

НУВБІП України

ВСТУП.....

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ПАТЕНТІВ ПО ЛЮЛЬКОВИМ

КОНВЕЄРАМ.....8

РОЗДІЛ 2. ПРОЕКТНА ЧАСТИНА

2.1. Призначення і технічні характеристики пристрою для

завантаження бракувального верстата..... 11

2.2. Проектування кінематичної схеми і конструкції пристрою..... 13

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок продуктивності пристрою..... 18

3.2 Розрахунок тягового зусилля пристрою..... 19

3.3 Кінематичні і динамічні розрахунки приводу..... 26

3.4 Розрахунок клинопасової передачі приводу конвеєра..... 28

3.5 Розрахунок черв'ячної передачі приводу конвеєра..... 32

3.6 Розрахунок ланцюгової передачі приводу конвеєра..... 38

3.7 Розрахунок ланцюгової передачі приводної зірочки приводу конвеєра..... 42

РОЗДІЛ 4. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Моделювання динаміки руху люлькового елеватора..... 46

4.2 Побудова динамічної моделі люлькового елеватора..... 48

4.3 Математична модель люлькового елеватора..... 55

4.4 Динамічний аналіз люлькового елеватора..... 58

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

5.1 Вибір критерію оптимізації режиму пуску елеватора..... 64

5.2 Визначення оптимального режиму пуску люлькового елеватора.....	66
5.3 Результати оптимізації режиму пуску люлькового елеватора.....	70

РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК 74

РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ І ПРОМИСЛОВА ЕКОЛОГІЯ..... 77

7.1 Загальні положення.....	77
7.2 Вимоги безпеки перед початком роботи.....	79

7.3 Вимоги безпеки під час роботи..... 80

7.4 Вимоги безпеки після закінчення роботи.....	82
7.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.....	83
7.6 Характеристика пристрою.....	84

7.7 Санітарно-гігієнічні заходи..... 91

7.8 Заходи з пожежної безпеки.....	97
7.9 Компенсація професійної школи. Індивідуальний захист.....	98
7.10 Промислова екологія.....	99

ВИСНОВКИ..... 101

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ..... 103

ДОДАТКИ..... 107

ВСТУП

Конвеєрний транспорт знайшов широке застосування на середньо- та високопродуктивних підприємствах. У заготівельних цехах конвеєри

забезпечують зберігання матеріалів та їх транспортування на бракувальні

ділянки і виробничі цехи. З метою підвищення продуктивності транспортні

операції в багатьох виробничих процесах суміщують разом з робочим циклом

інших технологічних операцій. Особливо актуальним є таке суміщення

операцій коли тривалість виконання транспортних операцій є значною.

Створення транспортуючих машин і агрегатів, що виконують паралельні або

послідовно-паралельні операції є економічно доцільним.

Завданням магістерської роботи є розробка конструкції та

проведення досліджень люлькового елеватора для транспортування

сільськогосподарських вантажів. Під час розробки конструкції елеватора

необхідно провести розрахунки на міцність базових елементів та приводного

механізму, розрахувати продуктивність та вибрати приводний механізм.

При роботі люлькових елеваторів в елементах тягових органів та

приводних механізмів виникають значні динамічні навантаження, Однією з задач

магістерської роботи є дослідження цих навантажень. При проведенні

досліджень виникає потреба в моделюванні люлькового елеватора, тому

необхідно побудувати його динамічну та математичну моделі. Для зменшення

динамічних навантажень в конструкції люлькового елеватора є необхідність в

оптимізації режиму руху приводного механізму люлькового елеватора.

