot B \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2} \quad (2.2)$$

В результаті проведених розрахунків за формулою (2.2) маємо таке значення

$$V = \frac{20}{3600 \cdot 0,75 \cdot 0,06 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 1,4 \text{ м/с}$$

Знайдемо масу вантажу, яка знаходиться на 1 м довжини скребкового конвеєра

$$q_B = \frac{q}{3,6V} \quad (2.3)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.3) знаходимо

$$q_v = \frac{20}{3,6 \cdot 1,4} = 4 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

Тепер знайдемо масу тягового органу, який знаходиться на 1 м довжини

скребкового конвеєра

$$q_{\text{ТЯГ}} = K' q_v \quad (2.4)$$

де K' - емпіричний коефіцієнт пропорційності між погонною масою вантажу та тяговим органом. Для дволанцюгових скребкових конвеєрів рекомендовано

$$K' = 0,7 \dots 0,9$$

Приймаємо $K' = 0,8$. Тоді погонна маса тягового органу приймає таке числове значення

$$q_T = 0,8 \cdot 4 = 3,2 \text{ кг/м.}$$

Знайдемо силу опору руху вантажу, яка виникає в період завантаження, за наступною формулою:

$$W_1 = \frac{q \cdot v}{3,6 \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2} \quad (2.5)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

$$W_1 = \frac{20 \cdot 1,4}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 13,07 \text{ Н}$$

Приймаємо силу опору $W_1 = 13,1 \text{ Н}$.

Визначаємо силу опору руху робочої гілки конвеєра за такою формулою:

$$W_2 = (q_r + q_T)(w_s \cos \beta + \sin \beta) L g, \text{ Н} \quad (2.6)$$

де w_s - узагальнений коефіцієнт опору руху вантажу і тягового органу. За літературними даними приймаємо $w_s = 2,1$.

Після підстановки числових значень в формулу (2.6) отримаємо таке числове значення сили опору робочої гілки

$$W_2 = (4 + 3,2)(2,1 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) \cdot 25 \cdot 9,81 = 4094,3 \text{ Н}$$

Визначаємо силу опору руху неробочої гілки скребкового конвеєра:

$$W_3 = q_T \Delta g (w'_s \cos \beta - \sin \beta) \quad (2.7)$$

де w'_s – коефіцієнт опору руху неробочої гілки скребкового конвеєра, який приймаємо рівним коефіцієнту тертя сталі по сталі, оскільки скребок сталевий і напрямні, що підтримують тяговий орган, також сталеві: $w'_s = 0,15$.

Після підстановки числових значень в формулу (2.7) отримаємо таке числове значення

$$W_3 = 3,2 \cdot 25 \cdot 9,81 (0,15 \cdot \cos 30^\circ - \sin 30^\circ) = -290,5 \text{ Н}$$

Знайдемо тягове зусилля, яке дорівнює сумі всіх опорів руху за такою формулою:

$$F_t = (W_1 + W_2 + W_3) c, \text{ Н} \quad (2.8)$$

де $c = c_1^m \cdot c_2^n$ – коефіцієнт, що враховує тертя в підшипнику осі і втрату на подолання жорсткості ланцюга при його перегибах на напрямних або підтримуючих зірочках та роликах.

$$c_1 = 1,03 \dots 1,1 \text{ – для зірочок з кутом охоплення } \alpha \geq 180^\circ;$$

$$m \text{ – число таких зірочок, приймаємо } c_1 = 1,1 \text{ при } m = 1;$$

$$c_2 = 1,03 \dots 1,05 \text{ – для зірочок з кутом охоплення } \alpha \leq 90^\circ;$$

$$n \text{ – число таких зірочок, при } n = 0, c_2 = 1;$$

$$\text{Тоді } c = c_1 = 1,1;$$

Отже, після підстановки числових значень в формулу (2.8) отримаємо таке числове значення тягового зусилля

$$F_t = (13,1 + 4094,3 - 290,5) \cdot 1,1 = 4198,6 \text{ Н.}$$

Визначаємо розрахунковий натяг в набігаючій на приводні зірочки гілках тягового органу за рекомендаціями.

$$F_{t \text{ розрах.}} = (1,5 \dots 2,0)F_t, \quad (2.9)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.9) отримаємо таке числове значення і приймаємо $F_{t \text{ розрах.}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 4198,6 = 8397 \text{ Н.}$

Знаходимо руйнуюче навантаження і вибираємо ланцюг за стандартом:

$$Q_{\text{розр.}} = kF_{t \text{ розрах.}} \text{ Н} \quad (2.10)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності ланцюга, вибраний з рекомендацій. Для попередніх розрахунків при $V = 1,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} \rightarrow k = 11$

Після підстановки числових значень в формулу (2.10) отримаємо таке числове значення руйнівного навантаження

$$Q_{\text{розр.}} = 11 \cdot 8397 = 92367 \text{ Н.}$$

Для дволанцюгового скребкового конвєсера маємо:

$$q'_{\text{розр.}} = \frac{1,5 \cdot Q_{\text{руйн}}}{2} \quad (2.11)$$

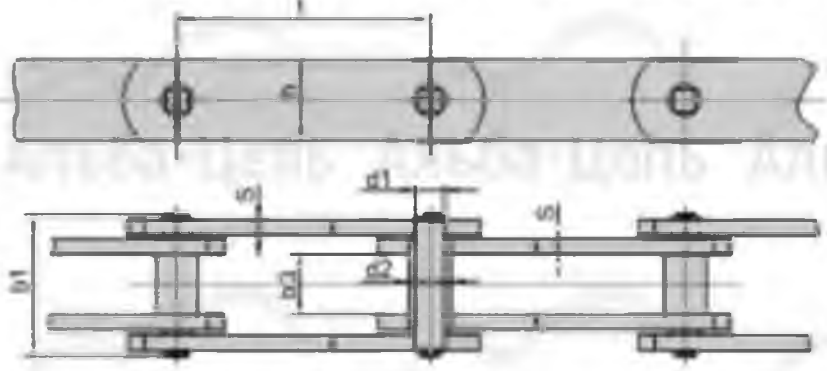
Після підстановки числових значень в формулу (2.11) отримаємо таке числове значення

$Q_{розр} = \frac{1,5 \cdot 41985}{2} = 31.489 \text{ Н} = 31,5 \text{ кН}$
 Крок ланцюга $t_d = 63 \text{ мм}$;

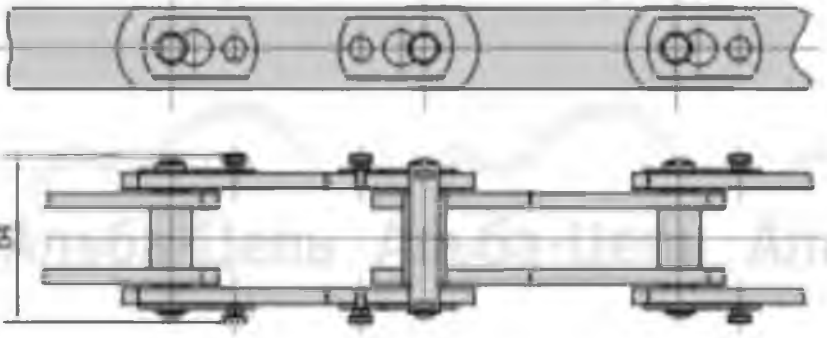
Погонна маса ланцюга $q_e = 2,38 \text{ кг/м}$.

Обираємо два ланцюги марки: Ланцюг М40-63 ГОСТ588-81.

Исполнение 1. Неразборные со сплошными валиками (индекс М)



Исполнение 2. Разборные со сплошными валиками (индекс М)



Исполнение 3. Неразборные с полыми валиками (индекс МС)

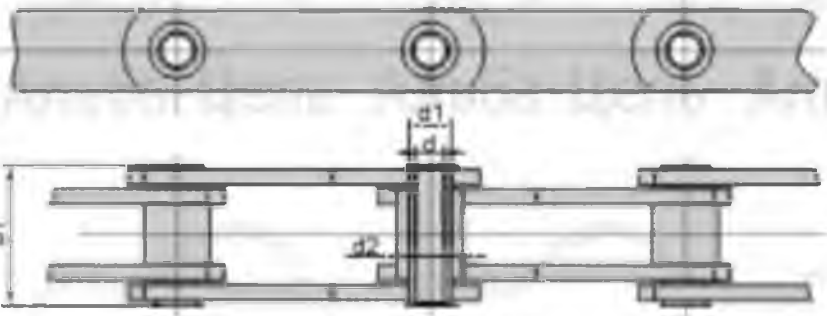


Рис. 2.1. Ланцюг М40-63 ГОСТ588-81

Характеристика вибраного ланцюга наведена в табл. 2.

Таблиця 2.1.

Характеристики тягового ланцюга

Номер ланцюга	Руйнівне навантаження, кН, не менше	Крок ланцюга, мм														
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
M20	20	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M28	28	—	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M40	40	—	—	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Визначаємо крок скребоків за такою формулою:

$$t_c = 5 \cdot t_n \quad (2.12)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

$$t_c = 5 \cdot t_n = 5 \cdot 63 = 315 \text{ мм.}$$

Визначаємо погонну масу скребоків

Приймаємо скребок сталевий 150×63 мм. Тоді маємо таку формулу:

$$q_c = \frac{1}{t_c} \delta_c \cdot b \cdot h \cdot \gamma_c \quad (2.13)$$

де $\delta_c = 4$ мм — товщина матеріалу скребка;

$\gamma_c = 7,8 \cdot 10^3$ — об'ємна маса матеріалу скребка.

Отже, після підстановки числових значень в формулу (2.13) отримаємо таке числове значення

$$q_c = \frac{0,004 \cdot 0,15 \cdot 0,063 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{0,315} = 0,936 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

Уточнюємо значення маси тягового органу, яка приходить на 1 м довжини скребокового конвеєра:

$$q_{\text{тяг}} = 2q_{\text{л}} + q_{\text{с}} + q_{\text{к}}, \quad (2.14)$$

де $q_{\text{к}}$ – погонна вага кріпильних деталей;

$$q_{\text{к}} = 0,085 \cdot q_{\text{с}} \quad (2.15)$$

Після підстановки числових знань в формули (2.14) і (2.15) отримуємо такі числові значення:

$$q_{\text{к}} = 0,085 \cdot q_{\text{с}} = 0,085 \cdot 0,936 = 0,08 \frac{\text{кг}}{\text{м}};$$

$$q_{\text{тяг}} = 2 \cdot 2,38 + 0,936 + 0,08 = 5,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Раніше прийняте значення $q_{\text{тяг}} = 3,2 \text{ кг/м}$ не співпадає з розрахованим.

Тоді розбіжність становить:

$$\delta = \frac{3,2 - 5,8}{3,2} \cdot 100\% = 81\%, \text{ що набагато більше допустимого } 5\%, \text{ а тому}$$

необхідно виконати перерахунок сил опору руху тягового органу.

На рис.2.1 наведена розрахункова схема скребкового конвеєра

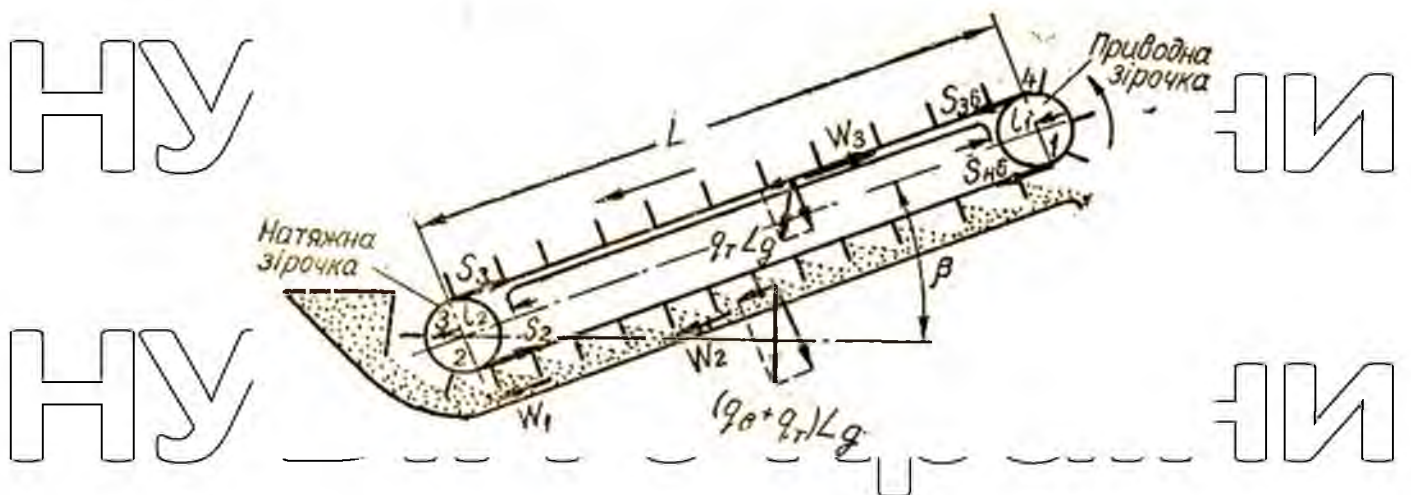


Рис. 2.2. Розрахункова схема скребкового конвеєра

Виконуємо перерахунок сил опору руху, та вибір ланцюга скребкового

конвеєра:

$$W_1 = 13,07 \text{ Н}$$

$$W_2 = (q_T + q_{\text{тяг}})(w_s \cos \beta + \sin \beta)L \cdot g \quad (2.16)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.16) отримаємо таке числове значення

$$W_2 = (4 + 5,8)(2,1 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) \cdot 25 \cdot 9,81 \approx 5573 \text{ Н};$$

$$W_3 = q_{\text{тяг}}L \cdot g(w'_s \cos \beta - \sin \beta); \quad (2.17)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.17) отримаємо таке числове значення

$$W_3 = 5,8 \cdot 25 \cdot 9,81(0,15 \cdot \cos 30^\circ - \sin 30^\circ) = -526 \text{ Н};$$

$$F_t = (W_1 + W_2 + W_3) \cdot C; \quad (2.18)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.18) отримаємо таке числове значення

$$F_t = (13,07 + 5573 - 526) \cdot 1,1 = 5566 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ц розр.}} = 2F_t; \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{руйн}} = k \cdot F_{\text{ц розр.}}; \quad (2.20)$$

Після підстановки числових значень в формули (2.19) і (2.20) отримаємо такі числові значення

$$Q_{\text{руйн}} = k \cdot F_{\text{ц розр}} = 5 \cdot 11132 = 55660 \text{ Н};$$

$$Q'_{\text{розр}} = \frac{1,5 \cdot 55660}{2} = 41745 \text{ Н} \approx 41,7 \text{ кН};$$

Умова виконується, значить залишаємо попередньо обраний ланцюг

М40-63

$$41,7 \leq 1,7 \cdot 40$$

$$41,7 \leq 68 \text{ кН.}$$

Визначаємо максимальне динамічне навантаження в ланцюгах при

набіганні їх на приводні зірочки:

$$F_{\text{д}} = 6m \left(\frac{\pi v}{z} \right)^2 \frac{1}{t_{\text{л}}} \text{ Н} \quad (2.21)$$

де m – маса транспортуемого вантажу, що знаходиться між скребками, і тією частиною тягового органу, на яку розповсюджується нерівномірність руху.

У зв'язку з тим, що у скребкового конвеєра гвинт (жорсткий) натяжний пристрій і довжина конвеєра $L \leq 25$ м, будемо враховувати масу як робочих частин, так і неробочих гілок

$$m = (g_{\text{а}} + 2g_{\text{тяг}}) \cdot L \quad (2.22)$$

Z - число зубів приводних зірочок, приймаємо $Z=17$.

Після підстановки числових значень в формулу (2.22) отримаємо таке числове значення

$$m = (g_{\text{а}} + 2g_{\text{тяг}}) \cdot L = (4 + 2 \cdot 5,8) \cdot 25 = 390$$

Тоді:

$$F_{\text{д}} = 6 \cdot 390 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 1,4}{17} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,063} = 2483,7 \text{ Н.}$$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності ланцюга, який має задовольняти умову $k \geq [k]$, за такою формулою

$$K = \frac{2Q_{\text{розр. табл.}}}{(F_a + F_{\text{ц розр.}})1,2} \quad (2.23)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.23) отримаємо таке числове значення

$$K = \frac{2 \cdot 40000}{(2483,7 + 11132) \cdot 1,2} = 4,9$$

що більше допустимого $[k] = 4$

З врахуванням і без врахування динамічних навантажень визначимо максимальний та статичний натяги у гілках тягового органу (див. рис.2.1.).

Мінімальний натяг ланцюга в перерізі 3 із умови стійкості скребка, буде дорівнювати.

$$S_{3 \min} = W' \left(\frac{h}{t_{\text{л}} \cdot \text{tg}^2 [a_c]} - 0,5 \right), \text{ Н} \quad (2.23)$$

де W' – сила опору руху одного скребка

$$W' = (q_a + q_{\text{тяг}}) t_c w_s \cdot g, \quad (2.24)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.24) отримаємо таке числове значення

$$W' = (4 + 5,8) \cdot 0,315 \cdot 2,1 \cdot 9,81 = 63,6 \text{ Н};$$

$[a_c]$ – допустиме значення кута відхилення скребка, для прямих скребоків

$$[a_c] = 6^\circ,$$

Тоді: після підстановки числових значень в формулу (2.23) отримаємо таке числове значення

$$S_{3 \text{ ст.}} = 63,6 \cdot \left(\frac{0,06}{0,063 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ} - 0,5 \right) = 544,5 \text{ Н.}$$

Тоді статичний натяг у збігаючих з натяжних зірочок гілках буде дорівнювати:

$$S_{3 \text{ ст.}} = S_{3 \text{ ст.}} + F'_{\text{д}}, \text{ Н,} \quad (2.25)$$

де $F'_{\text{д}}$ – динамічна сила, що припадає на ведучі гілки тягового органу:

$$F'_{\text{д}} = 6m' \left(\frac{\pi V}{Z} \right)^2 \frac{1}{t_{\text{л}}}, \text{ Н.} \quad (2.26)$$

Для скребкових конвеєрів з гвинтовим (жорстким) натяжним пристроєм при $L \leq 25$ м. маємо залежність

$$m' = (q_a + q_{\text{тяг.}})L \quad (2.27)$$

Після підстановки числових значень в формули (2.25),..., (2.27) отримаємо такі числові значення:

$$m' = (4 + 5,8) \cdot 25 = 245 \text{ кг;}$$

$$F'_{\text{д}} = 6 \cdot 245 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 1,4}{17} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,063} = 1560 \text{ Н;}$$

$$S_{3 \text{ ст.}} = 544,5 + 1560 = 2104,5 \text{ Н.}$$

Максимальний натяг в набігаючих на натяжні зірочки гілках тягового органу буде визначатись залежністю:

$$S_2 = \frac{S_{3 \text{ ст.}}}{C} + F''_{\text{д}}, \quad (2.28)$$

де $F''_{\text{д}}$ – динамічна сила, яка припадає на ведену гілку, яка визначається залежністю:

$$F''_{\text{д}} = F_{\text{д}} - F'_{\text{д}}; \quad (2.29)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.29) отримаємо таке числове значення

$$F''_d = 2483,7 - 1560 = 923,7 \text{ Н;}$$

Тоді:

$$S_2 = \frac{2104,5}{1,1} + 923,7 = 2836,9 \text{ Н;}$$

$$S_{2 \text{ ст}} = \frac{S_{3 \text{ ст}}}{c} = \frac{2104,5}{1,1} = 2103,4 \text{ Н;}$$

Максимальний натяг у збігаючих з натяжних зірочок гілках (з врахуванням динамічних навантажень) визначається залежністю:

$$S_3 = S_{3 \text{ ст}} + F'_d. \quad (2.30)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.30) отримаємо таке числове значення

$$S_3 = 2104,5 + 1560 = 3664 \text{ Н.}$$

Натяг у збігаючих з приводних зірочок гілках визначається за формулою:

$$S_1 = S_{сб} = S_2 - W_3 = \quad (2.31)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.31) отримаємо таке числове значення

$$S_1 = S_{сб} = S_2 - W_3 = 2836,9 - (-55,37) = 2892,27 \text{ Н;}$$

$$S_{1 \text{ ст}} = S_{сб \text{ ст}} = S_1 - F''_d. \quad (2.32)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

НУБІП УКРАЇНИ

$$S_{1 \text{ ст}} = 2892,27 - 923,7 = 1968,57 \text{ Н}$$

Натяг у навігаючих на приводні зірочки гілки визначається залежністю

$$S_4 = S_{\text{нб}} = S_3 + W_1 + W_2. \quad (2.33)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.33) отримаємо таке числове значення

$$S_4 = 3664 + 13,1 + 4094,3 = 7771,4 \text{ Н}$$

$$S_{4 \text{ ст}} = S_{\text{нб ст}} = S_4 - F'_d. \quad (2.34)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

$$S_{4 \text{ ст}} = 7771,4 - 1560 = 6211,4 \text{ Н.}$$

Уточнюємо значення колової сили за такою формулою:

$$F_t = S_{\text{нб ст}} - S_{\text{сб ст}}. \quad (2.35)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

НУБІП УКРАЇНИ

$$F_t = 6211,4 - 1968,57 = 4242,83 \text{ Н.}$$

Фактичний запас міцності ланцюга буде:

$$K_d = \frac{2Q_{\text{розр.}}}{(S_{4 \text{ ст}} + F_d)1,2} > [K] = 5. \quad (2.36)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

НУБІП УКРАЇНИ

$$K_d = \frac{2 \cdot 40000}{(6211,4 + 2483,7) \cdot 1,2} = 7,7 > [K] = 5.$$

Отже, умова виконується і залишаємо той самий ланцюг.

Визначаємо потужність на валу приводної зірочки та потужність на валу електродвигуна за такою формулою:

$$P_v = \frac{(F_t \cdot V)}{102g} \cdot c_0, \text{ кВт}, \quad (2.37)$$

де $c_0 = 1,2$ – коефіцієнт, що характеризує втрати на приводних зірочках та у підшипниках їхнього вала.

Після підстановки числових значень в формулу (2.37) отримаємо таке числове значення

$$P_v = \frac{4242,83 \cdot 1,4}{102 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 7,1 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність на валу мотор-редуктор:

$$P_{дв} = K_{п} \frac{P_v}{\eta_T} \text{ кВт} \quad (2.38)$$

де $K_{п}$ – коефіцієнт, що враховує перевантаження в момент пуску під навантаженням: $K_{п} = 1,2 \dots 1,3$;

η_T – К.К.Д. трансмісії, при попередніх розрахунках приймаємо $\eta_T = 0,92$, тоді:

Після підстановки числових значень в формулу (2.38) отримаємо таке числове значення

$$P_{дв} = 1,3 \frac{7,1}{0,92} = 10,03 \text{ кВт.}$$

Визначаємо діаметр дільного кола і кутову швидкість обертання за такою формулою:

$$D_0 = \frac{t_L}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (2.39)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.5) отримаємо таке числове значення

$$D_0 = \frac{63}{\sin 0,6} = 342,5 \text{ мм}$$

Кутова швидкість обертання ведучої зірочки визначається за формулою:

$$\omega_B = \frac{2V}{D_0} \quad (2.40)$$

Після підстановки числових значень в формулу (2.40) отримаємо таке числове значення

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 14}{0,343} = 8,163 \text{ рад/с.}$$

$$n_B = 77,99 \text{ об/хв.}$$

2.2. Кінематичний розрахунок привода скребкового конвеєра

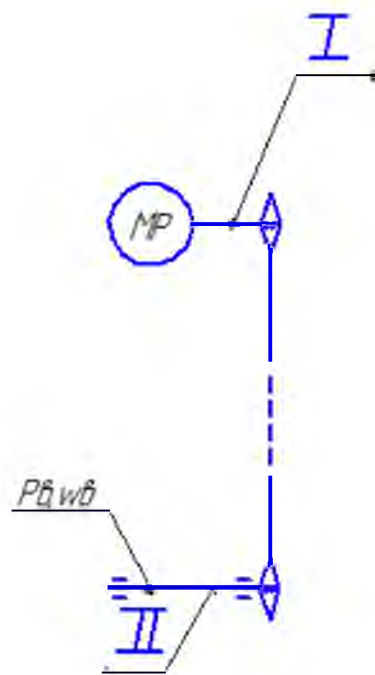
Вибір мотор-редуктора та визначення передаточного числа трансмісії.

На рис.2.3 наведена кінематична схема приводу скребкового конвеєра

НУБІП

НУБІП

НУБІП



НУБІП

НУБІП

НУБІП

НУБІП України

Рис. 2.3. Кінематична схема привода срібляного консерва

Необхідна потужність електродвигуна

$$P_{м.р} = 10,03 \text{ кВт.}$$

НУБІП України

$$n_{м.р} = n_{в} \cdot U_{л.п} = 77,99 \cdot (2 \dots 5) = 155,98 \dots 389,95 \text{ об/хв.}$$

Момент на валу електродвигуна

$$T_{м.р} = \frac{P_{м.р}}{n_{м.р}} \cdot 10^3 = \frac{10,03}{155,98 \dots 389,95} \cdot 10^3 = 25,7 \dots 64,35 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

НУБІП України

Обираємо мотор-редуктор АЦ-125-224-ЦУЗ.

На рис.2.4 наведено конструкцію мотор-редуктора.

НУБІП України

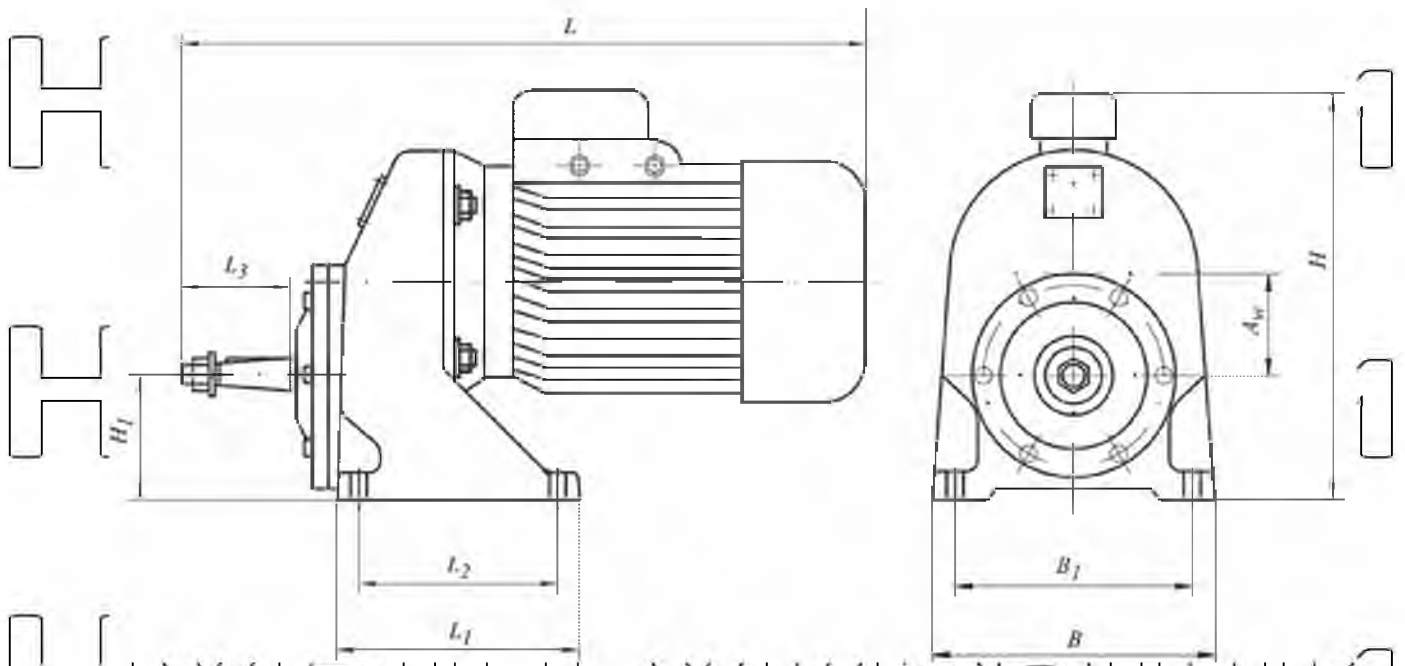


Рис. 2.4. Мотор-редуктор МЦ 125-224-ЦУЗ

Мотор редуктор циліндричний одноступінчатий, тип МЦ, являє собою об'єднання електродвигуна і циліндричного одноступінчатого редуктора в одній конструкції. Циліндричні мотор-редуктори застосовуються в механізмах підйому і пересування вантажопідіймальних механізмів, забезпечують ефективну передачу крутного моменту, а також зменшення частоти обертання вихідного вала. На рис.2.5 наведені конструктивні виконання мотор-редуктора

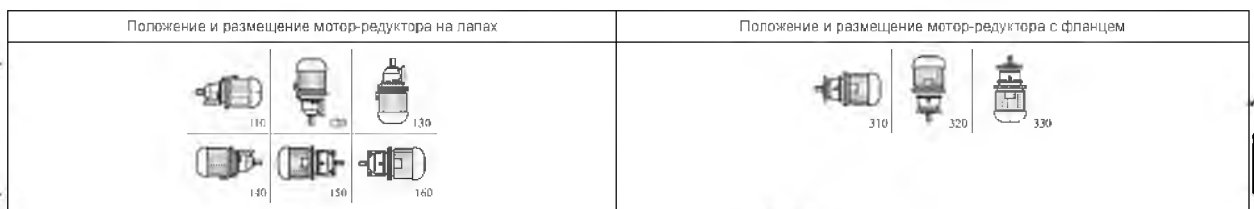


Рис. 2.5. Конструктивне виконання мотор-редуктора по можливості монтажу

Основные технические характеристики

Типоразмер мотор-редуктора	Частота вращения выходного вала, об/мин	Мг. Нчм	Масса мотор-редуктора, кг
МЦ-63	224, 250, 280, 315, 355, 400, 450	50-65	55
МЦ-80		100-125	80
МЦ-100		220-260	125
МЦ-125		385-490	205

Рис. 2.6. Основні технічні характеристики

Типоразмер мотор-редуктора	Aw	L	L ₁	L ₂	L ₃	B	B ₁	H	H ₁
	мм								
МЦ-63	63	475-505	185	150	50	215	180	322	80
МЦ-80	80	595-620	205	165	60	275	230	380	100
МЦ-100	100	660-750	255	200	80	325	280	442	130
МЦ-125	125	790-830	325	270	110	360	300	518	140

Рис. 2.7. Габаритні і приєднувальні розміри

Условное обозначение мотор-редуктора при заказе

Мотор-редуктор	МЦ	100	280	7.5	G110	Ц	У3	380В
Тип мотор-редуктора								
Межосевое расстояние, мм								
Частота вращения выходного вала, об/мин								
Мощность электродвигателя, кВт								
Конструктивное исполнение по способу монтажа								
Исполнение конца выходного вала								
Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69								
Номинальное напряжение сети переменного тока								

Рис. 2.8. Умовне позначення мотор-редуктора

Виконання мотор-редукторів типу МЦ може бути на лапах або з фланцем.