Крім того, є потреба в розробці заходів з охорони праці при роботі

люлькових елеваторів та розрахунку економічної доцільності розробки

люлькового елеватора для транспортування сільськогосподарських вантажів.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ПАТЕНТІВ ПО ПОЛЬКОВИМ КОНВЕЄРАМ

Люлькові конвеєри за конструкцією близькі до ковшових конвеєрів, але замість ковшів вони мають шарнірно підвішені тарели або підвіски (так звані люльки). Люлькові конвеєри застосовуються для транспортування та поопераційного переміщення по технологічному процесу різних штучних вантажів по складній трасі, яка складається з горизонтальних і вертикальних участків, розміщених в одній вертикальній площині.

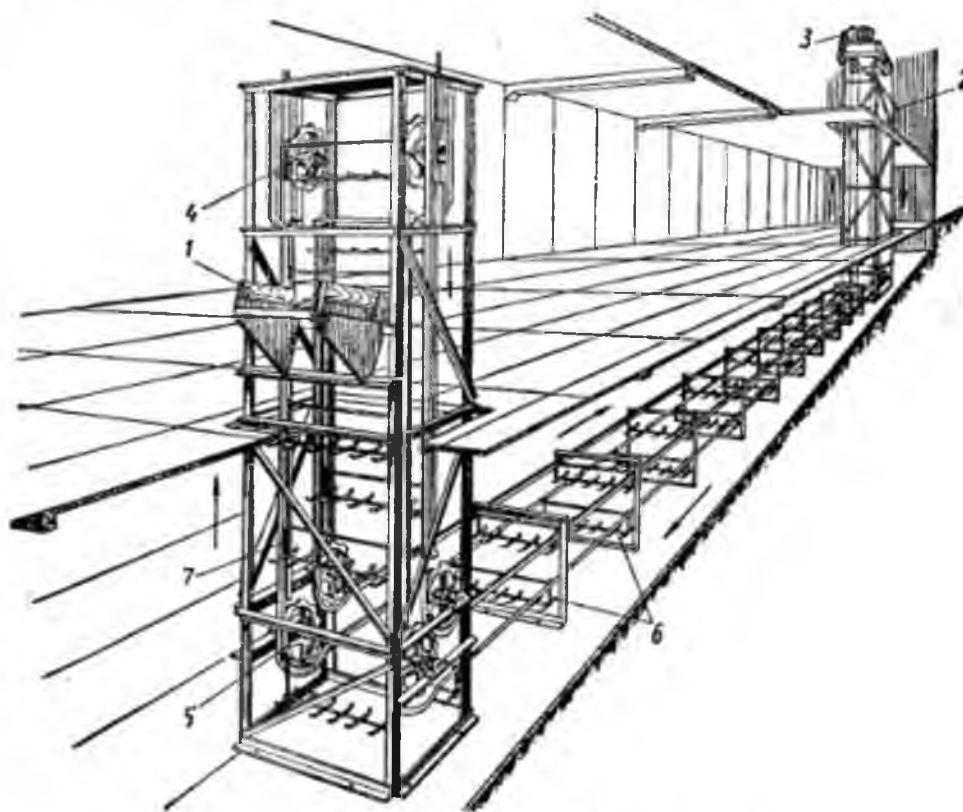


Рис.1. Люльковий конвеєр.

1-завантажувальний пристрій; 2- розвантажувальний пристрій; 3 -

привід; 4 – натяжний пристрій; 5 – відхиляючі зірочки, 6 – ланцюг з люльками;

7 – направляючі.

Завантаження і розвантаження люлькових конвеєрів відбувається на вертикальних участках вручну або автоматично за допомогою різноманітних пристосувань. Загальна довжина люлькового конвеєра як правило не перевищує 150м; висота вертикальних участків до 30м.

Тяговим елементом люлькових конвеєрів служать два пластинчаті втулково-каткові ланцюги, як правильно з кроком 100-320мм з реброподібними ходовими катками.

Несучими елементами конвеєра служать люльки, конструкції яких досить різноманітні в залежності від форми, розмірів та ваги вантажів які транспортуються і способу їх завантажування та розвантажування.