Мотор-редуктори типу МЦ випускаються з електродвигунами серії АІР, 4АМ.

Виконання кінця вихідного валу може бути циліндричним, Ц, конічним - К.

Технічні характеристики мотор-редукторів типу МЦ:

Діапазон номінальних передавальних чисел: 2,5 - 4;

Частота обертання вихідного вала: 224 - 450 об / хв;

Зубчасті колеса зі сталі 25ХГМ з нітроцементацією;

Параметри величини крутного моменту вихідного вала: 50-490 Н * м;

Маса (в залежності від модифікації): 55 - 205 кг.

Мотор редуктор МЦ, умови експлуатації:

Тривалість роботи до 24 годин на добу;

Невибухонебезпечна, неагресивна середовище;

Максимально допустимий вміст пилу - 10 мг / м³;

Обертання вала в будь-яку сторону;

Варіанти кліматичного виконання від У1 до Т1 відповідно до нормативів ГОСТ 15159-69;

Максимальна висота над рівнем моря - не більше 1000 м;

Параметри електромережі: 50 Гц, 380 В.

Частота обертання ведучого вала мотор-редуктора:

$$n_{м.р} = 224 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість обертання ведучого валу мотор-редуктора визначається за формулою і приймає значення:

$$\omega_{м.р} = \frac{\pi \cdot n_{м.р}}{30} = \frac{3,14 \cdot 224}{30} = 23,445 \text{ р/с}$$

Передаточне число ланцюгової передачі визначається за формулою і приймає значення:

$$U_{л.п} = \frac{\omega_{м.р}}{\omega_{в}} = \frac{23,445}{8,163} = 2,872$$

Виконаємо розрахунок вихідних даних для розрахунку ланцюгової передачі.

||_в. Потужність, що передається $P_1 = P_{м.р} = 10,03$ кВт.

$$W_1 = W_{м.р} = 23,445 \text{ р/с.}$$

Крутний момент визначається за формулою і приймає значення

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{10,03}{23,445} \cdot 10^3 = 428,108 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

||_в. Потужність на вихідному валу

$P_{||} = P_1 \cdot \eta_1 = 10,03 \cdot 0,92 = 9,234$ кВт.

Кутова швидкість на вихідному валу

$$\omega_{||} = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{23,445}{2,872} = 8,16 \text{ р/с.}$$

Крутний момент на вихідному валу

$$T_{||} = \frac{P_{||} \cdot 10^3}{\omega_{||}} = \frac{9234}{8,16} \cdot 10^3 = 1131,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Видні дані для розрахунку ланцюгової передачі зведені в табл.2.2

Таблиця 2.2.

Вихідні дані для розрахунку ланцюгової передачі

Назва передачі	Потужність на ведучому валу, кВт	Кутова швидкість на ведучому валу, рад/с	Крутний момент на ведучому валу, Нм	Передачоче число
Ланцюгова передача	10,037	23,445	428,108	2,872

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Загальні відомості про моделювання скребкових конвеєрів

Скребкові конвеєри при роботі на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, аварійна зупинка) характеризуються наявністю динамічних навантажень, що виникають в елементах приводного механізму та тягового органу. Динамічні навантаження негативно впливають на елементи конструкції, робочого органу та приводного механізму скребкового конвеєра і призводять до передчасного руйнування приводного механізму, підвищення енергозатрат та погіршення роботи конвеєра в цілому.

При переході від реальної конструкції скребкового конвеєра до його динамічної моделі нехтують тими характеристиками, які несуттєві для даного розрахунку або дослідження [25]. В загальному випадку при складанні динамічної моделі скребкового конвеєра необхідно враховувати зосереджені та розподілені маси, пружність елементів, залежності рушійного моменту електродвигуна від частоти обертання його ротора, силу опору переміщення тягового органу та вантажу.

У кожному конкретному випадку одні фізичні фактори є головними, а інші – другорядними. Модель не повинна бути громіздкою, вона повинна відображати ті елементи скребкового конвеєра, які впливають на його рух. На рис 3.1 зображена кінематична схема скребкового конвеєра.

Відомо, що для дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи тягового органу і приводу, механічну систему представляють у першому наближенні у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а тяговий орган – пружним, усі маси елементів конвеєра та приводного механізму приводяться до віток тягового органу конвеєра.

Разом з тим, виникає потреба побудови більш повної адекватної математичної моделі динаміки руху скребкових конвеєрів, для отримання

точніших результатів дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи тягового органу і приводний механізм.

Для розробки динамічної моделі скребкового конвеєра вважаємо, що всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно жорсткими тілами, окрім елементів передавального механізму та тягового органу, які володіють пружними властивостями (рис. 3.1). При цьому корпус приводу скребкового конвеєра та вали тягових зірочок закріплені абсолютно жорстко.

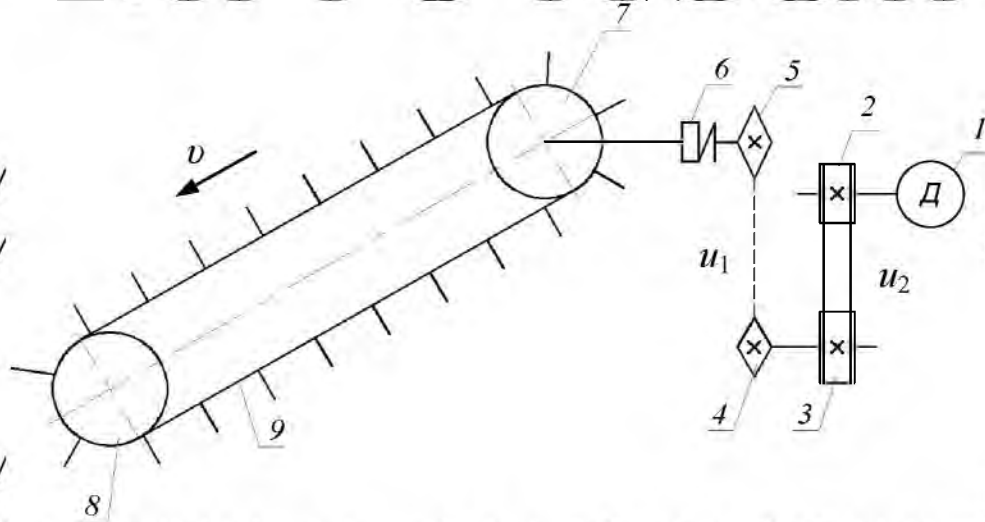


Рис. 3.1. Кінематична схема скребкового конвеєра: 1 – двигун; 2, 3 – шківни пасової передачі; 4, 5 – зірочки ланцюгової передачі; 6 – муфта; 7 – приводна зірочка; 8 – приводна зірочка скребкового конвеєра; 9 – ланцюг зі скребками

3.2. Обудова динамічної моделі скребкового конвеєра

Скребковий конвеєр представимо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих тіл, окрім елементів передавального механізму приводу, які вважаємо пружними тілами. Всі елементи приводу приводяться до приводного валу з зірочками, які будемо вважати першою приведеною масою.

З іншої сторони транспортуємий вантаж, тяговий орган і натяжний і приводний вали також приводяться до приводного валу скребкового конвеєра і будемо вважати їх другою приведеною масою. Перша і друга приведені маси з'єднуються між собою пружним елементом, коефіцієнт жорсткості якого

також приведений до приводного валу конвеєра. На першу приведену масу діє рушійний момент приводного електродвигуна, який також приведений до приводного валу конвеєра. Сила опору переміщенню вантажу і тягового органу також приведена до приводного валу. В такому разі скребковий конвеєр зводиться до дискретної двомасової динамічної моделі з обертальними масами, яка показана на рис.3.2.

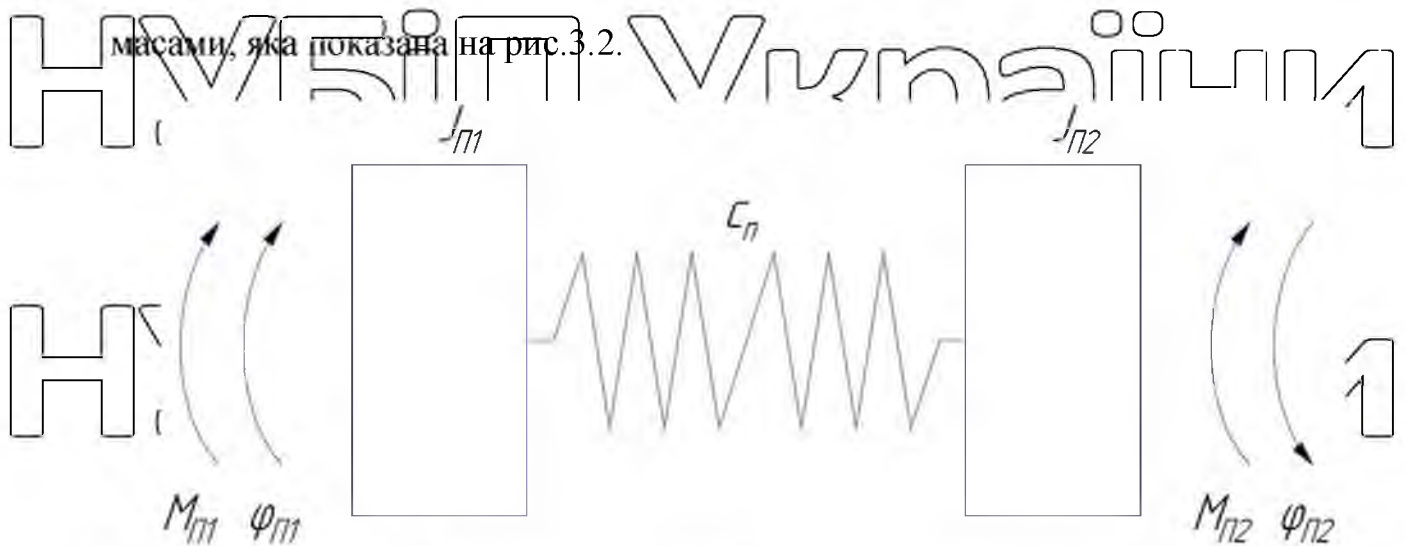


Рис. 3.2. Дискретна динамічна модель скребкового конвеєра

На рис.3.2 прийняті такі позначення: J_{II1} та J_{II2} – приведені моменти інерції першої та другої частин скребкового конвеєра; C_{II} – коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму, приведений до приводного валу; M_{II1} та M_{II2} – приведені до приводного валу рушійний момент приводного електродвигуна і момент сил опору переміщенню вантажу та тягового органу скребкового конвеєра; φ_{II1} – кутова координата повороту першої приведені маси, в яку входять ротор електродвигуна, шкни пасової передачі разом з пасом, зірочки ланцюгової передачі разом з ланцюгом та пів муфти приводного механізму; φ_{II2} – кутова координата повороту другої приведені маси, куди входить вантаж, що транспортується, тяговий орган (ланцюги зі скребками), натяжний і приводний вали конвеєра.

До першої частини динамічної моделі входять електродвигун, пасова і ланцюгова передачі та пів муфти зі сторони електродвигуна запобіжної муфти.

До другої частини динамічної моделі входять друга пів муфта запобіжної муфти, приводний вал із зірочками, натяжний вал із зірочками, тяговий орган (ланцюги) зі скребками та вантаж, що транспортується.

Для визначення моменту інерції першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального механізму скребкового (T_1) до кінетичної енергії першої частини динамічної моделі ($T_{екв.}$)

$$T_1 = T_{екв.}$$

На основі отриманого рівняння знайдемо зведений момент інерції першої мас динамічної моделі, який виражається наступною залежністю

$$I_{п1} \equiv I_{дв} + \frac{1}{2} I_{м.п.} = 0,75 + 0,5 * 0,386 = 0,482 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.1)$$

Для визначення зведеного моменту інерції другої маси динамічної моделі використаємо рівність кінетичних енергій другої частини реального скребкового конвеєра і другої частини його динамічної моделі. Для цього запишемо вирази цих кінетичних енергій, які визначаються такими залежностями:

$$T_e = \frac{1}{2} * I_{п2} * \omega_{дв}^2;$$

$$T_{2р} = \frac{1}{2} * \frac{I_{м.ж.}}{2} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_m * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{зуб.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2 = \frac{1}{2} * I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2.$$

Після прирівнювання цих виразів отримаємо таке рівняння

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{2} \left(I_{\text{м.п.}} * \omega_{\text{дв}}^2 + I_2 * \omega_{\text{дв}}^2 + I_{\text{м}} * \omega_{\text{дв}}^2 + I_{\text{зуб.}} \left(\frac{\omega_{\text{дв}}}{U} \right)^2 \right) \\
 &= I_{\text{м.ж.}} \left(\frac{\omega_{\text{бв}}}{U} \right)^2 + I_{\text{п.б.}} \left(\frac{\omega_{\text{дв}}}{U} \right)^2 + m \left(\frac{\omega_{\text{дв}}}{U} * \frac{D_{\text{п.б.}}}{2} * \frac{1}{4} \right)^2
 \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{2} \omega_{\text{дв}}^2 \left(\frac{I_{\text{м.п.}}}{2} + I_2 + I_{\text{м}} + I_{\text{зуб.}} \frac{1}{U^2} + I_{\text{м.ж.}} \frac{1}{U^2} + I_{\text{п.б.}} \frac{1}{U^2} + m \frac{1}{U^2} * \frac{D_{\text{п.б.}}^2}{4} * \frac{1}{16} \right)$$

З отриманого рівняння знайдемо зведений момент інерції другої маси

динамічної моделі скребкового конвеєра, яка виражається такою залежністю

$$I_{\text{п2}} = \frac{I_{\text{м.п.}}}{2} + I_2 + I_{\text{ш}} + I_{\text{з.к}} \frac{1}{U^2} + I_{\text{к.б.}} \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{\text{к.б.}}}{4} * \frac{1}{16} \quad (3.2)$$

Після підстановки числових значень в залежність (3.2) отримаємо числове значення зведеного моменту інерції другої маси динамічної моделі скребкового конвеєра

$$I_{\text{п2}} = \frac{0,386}{2} + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,044 * \frac{1}{1000} + 0,016 * \frac{1}{1000} + 1000 * \frac{1}{1000}$$

$$* 0,0625 = 0,03799025 = 0,038 \text{ кг} * \text{м}^2 * 0,0625 * \frac{1}{16}$$

$$= 0,22 + 0,006 * 0,004 + 0,000044 + 0,000016 + 1 * 0,0625$$

За максимальним значенням рушійного моменту приводного електродвигуна да максимально допустимою деформацією запобіжної муфти знайдемо коефіцієнт жорсткості запобіжної муфти, який виражається

наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$C = \frac{M_{\text{ном}} * \lambda}{\Delta\varphi} = \frac{P_{\text{ном}} * \lambda}{\omega * \Delta\varphi} = \frac{37000 * 3,8}{104,14 * 2 * \frac{1}{57}} = \frac{977}{0,81} = 38478 \frac{\text{Н} * \text{м}}{\text{Рад}} \quad (3.3)$$

Визначимо номінальну та синхронну кутові швидкості приводного електродвигуна скребкового конвеєра, які приймають такі значення:

$$\omega = \frac{995 \cdot 3,14}{30} = 104,14 \text{ Рад/с};$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{3} = 104,6 \text{ Рад/с}.$$

Тепер визначимо номінальне та критичне ковзання приводного електродвигуна скребкового конвеєра, які приймають такі значення:

$$s_{\text{ном}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{ном}}}{\omega_0} = \frac{104,6 - 104,14}{104,6} = 0,004;$$

$$s_{\text{кр}} = s_{\text{ном}} (1 + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,004 (1 + \sqrt{2,75^2 - 1}) = 0,014.$$

Рушійний момент на валу приводного асинхронного електродвигуна визначається з механічної характеристики, яка залежить від кутової швидкості приводного вала електродвигуна і визначається за допомогою рівняння Клосса, яке має наступний вигляд

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{s \left(\frac{s}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{s} \right)} \quad (3.4)$$

де s , $s_{\text{кр}}$ — ковзання та критичне ковзання асинхронного електродвигуна відповідно.

За допомогою рівняння (3.4) побудована механічна характеристика приводного електродвигуна скребкового конвеєра, яка представлена на рис.3.3.

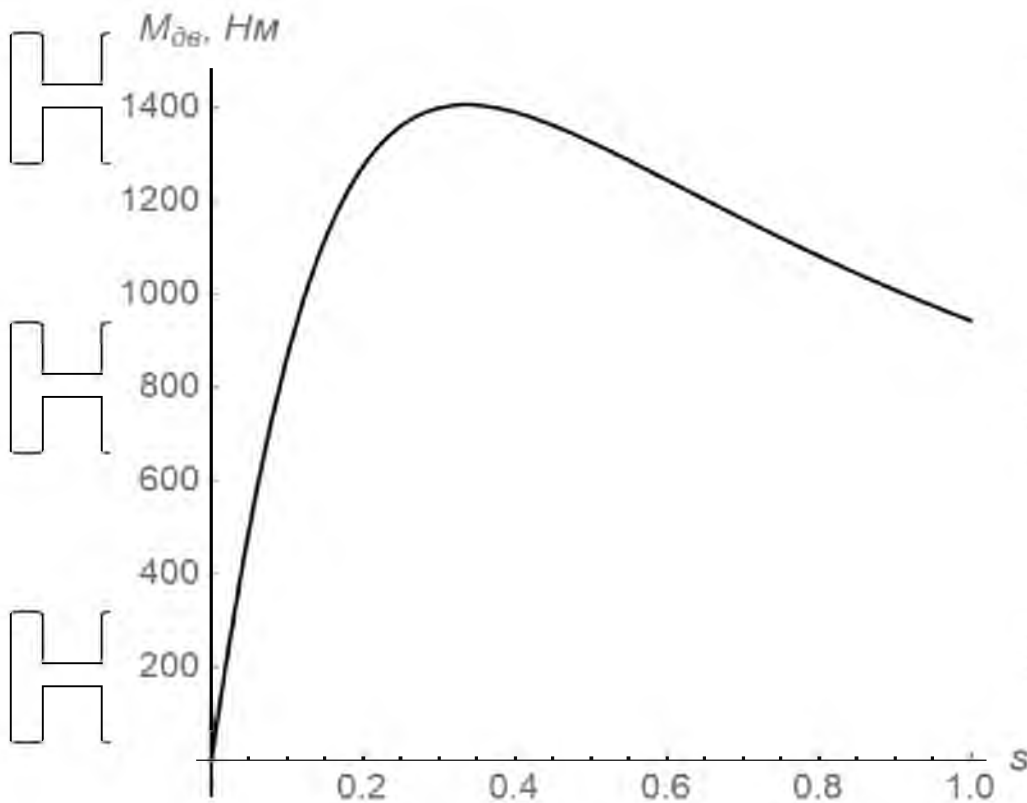


Рис. 3.3. – Механічна характеристика електродвигуна скребкового

конвеєру в координатах «час – крутний момент»

3.3. Побудова математичної моделі скребкового конвеєра

На основі розробленої дискретної динамічної моделі скребкового конвеєра, графічне зображення якої представлено на рис.3.2 побудуємо її математичну модель. Для цього скористаємося принципом динамічної рівноваги запропонованим Даламбером. Згідно з цим принципом кожна з дискретних мас динамічної моделі знаходиться в динамічній рівновазі, якщо до кожної з них прикласти активні сили, що на них діють, пружні та дисипативні сили, сили реакції зв'язку між масами та сили інерції. Оскільки динамічна модель скребкового конвеєра складається з двох мас, то розчленуємо її на дві окремі маси, замінивши в'язь між масами реакцією в'язі.

Крім того на першу масу діє приведений рушійний момент електродвигуна, а на другу масу – приведений момент від сили опору переміщення тягсового органу та вантажу, до кожної з мас прикладаємо момент сил інерції. В

результаті наведеного отримуємо дві маси з діючими силами, графічне зображення яких показано на рис.3.4 і рис.3.5.

На рис 1.4 - 1.5 зображені моменти роботи систем, з яких ми складаємо нелінійні диференціальні рівняння руху механізму підйому вантажу, використовуючи рівняння Лагранжа другого роду (1. 19).

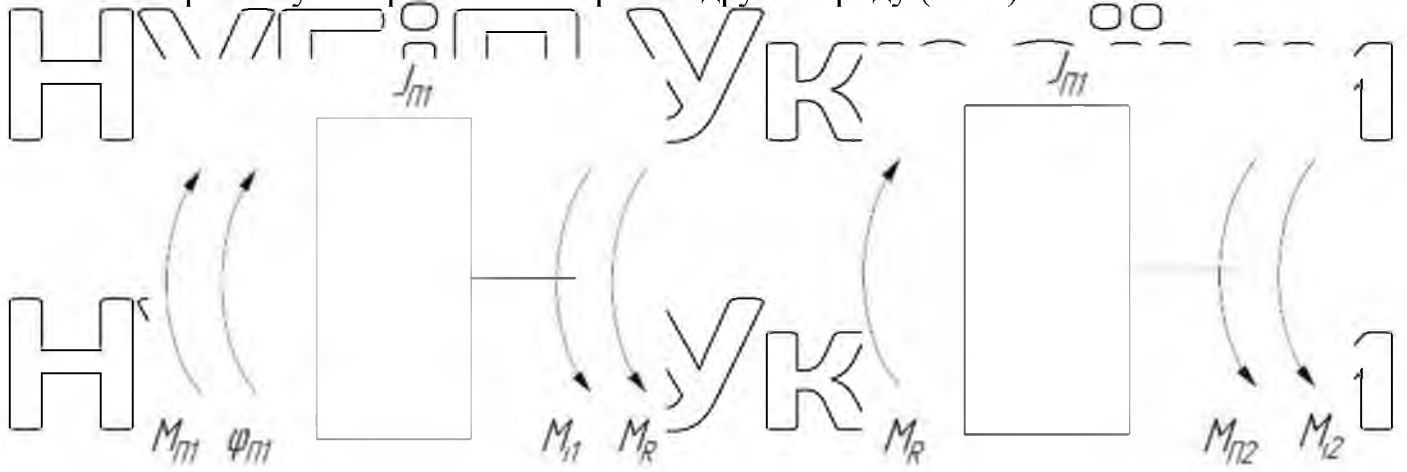


Рис.3.4. Перша маса динамічної моделі. Рис.3.5. Друга маса динамічної моделі

Для кожної з цих мас, склавши рівняння динамічної рівноваги (сума моментів всіх сил відносно осі обертання, оскільки обидві маси динамічної моделі здійснюють обертальний рух), отримаємо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} M_{\pi 1} - M_{i1} - M_R = 0 \\ M_R - M_{\pi 2} - M_{i2} = 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Тут M_{i1} – момент сил інерції першої маси динамічної моделі; M_{i2} – момент сил інерції другої маси динамічної моделі; M_R – момент реакції пружного зв'язку між масами динамічної моделі, які виражаються наступними залежностями:

$$M_{i1} = J_{\pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1;$$

$$M_{i2} = J_{\pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2;$$

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

Підставивши ці вирази в систему рівнянь (3.5), отримаємо систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху скребкового конвеєра:

$$\begin{cases} M_{П1} \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{П2} \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Систему диференціальних рівнянь (3.6) запишемо в класичному вигляді, тоді вона буде представлена в такому виді:

$$\begin{cases} J_{П1} \ddot{\varphi}_1 = M_{П1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{П2} \ddot{\varphi}_2 = -M_{П2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (3.7)$$

Отримана система (3.7) являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, нелінійність цієї системи рівнянь отримана за рахунок нелінійної залежності рушійного моменту приводного електромотора електродвигуна, що рівнозначно кутовій швидкості першої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра. Оскільки отримана система нелінійних диференціальних рівнянь не може бути розв'язана аналітичними методами, то для її розв'язку скористаємось чисельними методами з програмного середовища Wolfram Mathematica.

3.4. Динамічний аналіз режиму руху скребкового конвеєра

В результаті розв'язку системи диференціальних рівнянь (3.7) з урахуванням рівняння Клосса (3.4) для конкретних параметрів скребкового конвеєра в програмному середовищі Wolfram Mathematica розраховані і побудовані графічні залежності кінематичних (рис.3.6 – 3.9), силових (рис.3.10) та енергетичних (рис.3.11) характеристик.

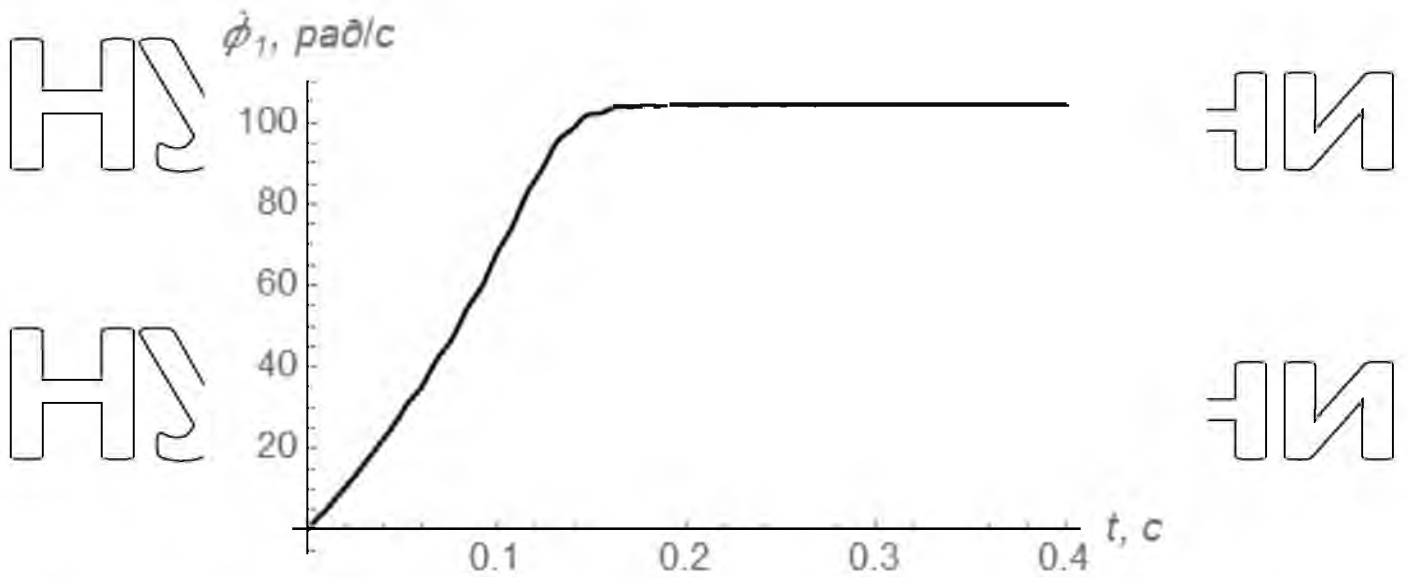


Рис.3.6 – Графік кутової швидкості першої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

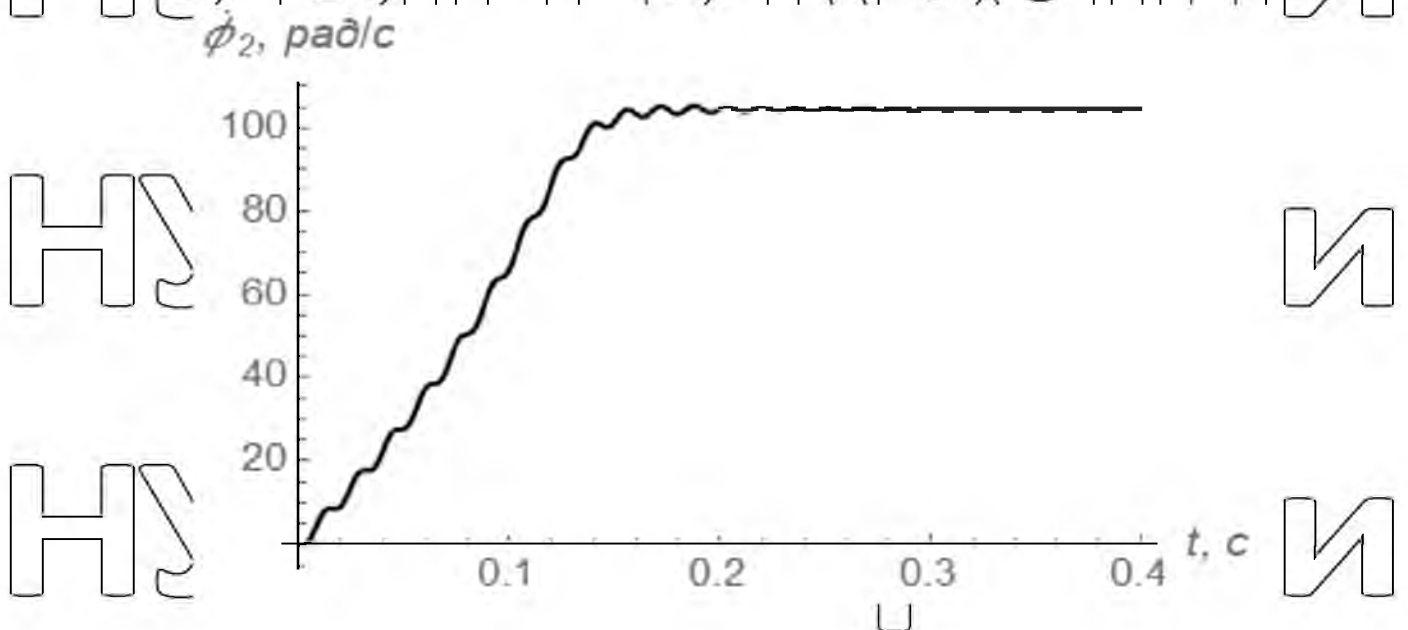


Рис.3.7. Графік кутової швидкості другої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

З графічних залежностей кутових швидкостей першої (рис.3.6) та другої (рис.3.7) приведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра видно, що перша та друга маси досить швидко (протягом 0,15 секунд) досягають усталеного значення. Однак, як протягом процесу пуску, так і на ділянці усталеного руху спостерігаються високочастотні коливання з незначною амплітудою коливань швидкостей. При цьому амплітуда коливань швидкості другої маси значно перевищує амплітуду коливань першої маси. Це вказує на

те, що приводний механізм працює в більш сприятливому режимі в порівнянні з тяговим органом скребкового конвеєра.