При автоматичному завантажуванні і розвантажуванні зазвичай використовують гребінчаті люльки.

Завантажувальні і розвантажувальні прилади конвеєра зазвичай вироблені в вигляді грубінчастих столів, з яких вантажі захвачуються люльками або знімаються з них автоматично на ходу конвеєра.

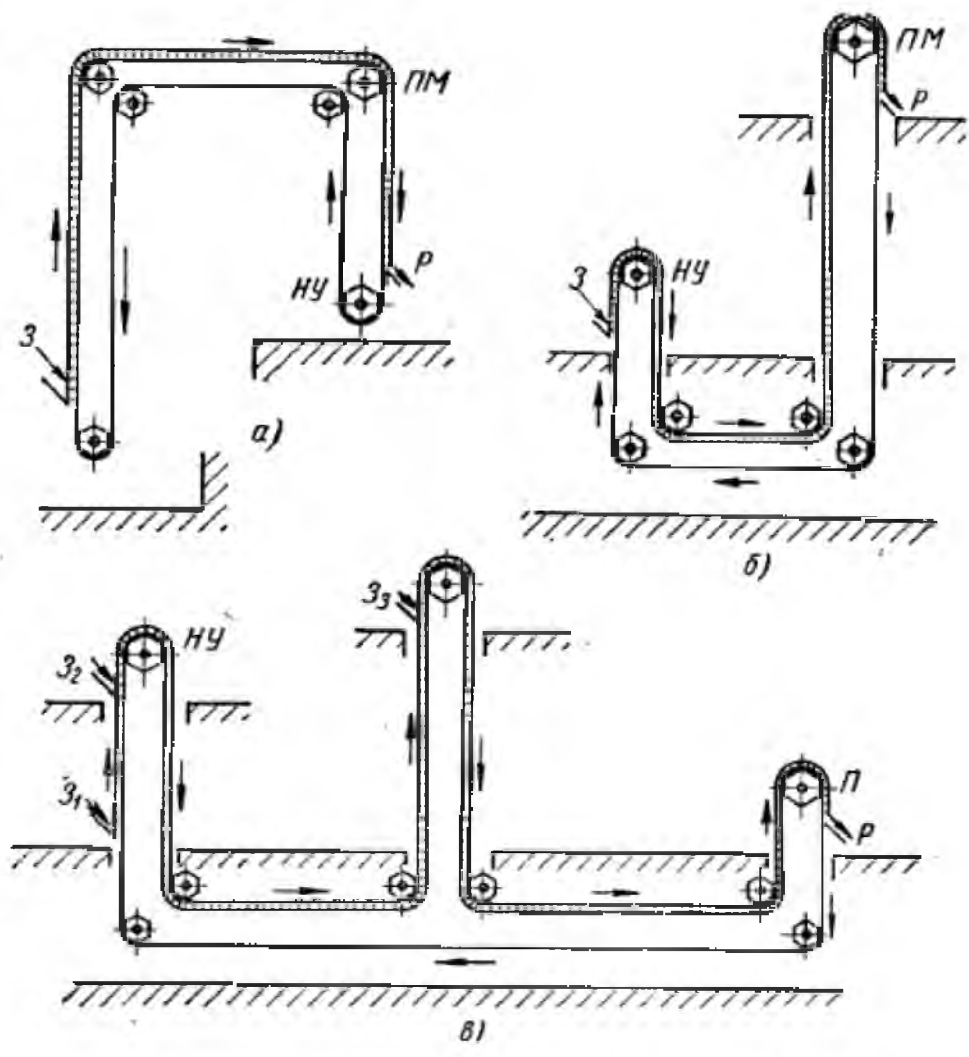


Рис.2.Геометричні схеми лопьових конвеєрів

Виробництво лопьових конвеєрів визначається по формулам. Швидкість лопьових конвеєрів зазвичай приймають не більше 0,35м/сек, так як автоматичне і ручне завантаження вантажів при великій швидкості стає складним.