НУБІП України

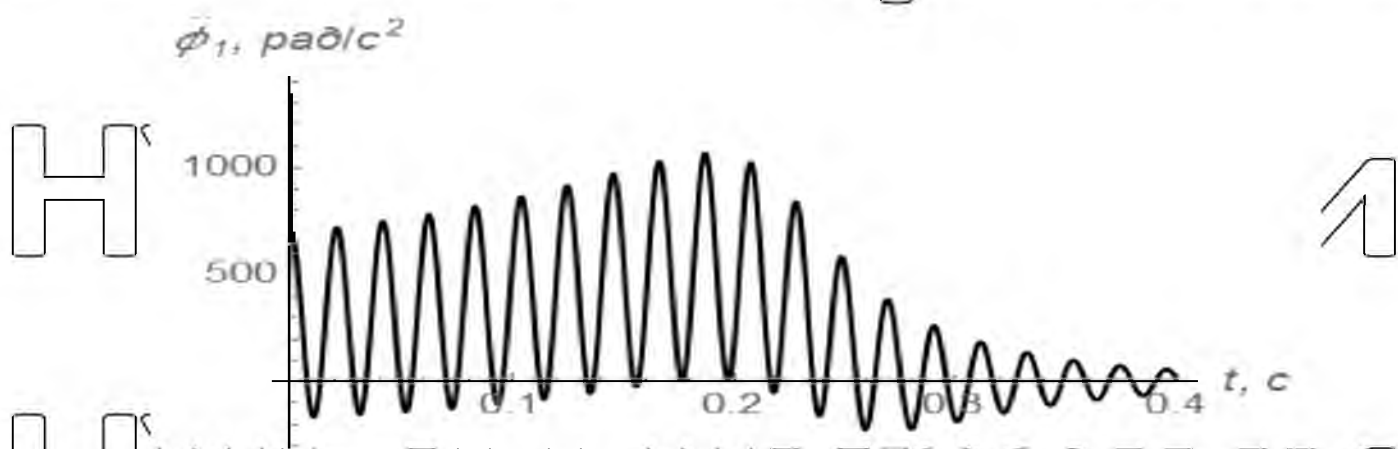


Рис 3.8. Графік кутового прискорення першої приведенної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

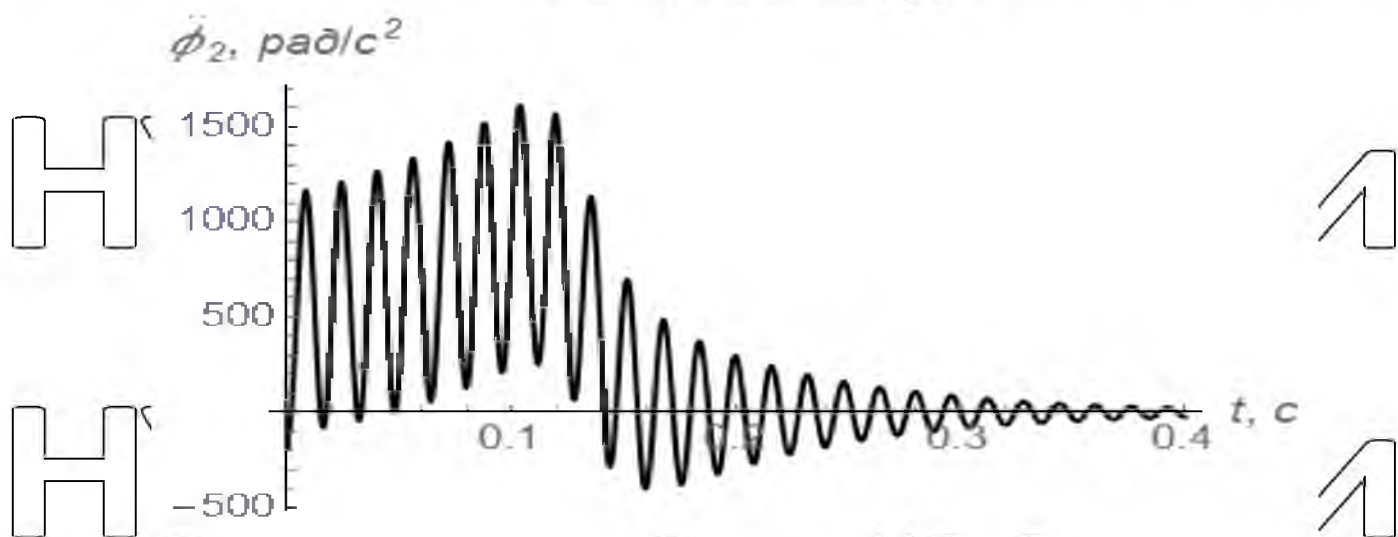


Рис 3.9. Графік кутового прискорення другої приведенної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

З графічних залежностей кутових прискорень першої (рис.3.8) та другої (рис.3.9) приведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра видно, що перша та друга маси як протягом процесу пуску, так і на ділянці усталеного руху мають високочастотні коливання прискорень зі значними амплітудами коливань. При цьому амплітуда коливань прискорень другої маси приблизно в 1,5 разів перевищує амплітуду коливань прискорень першої маси. Максимальне значення прискорення першої маси становить 1000 рад/с^2 , а другої – 1500

НУБІП України

рад/с². Затухання цих коливань закінчується протягом однієї секунди усталеного руху. Все це ще раз підтверджує, що приводний механізм працює в більш сприятливому режимі в порівнянні з тяговим органом скребкового конвеєра.

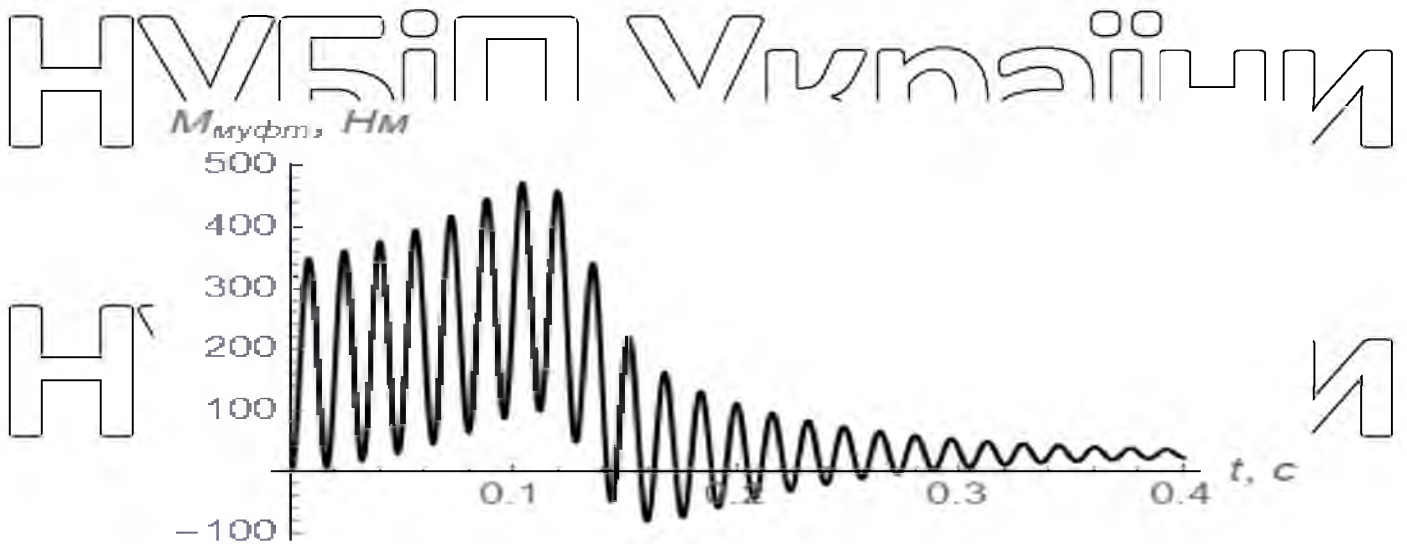


Рис 3.10. Графік зміни пружного моменту в запобіжній муфті (пружному елементі динамічної моделі)

На рис.3.10 представлено графічну залежність пружного моменту в запобіжній муфті скребкового конвеєра, з якого видно, пружний момент має складний характер зміни з високочастотними коливаннями. При цьому максимальне значення пружного моменту становить 460 Н*м, що приблизно в 9 разів перевищує його усталене значення. З наведеної залежності можна зробити висновок, що запобіжна муфта сприймає значні перевантаження в процесі пуску скребкового конвеєра.

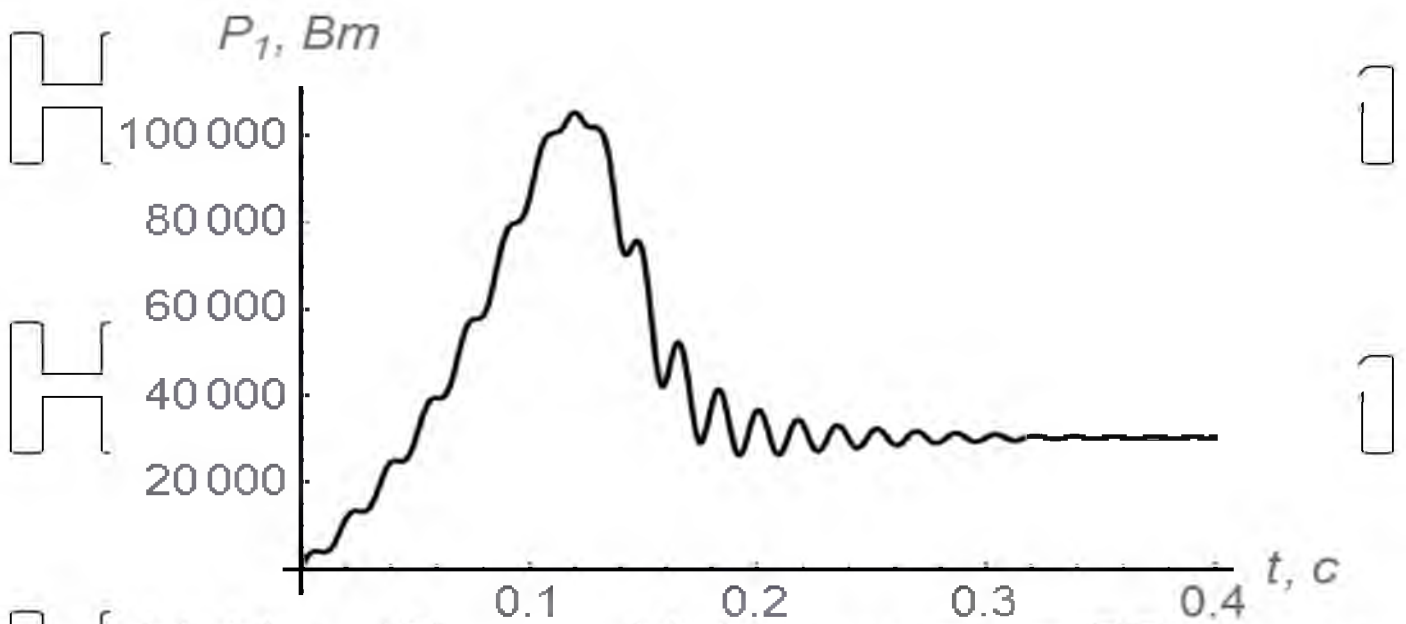


Рис 3.11. Графік зміни потужності приводного механізму скребкового конвеєра

З наведеної залежності зміни потужності приводного механізму скребкового конвеєра (рис.3.11) видно, що електродвигун приводу працює зі значним перевантаженням, оскільки максимальне значення потужності більше ніж в чотири рази перевищує усталене значення. Більше того, потужність електродвигуна змінюється з високочастотними коливаннями, які затухають під час усталеного руху скребкового конвеєра.

З наведених залежностей можна зробити висновок, що кінематичні, силові та енергетичні характеристики скребкового конвеєра змінюються з високочастотними коливаннями. При цьому більшість максимальних значень характеристик значно перевищують їхні усталені значення. Все це вказує на те, що скребковий конвеєр в процесі пуску працює у важкому динамічному режимі зі значними перевантаженнями. Значно покращити такий режим роботи скребкового конвеєра можна шляхом оптимізації його режиму пуску.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО

КОНВЕЄРА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху скребкового конвеєра

В процесі оптимального керування рухом скребкового конвеєра за параметр керування обирають лінійну швидкість або прискорення тягового органу з вантажем чи рушійне зусилля приводного механізму.

При виборі параметром керування швидкості тягового органу з вантажем, режим керування являє собою кусково-сталу функцію і її практично неможливо реалізувати на реальному скребковому конвеєрі з асинхронним електродвигуном. Тому обрати швидкість тягового органу з вантажем, як параметр керування для скребкового конвеєра є неефективно і практично неможливо реалізувати в реальних умовах експлуатації конвеєра.

Для скребкового конвеєра не дуже важливо, який з параметрів обираги, адже прискорення тягового органу та рушійне зусилля приводного механізму є параметрами, які лінійно залежать між собою. Для скребкового конвеєру прискорення тягового органу залежить не тільки від рушійного зусилля приводного механізму, а ще й від взаємодії з вантажем, що транспортується.

Якщо параметром керування обрати прискорення тягового органу конвеєра, то це прискорення для максимальної швидкості скребкового конвеєра повинно бути сталою величиною та максимально допустимим на кожному етапі руху. Такий режим керування рухом не допомагає максимально можливому скороченню тривалості перехідного циклу скребкового конвеєра. Більше того, щоб реалізувати сталі прискорення на тяговий орган з вантажем необхідно встановити спеціальний регульований приводний механізм.

Найбільш доцільним є розв'язання задачі оптимального керування рухом скребкового конвеєра, якщо обрати в якості параметра керування рушійне зусилля приводу або швидкість його зміни в часі. Рушійне зусилля обмежується, однак воно має більш природний характер, в порівнянні з обмеженням прискорення тягового органу з вантажем.

Разом з тим, з динамічного аналізу руху скребкового конвеєра встановлено, що мають місце високочастотні коливання більшості характеристик руху скребкового конвеєра зі значними амплітудами коливань.

Оскільки високочастотні коливання елементів конструкції скребкового конвеєра в значній мірі залежать від швидкості зміни рушійного зусилля (моменту сили), то саме цей параметр з метою зменшення цих коливань доцільно обрати в якості параметра керування. Оскільки є потреба в оптимізації режиму руху конвеєра протягом всього процесу пуску, то параметр керування повинен бути інтегральним на цій ділянці руху.

Виходячи з наведеного, приходимо до висновку, що за критерій оптимізації режиму руху скребкового конвеєра доцільно обрати середньоквадратичне значення швидкості зміни в часі рушійного моменту приводного механізму за час пуску, яке визначається наступною залежністю

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

де t - час; t_1 - тривалість перехідного процесу пуску скребкового конвеєра з вантажем; M_n - швидкість зміни пружного моменту в запобіжній муфті скребкового конвеєра.

Обраний критерій відображає динамічні процеси, які мають місце при роботі скребкового конвеєра під час проходження перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху тягового органу, аварійна зупинка). Він інтегральний за формою і оцінює режим руху скребкового конвеєра протягом всієї ділянки руху. Цей критерій приймає числове значення за час руху, а це значить, що він дозволяє оцінювати режими руху і вибрати серед них найкращі з позицій усунення коливань і зменшення динамічних навантажень.

4.2. Визначення оптимального режиму руху скребкового конвеєра

Для проведення оптимізації режиму руху скребкового конвеєра використаємо двомасову динамічну модель, яка розроблена в попередньому розділі і в графічному вигляді представлена на рис.3.2. Цій моделі однозначно відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка є математичною моделлю динаміки руху скребкового конвеєра. Така математична модель отримана на основі принципу динамічної рівноваги Даламбера і представляється наступною системою рівнянь:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (4.2)$$

де J_{n1}, J_{n2} - відповідно моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра; M_{n1}, M_{n2} - зведені моменти сил першої та другої зведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра; c - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу скребкового конвеєра зведений до запобіжної муфти; φ_1, φ_2 - кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра.

З динамічного аналізу попереднього розділу встановлено, що найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі приводу, тому за критерій оптимізації обрано середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в запобіжній муфті, що визначається залежністю (4.1).

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (4.2) визначимо момент в пружному елементі динамічної моделі. Взявши похідну за часом від виразу цього моменту, знайдемо швидкість зміни пружного моменту в запобіжній муфті скребкового конвеєра, яка визначається наступною залежністю

$$\dot{M}_n = c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = J_{n2}\ddot{\varphi}_2. \quad (4.3)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.1) з урахуванням виразу (4.3) є рівняння Ейлера-Пуассона, наступного вигляду

$$\frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_{12}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial f_{12}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (4.4)$$

В рівняннях (4.4) функція f_{12} визначається такою залежністю

$$f_{12} = (J_{n2} \ddot{\varphi}_2)^2 \quad (4.5)$$

Після підстановки виразу (4.5) в диференціальне рівняння (4.4) отримаємо диференціальне рівняння шостого порядку, яке має вигляд

$$\ddot{\varphi}_2 = 0; \quad (4.5)$$

Послідовне інтегрування рівняння (4.5) за часом дає можливість отримати наступні залежності:

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

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

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3;$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \quad (4.6)$$

де C_1, \dots, C_6 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху скребкового конвеєра представленого двомасовою динамічною моделлю:

$$t = 0: \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0;$$

$$t = t_1: \quad \varphi_1 = \varphi_2 = v; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.7)$$

З другого рівняння системи (4.2) виразимо залежності між координатами

першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом у наступному вигляді:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_{n2} \ddot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c};$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + J_{n2} \ddot{\varphi}_2 / c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2} \ddot{\varphi}_2 / c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2} \ddot{\varphi}_2 / c. \quad (4.8)$$

Для знаходження постійних інтегрування зведемо крайові умови (4.7) до координати другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра та її похідних за часом. В результаті чого використаємо 6 умов, які мають такий

вигляд:

$$t = 0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0; \\ t = t_1: \varphi_2 = v, \dot{\varphi}_2 = 0 \quad (4.9)$$

В результаті підстановки крайових умов (4.9) в залежності (4.6), знайдемо вирази постійних інтегрування, які визначаються наступними залежностями:

$$C_1 = -24(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; \quad C_2 = 12(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2; \\ C_3 = 0; \quad C_4 = -M_{n2}/J_{n2}; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = 0. \quad (4.10)$$

В результаті підстановки постійних і (4.10) в залежності (4.6), знайдемо кінематичні характеристики другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра, а через них за залежностями (4.8) – кінематичні характеристики першої маси.

Після визначення кінематичних характеристик зведених мас динамічної моделі визначимо силові та енергетичні характеристики приводного механізму скребкового конвеєра:

- момент в пружній запобіжній муфті приводного механізму скребкового конвеєра, який визначається такою залежністю

$$M_n = J_{n2}\ddot{\varphi}_2 + M_{n2};$$

- рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений запобіжної муфти приводу, який представляється такою залежністю

$$M_p = J_{n1}\dot{\varphi}_1 + M_n;$$

- швидкість зміни пружного моменту в запобіжній муфті скребкового конвеєру, який визначається такою залежністю

$$\dot{M}_n = J_{n2}\ddot{\varphi}_2;$$

- потужність на валу приводного електродвигуна, зведена до запобіжної муфти приводу конвеєра визначається за такою формулою

$$P = M_p\dot{\varphi}_1.$$

4.3. Результати оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра

В результаті проведених розрахунків оптимального режиму пуску скребкового конвеєра для динамічної моделі з параметрами:

$$m = 76 \text{ кг}; I_0 = 0,7435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; I_1 = I_2 = 0,00171 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; c_0 = 7378 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад};$$

$$c = 1,3 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}; R = 0,0535 \text{ м}; M_2 = 0,55 \text{ Н} \cdot \text{м}; F_0 = 1350 \text{ Н}; v = 0,5 \text{ м} / \text{с}; t_1 = 1 \text{ с}.$$

побудовано графічні залежності кінематичних (рис. 4.1 – 4.5), силових (рис. 4.6 і 4.7) та енергетичних (рис. 4.8) характеристик скребкового конвеєра кутової швидкості (рис. 5.23) та кутового прискорення (рис. 5.24) натяжного вала оптимального режиму пуску, а також рушійного моменту (рис. 5.25) при таких параметрах динамічної моделі:

Зміна швидкості і прискорення цих ланок матимуть такий же характер, як і натяжного барабану. Для того, щоб наочно показати вплив оптимізації режиму руху конвеєра на характер руху ланок конвеєра, представлено графіки зміни кутової швидкості і прискорення неоптимального (дійсного) режиму руху при таких же параметрах динамічної моделі.

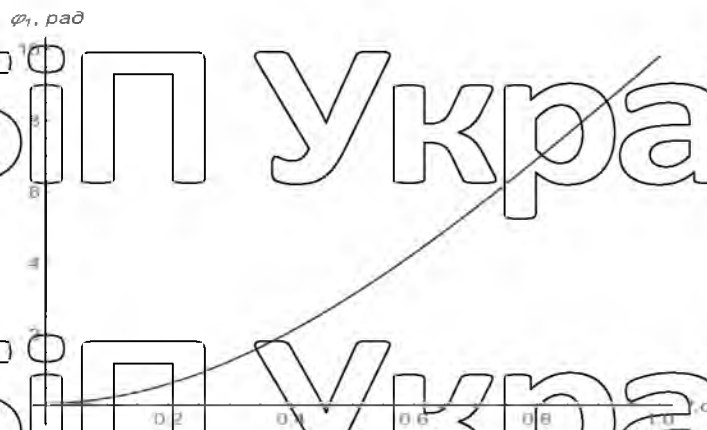


Рис . 4.1. Графік зміни кутової координати першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

Кутова координата першої зведеної маси скребкового конвеєра (рис. 4.1) змінюється плавно в процесі пуску. При цьому рух першої зведеної маси динамічної моделі здійснюється без коливань, що позитивно впливає на динаміку руху приводного механізму скребкового конвеєру.

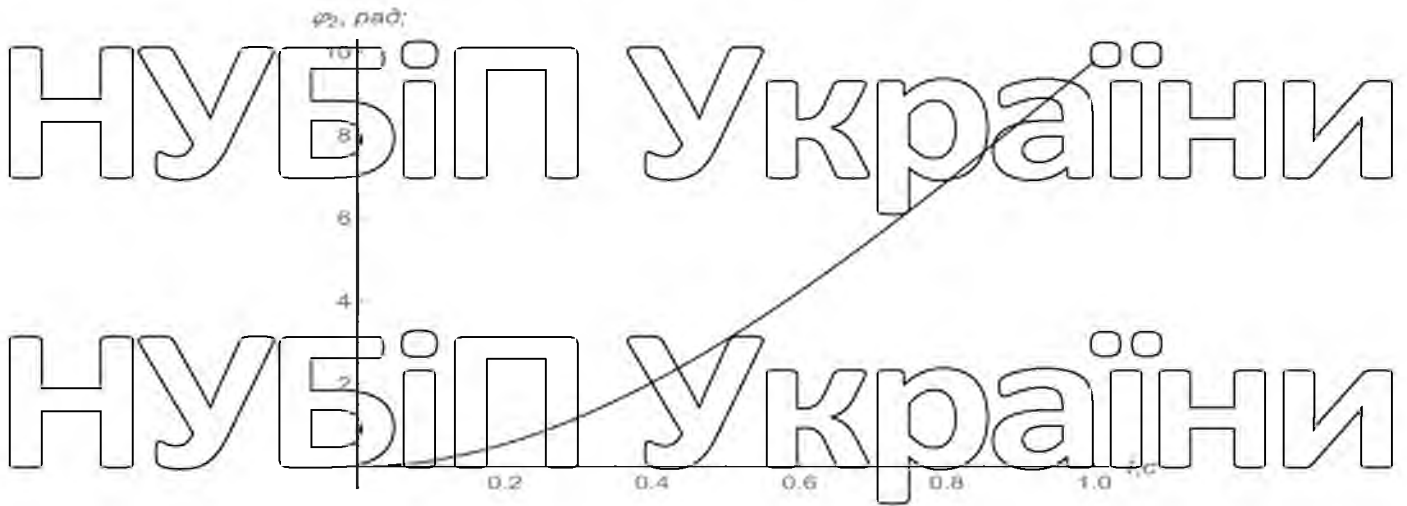


Рис. 4.2. Графік зміни кутової координати другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

Кутова координата другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра (рис. 4.2) також змінюється плавно протягом процесу пуску. При цьому рух приводного вала та тягового органу конвеєра не має коливань, що добре впливає на динаміку руху тягового органу з вантажем.

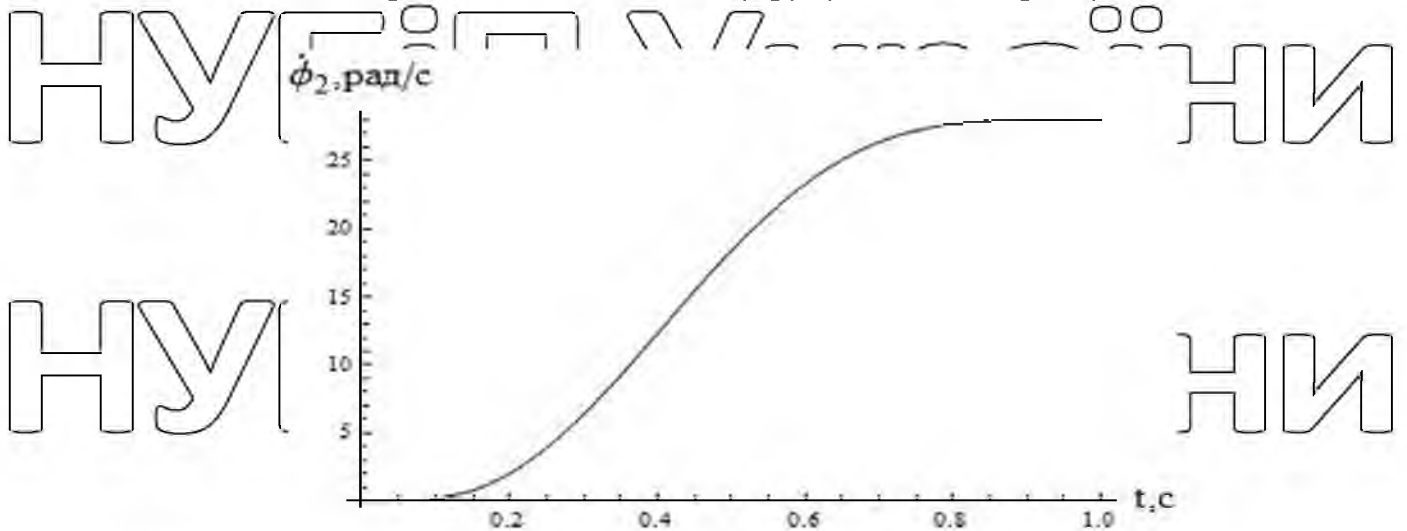


Рис. 4.3. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

НУБІП України

Графік зміни кутової швидкості другої зведеної маси (рис. 4.3) має плавний характер зміни з поступовим зростанням швидкості від нульового до усталеного значення. При цьому кутова швидкість змінюється без коливань, що вказує на сприятливий характер динамічних процесів в тяговому органі з вантажем в процесі пуску скребкового конвеєра.

Аналогічний характер зміни має також кутова швидкість першої зведеної маси. Це також вказує на сприятливий динамічний режим приводного механізму скребкового конвеєру.

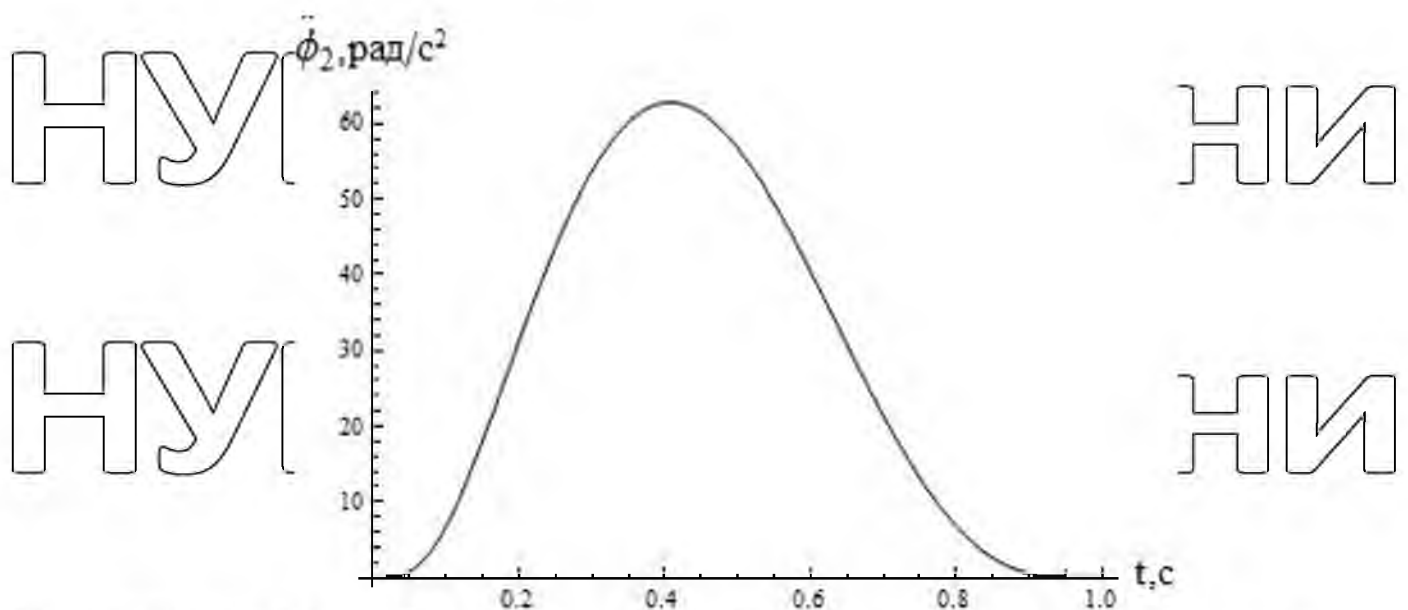


Рис. 4.4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

З наведеного графіка кутового прискорення другої зведеної маси (рис.

4.4) видно, що його характер зміни плавний при відсутності коливань. При цьому на початку і в кінці пуску прискорення другої зведеної маси приймає нульові значення. Це вказує на сприятливий динамічний режим руху тягового органу з вантажем. Близький до другої маси має характер зміни прискорення першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра.

Такий динамічний режим пуску забезпечує нормальну роботу приводного механізму конвеєра.

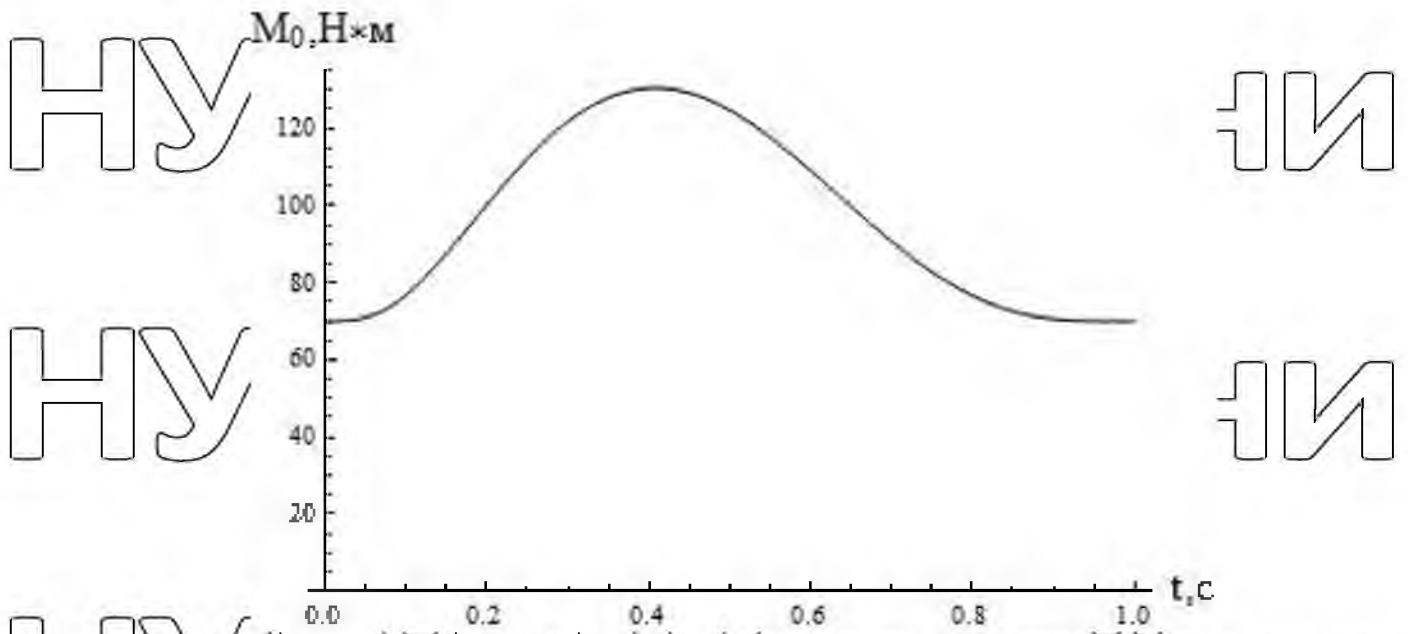


Рис. 4.5. Графік рушійного моменту приводного електродвигуна скребкового конвеєра.

З рис. 4.5 видно, що рушійний момент приводного електродвигуна змінюється плавно без коливань від пускового до усталеного значення,

набуваючи в процесі пуску максимального значення, яке в 1,85 разів перевищує номінальне значення. Таке силове перевантаження

електродвигуна значно менше за допустиме. Тому при оптимальному режимі руху під час пуску електродвигун працює в сприятливому режимі. В такому ж режимі працює і весь скребковий конвеєр під час пуску.

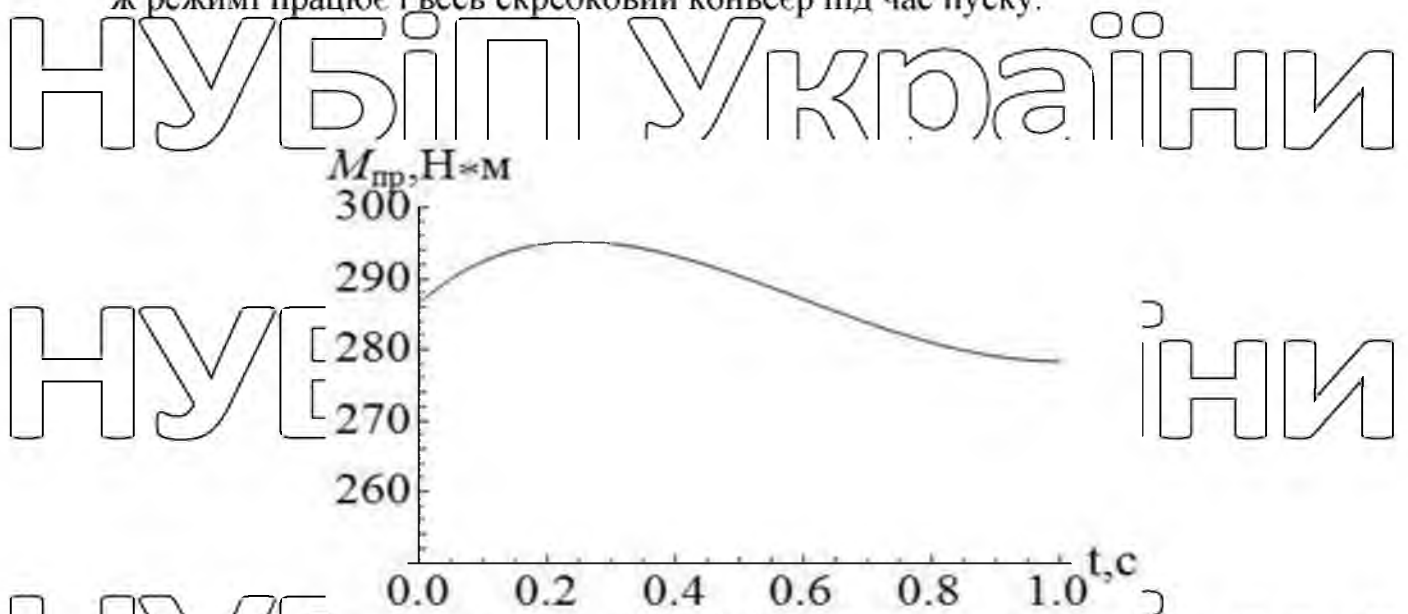


Рис. 4.6. Графік пружного моменту в запобіжній муфті скребкового конвеєра

З наведеного графіка (рис. 4.6) можна спостерігати, що кружний момент в запобіжній муфті змінюється плавно без коливань, де його максимальне значення лише в 1,05 рази перевищує ustalone значення.

Аналізуючи проведені дослідження та порівнюючи оптимальні графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення ланок конвеєра з графіками без оптимізації, можна зробити висновки, що такий режим пуску дав можливість мінімізувати коливання в ланках приводного механізму та гнучкому тяговому органі скребкового конвеєра, спричинені динамічними навантаженнями. При дійсному режимі руху конвеєра коливання кутової швидкості були в межах 10...6 рад/с, а коливання кутового прискорення мали дуже інтенсивний характер (максимальні значення змінювались від -250 до 450 рад/с²).

Отже, отриманий оптимальний режим пуску забезпечує плавну зміну кутової швидкості та прискорення ланок скребкового конвеєра, а також рушійного моменту на валу електродвигуна, зведеного до приводного валу скребкового конвеєра.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Порівняння аналогу з розробленою конструкцією:

Дані для порівняння

Характеристика	Умовне позначення	Одиниця виміру	Значення	
			Базова конструкція	Нова конструкція
Годинна технічна продуктивність	P_T	т/год	18	20
Номінальна потужність	$N_{ном}$	кВт	11	10
Маса	G	т	2.8	2.7
Коефіцієнт переходу	K_T		0.8	0.8
Оптова заводська ціна	$C_{опт}$	грн	42400	
Періодичність виконання ремонту	$t_{прр}$	год	2890	2890
Періодичність виконання обслуговування	$t_{прмо}$	год	250	250
Кількість обслуговуючого персоналу	B	чол	1	1
Ресурс конв'єра до ремонту (год)	T_p	год	8650	9800

Визначення капітальних витрат:

Розрахункова вартість базової конструкції конвеєра:

$$C_{\text{баз}} = C_{\text{опт}} \times K_6 \quad (5.1)$$

Де $C_{\text{опт}}$ - оптова ціна конвеєра,

K_6 - коефіцієнт переходу від оптової вартості до загальної,

$$K_6 = 1.12.$$

$$C_{\text{баз}} = 42400 \times 1.12 = 47488 \text{ грн}$$

Середня вартість конвеєра після удосконалення яка впливає на вартість.

$$C_{\text{б.мод}} = C_{\text{баз}} + C_{\text{мод}} \quad (5.2)$$

Де $C_{\text{мод}}$ - вартість удосконалення,

$$C_{\text{б.мод}} = 47488 + 8500 = 55988 \text{ грн}$$

Визначення річної експлуатаційної продуктивності:

Експлуатаційна продуктивність конвеєра визначається на основі технічної продуктивності при однакових умовах експлуатації.

Годинна експлуатаційна продуктивність дорівнює:

$$P_{\text{г}}^{\text{е}} = P_{\text{г}}^{\text{т}} \times K_{\text{т}} \quad (5.3)$$

Де $P_{\text{г}}^{\text{т}}$ - годинна технічна продуктивність, для базової конструкції:

$$P_{\text{г}}^{\text{т}} = 18 \text{ т/год.}$$

Для удосконаленої конструкції:

$$P_{\text{г}}^{\text{т}} = 20 \text{ т/год.}$$

$K_{\text{т}}$ - коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної.

НУБІП України

$$K_r = 0.8$$

$$P_r^e = 18 \times 0.8 = 14.4 \text{ т/год}$$

$$P_r^e = 20 \times 0.8 = 16 \text{ т/год}$$

НУБІП України

Річна експлуатаційна продуктивність конвєсера розраховується за формулою:

$$P_{\text{річн}}^e = P_r^e \times K_v \times T_{\text{річн}} \quad (5.4)'$$

де K_v - коефіцієнт використання часу зміни,

$$K_v = 0,82.$$

$T_{\text{річн}}$ - річний фонд робочого часу транспортера,

$$T_{\text{річн}} = 2880 \text{ год.}$$

Для базової конструкції:

$$P_{\text{річн}}^e = 14.4 \times 0,82 \times 2880 = 34007 \text{ т/рік}$$

Для удосконаленої конструкції:

$$P_{\text{річн}}^e = 16 \times 0,82 \times 2880 = 37785,2 \text{ т/рік}$$

НУБІП України

Визначення річних поточних витрат:

Річні поточні витрати дорівнюють:

$$C_{\text{річн}} = C_{\text{маш.зм.}} \times N_{\text{змін}} \quad (5.5)$$

де $C_{\text{маш.зм.}}$ - собівартість машино-змін, грн/маш.зм.

$N_{\text{змін}}$ - кількість змін в році,

$$N_{\text{змін}} = 360 \text{ змін.}$$

$$C_{\text{маш.зм.}} = C_{\text{ам}} + C_{\text{обс}} + C_{\text{енр}} + C_{\text{то}} \quad (5.6)$$

де $C_{\text{ам}}$ - змінні витрати на амортизацію конвєсера,

НУБІП України

$C_{\text{обс}}$ - змінні витрати на обслуговування персоналу,
 $C_{\text{енр}}$ - змінні енергетичні витрати,
 $C_{\text{то}}$ - змінні витрати на ТО і ремонт,

Змінні витрати амортизації конвеєра вираховується за формулою:

$$A = \frac{C_6 \times a}{100} \quad (5.7)$$

де C_6 - середня вартість транспортера,
 a - норма амортизаційних відрахувань, $a=12\%$.

$$A = \frac{47488 \times 12}{100} = 5698,5 \text{ грн}$$

$$A'' = \frac{55988 \times 12}{100} = 6718,5 \text{ грн}$$

$$C_{\text{ам}} = \frac{5698,5}{360} = 15.82 \frac{\text{грн}}{\text{маш. зм.}}$$

$$C''_{\text{ам}} = \frac{6718,5}{360} = 18.66 \frac{\text{грн}}{\text{маш. зм.}}$$

Змінні витрати на обслуговуючий персонал розраховується:

$$C_{\text{обс}} = N \times Z_{\text{змін.}} \times 1,25 \quad (5.8)$$

де N - кількість обслуговуючого персоналу,

$$C_{\text{обс}} = 1 \times 300 \times 1,25 = 375 \frac{\text{грн}}{\text{машн. зм.}}$$

Змінні енергетичні витрати дорівнюють:

$$C_{\text{енр}} = W_{\text{енр}} \times S_1 \quad (5.9)$$

де $W_{\text{енр}}$ - споживання електроенергії для приводу транспортера,

S_1 - вартість одного кіловата електроенергії,

$$S_1 = 1,78 \text{ грн.}$$

$$W_{\text{енр}} = \frac{N_{\text{ном}} \times t_{\text{зм}} \times K_{\text{см}} \times K_{\text{в}} \times K_{\text{дм}} \times K_{\text{п}}}{\eta} \quad (5.10)$$

де $N_{\text{ном}}$ - номінальна потужність двигуна,

$K_{\text{см}}$ - число змін, $K_{\text{см}} = 3$,

$K_{\text{в}}$ - коефіцієнт використання двигуна по часу, $K_{\text{в}} = 0,86$

$K_{\text{дм}}$ - коефіцієнт використання двигуна, $K_{\text{дм}} = 0,6$

$K_{\text{п}}$ - коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії, $K_{\text{п}} = 1.1$

η - ККД двигуна при завантаженні, $\eta = 0.8$.

$$W_{\text{енр}} = \frac{1,5 \times 8 \times 3 \times 0,86 \times 0,6 \times 1,1}{0,8} = 25,5 \frac{\text{кВт}}{\text{маш.зм.}}$$

$$C_{\text{енр}} = 25,5 \times 1,78 = 45,39 \frac{\text{грн}}{\text{маш. зм.}}$$

$$C_{\text{маш.зм.}} = 15,82 + 375 + 45,39 + 6,2 = 442,4 \frac{\text{кВт}}{\text{маш. зм.}}$$

$$C''_{\text{маш.зм.}} = 18,66 + 375 + 45,39 + 6,5 = 445,5 \frac{\text{кВт}}{\text{маш. зм.}}$$

$$C_{\text{річ}} = 442,4 \times 360 = 159264 \text{ грн}$$

$$C''_{\text{річ}} = 445,5 \times 360 = 160380 \text{ грн}$$

Визначення основних показників і економічної ефективності удосконалення:

Питомі капіталовкладення на 1000т вантажу, який транспортується,

визначається виходячи з розрахункової вартості машини і її річної продуктивності:

$$K_y = \frac{1000 \times C_0}{\Pi_{\text{річ}}^e}$$

$$K_y = \frac{1000 \times 47488}{34007} = 1396,4 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

$$K''_y = \frac{1000 \times 55988}{37785} = 1482 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

Питомі поточні витрати на транспортування 1000т вантажу базової і удосконаленої конструкції:

$$S_y = \frac{1000 \times C_{\text{річн}}}{P_{\text{річ}}} \quad (5.11)$$

$$S_y = \frac{1000 \times 159264}{34007} = 4683 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

$$S''_y = \frac{1000 \times 160380}{37785} = 4244,5 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

Питомі приведені витрати на 1000т завантаженого вантажу:

$$Z_{\text{пр}} = S_y + E_n \times K_y \quad (5.12)$$

де E_n - нормальний коефіцієнт економічної ефективності, $E_n = 0.15$

$$Z_{\text{пр}} = 4683 + 0.15 \times 1396,4 = 4892.4 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

$$Z''_{\text{пр}} = 4244,5 + 0.15 \times 1482 = 4466,8 \frac{\text{грн}}{1000\text{т}}$$

Річний економічний ефект від удосконалення:

$$E_{\text{річ}} = (Z_{\text{пр}} - Z''_{\text{пр}}) \times \frac{P_{\text{річ}}}{1000} \quad (5.13)$$

$$E_{\text{річ}} = (4892.4 - 4466,8) \times \frac{37785,2}{1000} = 16079 \frac{\text{грн}}{\text{рік}}$$

Термін окупності затрат на модернізацію дорівнює:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{K''_y - K_y}{S_y - S''_y} \quad (5.14)$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{1482 - 1396,4}{4683 - 4244,5} = 0,19 \text{ рік}$$

Визначення собівартості продукції:

НУБІП України $C_{с.п.} = \frac{C_{маш.зм.}}{P_{зм}} = \frac{442,4}{94,5} = 4,68 \frac{грн}{т}$ (5.15)

$$C''_{с.п.} = \frac{445,5}{105} = 4,24 \frac{грн}{т}$$

НУБІП України

НУБІП України

Техніко-економічні показники

Показники	Одиниця виміру	Аналог	Машини Розроблена конструкція
Середня вартість транспортера	Грн.	47488	55988
Експлуатаційна продуктивність машини: годинна річна	т/год т/рік	18 34007	20 37785,2
Собівартість однієї машино зміни	грн	442,4	445,5
Собівартість одиниці продукції	грн	4.68	4.24

Річний економічний ефект	грн	-	16079
Цитомі капіталовкладення	Грн./1000т	1396,4	1482
Термін окупності	рік	-	0.19

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

Важливий: Цей розділ загальних правил техніки безпеки містить вказівки, які застосовуються до всіх методик забезпечення безпеки праці.

Будь-які спеціальні вказівки, що стосуються певних методик безпеки (наприклад, техніки безпеки при збиранні обладнання), наведені в окремих розділах. Перед початком виконання будь-яких робіт на устаткуванні завжди уважно прочитуйте всі розділи вказівок і не лише зведені дані з техніки безпеки.

КОРИСТУВАЧ несе відповідальність за забезпечення БЕЗПЕКИ експлуатації та технічного обслуговування обладнання. КОРИСТУВАЧ повинен гарантувати ознайомлення всього працюючого з обладнанням персоналу з методиками та супутньою інформацією з ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ, наведеної в цьому посібнику.

Дії КОРИСТУВАЧА є основою безпеки. Належні правила техніки безпеки забезпечать захист персоналу та оточуючих.

Застосовуйте ці методи у складі програми забезпечення безпеки виробництва.

- Власник та оператор обладнання відповідають за ознайомлення зі ВСІМИ правилами з техніки безпеки, запобіжними наклейками та посібниками, а також дотримання вказівок перед початком збирання, експлуатації або технічного обслуговування обладнання. Будь-які події можна запобігти.

- Перед початком експлуатації обладнання, власники обладнання повинні проінструктувати весь персонал з техніки безпеки, подальшим переглядом правил щорічно. Не пройшли навчання з правилам техніки безпеки користувачі/оператори піддають себе та оточуючих небезпеці травм або летального результату.

• Використовуйте це обладнання лише для зазначених виробником цілей.

• Забороняється вносити будь-які зміни до конструкції обладнання.

Неуповноважені зміни можуть погіршити функціональні характеристики та/або рівень безпеки, а також вплинути на термін експлуатації обладнання. Внесення будь-яких змін до конструкції обладнання призводить до анулювання гарантії.

• Дітям та стороннім особам забороняється перебувати на робочому майданчику.

• Необхідно мати в наявності та вміти користуватися аптечкою першої допомоги.

• Має бути вогнегасник на випадок подій. Вогнегасник повинен розташовуватися в помітному та легко доступному місці.

• Завжди використовуйте належні засоби індивідуального захисту. До складу коштів індивідуального захисту входять, крім того: каска, рукавички, захисні черевики з ковзною підошвою, захисні окуляри, засоби захисту слуху, пилозахисна маска чи респіратор.

• Під час роботи з механічним обладнанням: перед технічним обслуговуванням, регулюванням чи ремонтом слід відключити та встановити всі засоби управління в нейтральний чи відключений стан, зупинити двигун або електродвигун, витягти ключи запалення або заблокувати джерело електроживлення та дочекатися зупинки всіх частин, що рухаються.

Дотримуйтесь рекомендованих правил роботи в цеху:

- підтримуйте робочий майданчик у сухому та чистому стані,
- переконайтеся в належному заземленні електричних роз'ємів та інструментів,
- забезпечуйте достатнє освітлення під час виконання робіт.

- Знайте ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ! Дотримуйтеся ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ!

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Електричні керуючі пристрої, захисні огороження механізмів, поручні, містки, розташування установок, навчання персоналу тощо є необхідними складовими для створення безпечних умов роботи. Підрядні, монтажні організації, власник та користувач обладнання несуть відповідальність за застосування матеріалів та послуг, що постачаються з відповідними позиціями обладнання, з метою дотримання нормативно-правових положень та діючих стандартів.

- Забороняється експлуатувати конвеєри без встановлених кришок/захисних огорож.

- Експлуатаційний персонал повинен бути поінформований про розташування та функції всіх аварійних систем та пристроїв. Слід забезпечувати можливість безперешкодного доступу до зазначених систем та пристроїв.

- Забороняється спиратися, вставати чи розташовувати будь-які частини тіла чи одягу на конвеєрі.

- Категорично забороняється ходити кришками, настилами або захисними огороженнями конвеєра.

- Забороняється експлуатувати конвеєр для будь-яких цілей, крім зазначених виробником.

- Забороняється проштовхувати матеріал на конвеєр за допомогою вставлених у прорізи установки прутка або стрижня.

- Зазвичай конвеєри не призначені та не виготовляються для переміщення небезпечних для персоналу матеріалів (вибухо-,

вогнебезпечних, токсичних чи небезпечних іншим чином). Однак конвеєри можуть спеціально розроблятися для переміщення зазначених типів матеріалів. Конвеєри не виготовляються за умовами місцевих або державних нормативів на судини, що працюють під тиском, без вогневого підведення.

- Необхідно взяти до уваги небезпечні ділянки, на яких, у разі відсутності захисних пристроїв, є небезпека отримання персоналом травм при контакті з конвеєром або матеріалом, що переміщується. В разі блокування конвеєром проходу слід обладнати перехідним трапом або пандусом для персоналу. При надземному встановленні мінімальний верхній провіт для безпечного проходу має становити 215 см (7').

- Виготовлення, розташування та зручність огляду та обслуговування конвеєрів для переміщення харчових продуктів визначаються спеціальними нормативами.

- Забороняється вносити зміни до конструкції або компонентів конвеєра.
- Виконуйте часті інспекції систем управління, запобіжних пристроїв, кришок, захисних огорож та обладнання з метою забезпечення належного робочого стану та коректного розташування компонентів.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВОК

В магістерській роботі розроблена конструкція та проведені необхідні розрахунки на міцність складових елементів скребкового конвеєра для транспортування сипких вантажів. Розробка конструкції скребкового конвеєра здійснена на основі аналізу існуючих конструкцій скребкових конвеєрів та їх елементів, де виявлені основні недоліки та переваги існуючих скребкових конструкцій. Значна увага приділена динамічним навантаженням, які виникають при роботі скребкових конвеєрах.

Враховуючи аналіз можливих варіантів привода скребкового конвеєра була розроблена кінематична схема приводу, що включає мотор-редуктор та ланцюгову передачу.

Для проведення динамічних досліджень розроблено двома совами динамічну модель скребкового конвеєра, де складовими елементами є приводний механізм і робочий орган, на які діють рушійні сили і сили опору. На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка представляє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

В результаті проведених розрахунків математичної моделі проведено динамічний аналіз скребкового конвеєра, де виявлені значні високочастотні коливання в приводному механізмі та робочому органі скребкового конвеєра зі значними динамічними навантаженнями. Для усунення високочастотних коливань і зменшення динамічних навантажень розроблено оптимізацію режиму руху приводного механізму, яка дозволила повністю усунути коливання та значно зменшити динамічні навантаження.

Відповідно до заданих вихідних даних виконано розрахунок скребкового конвеєра, підібрано тяговий орган (вирішено встановити скрепки на двох ланцюгах), а також вибрано форму скребок, що є найбільш прийнятною для транспортування сипких вантажів.

В магістерській роботі розроблені основні вимоги до охорони праці під час роботи зі скребковим конвеєром та проведені економічні розрахунки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. 3-х т.- 6 изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1982.
2. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин. М: Машиностроение, 1983.
3. Боков В.Н., Чернилевский Д.В., Будько П.П. Детали машин: Атлас конструкций. М: Машиностроение 1983.
4. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 535 с.
5. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины в строительной промышленности. Атлас конструкций. М.: Машиностроение, 1987. – 122с.
6. Готовцев А.А., Столбин Г.Б., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник 2-е издание М: Машиностроение, 1982.
7. Гузенков П.Г. Детали машин 4-е издание, М. Высшая школа, 1986.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М: Изд-во стандартов, 1975.
9. Зенков Р.Л., Иванов И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – М. Машиностроение, 1980. – 720с.
10. Зуев Ф.Д., Лотков И.Л., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. – М.: Агропромиздат, 1985. – 264 с.
11. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. –К.: Вища шк., 1998. 424 с.
12. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных машин. – К.: Вища шк., 1975.- 520с.
13. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища шк., 1993.- 413 с.

14. Красиников В.В. Подъемно-транспортные машины.- М.: Агропромиздат, 1987.- 270 с.

15. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцев Б.П. Расчеты деталей машин, 3-е издание – Минск: Высшая школа, 1986.

16. Перель Л.Я. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1983.

17. Проектирование механических передач/ Под. Ред. С.А. Чернавского, 5-е изд. М: Машиностроение, 1984.

18. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузопъемных машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 384с.

19. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортующие машины. – М.: Машиностроение, 1985. – 847 с.

20. Усов П.В. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. – М.: Высшая шк., 2000.-552с.

21. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. 'Курсовое проектирование деталей машин': Учебное пособие для учащихся. М.:Машиностроение, 1988 г.

22. Шеффлер М., Пайер Г., Кург Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 255 с.

23. Ярошенко В.Ф. Типові питання студентам при захисті курсових робіт підйомно-транспортних машин. Методичні вказівки до курсового проекту. – К.:Вища шк., 1998.-25с.

24. Ярошенко В.Ф., Мазоренко Д.І. Підйомно-транспортні машини. Програма для сільськогосподарських вищих навчальних закладів із спеціальності «Механізація сільськогосподарського виробництва» - К., Вища шк., 1995.-12с.

25. Динаміка машин / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.

26. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.

НЗ 27.Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.1. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.

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

НЗ 29.Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.

30.Момент инерции. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Момент_инерции (5. 11. 2015) – Название с экрана.

НЗ 31.В. С. Ловейкін, В. В. Мельніченко. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілкового крана: електронний науковий журнал – № 24 <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.

НЗ 32.Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідійомних машин. [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.

НЗ 33.Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

34. Розрахунки проведені в програмному середовищі Wolfram mathematic

НЗ¹² 

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП І УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