Натяг в ланцюгах, тягове зусилля і потужність електродвигуна визначається таким же порядком, як і для ковшових конвеєрів.

РОЗДІЛ 2.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЛЮЛЬКОВОГО ЕЛЕВАТОРА

2.1. Призначення і технічна характеристика пристрою для завантаження бракувального верстата

Пристрій призначений для подачі і зберігання в люльках конвеєра рулонів сільськогосподарської сировини зі складу підприємства, її подачі і завантаження роликів конвеєра, для розмотування сировини в процесі її розбракування. Розмотування сировини в роликів конвеєрах проводиться синхронно з розбракуванням.

Розмотувальний роликів конвеєр створює і підтримує "петлю", що охороняє сільськогосподарську сировину від розтягування при розбракуванні.

Пристрій дозволяє ліквідувати допоміжну операцію протягування через рулон сировини, а також ліквідувати допоміжну операцію протягування

качалки через рулон сировини, а також ліквідувати технологічні зупинки на

установку кожного рулону сировини на розмотувальний кронштейн розбракувального верстата. Пристрій дозволяє безперервно забезпечити подачу матеріалу в робочу зону.

Технічна характеристика розробленої конструкції пристрою зведена в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика люлькового елеватора

1. Підвіска люльок до тягового органу	шарнірна
2. Розвантаження люльки в роликівий конвеєр	Методом нахилу, автоматична
3. Швидкість руху люльки, м/с	0,12
4. Кількість люльок	16
5. Ширина матеріалу, що укладається, мм	1548
6. Привод люлькового конвеєра	Електромеханічний з електрогальмами
Електродвигун, тип	4А80АУ3
потужність, кВт	1,1
частота обертання, об/хв	1440
виконання	М100
7. Тяговий орган люльок	ланцюг ПР-19,05 -3180 ГОСТ 13578-84
8. Приводні ланцюги	ланцюг ПР-15,875 -2270-1 ГОСТ 13578-84
9. Натяжний пристрій тягового ланцюга	гвинтове
10. Привод люлькового конвеєра	Електромеханічний реверсивний
Електродвигун, тип	4АА63В4У3
потужність, кВт	0,37
частота обертання, об/хв	1410
редуктор	черв'ячний і=30
11. Швидкість розмотки рулону сировини, м/с	0,2
12. Приводний ланцюг роликівий конвеєра	Ланцюг ПР-12,7-900-2 ГОСТ 13578-84
13. Керування пристроєм	Кнопкове

2.2. Проектування кінематичної схеми і конструкції пристрою

Пристрій складається з люлькового елеватора і приводного роликowego конвеєра. Кінематична схема пристрою наведена на рис. 2.1.

Люльковий елеватор складається з таких вузлів: 1) каркасу, 2) приводу, 3) вузла приводної зірочки, 4) ланцюга з підвісками, 5) натяжного пристрою, б) транспортувальних люльок.

Каркас конвеєра є збірним зі зварних вузлів. Бічні стінки каркаса вгорі і по центральній вертикальній площині з'єднані між собою так, що не заважає проходженню люльок з матеріалом. На горизонтальних ділянках каркасу закріплені напрямні шини, по яких переміщуються підшипники підвісок.

Привод передає рух зірочці 11 від електродвигуна 20 через клинопасову передачу 19 і черв'ячний редуктор 17-18. Далі ланцюгова передача 15-16 передає обертання проміжному валу. На обох кінцях проміжного вала закріплені зірочки 15, які передають рух на два вузли приводних зірочок 11.

Електродвигун приводу оснащений електромагнітним гальмом.

У вузлі приводної зірочки розміщені валики з консольно закріпленими зірочками. Обертання зовнішніх приводних зірочок, які приводяться від зірочки проміжного вала, передається на тягові зірочки, які приводять в рух обидва ланцюги з підвісками.

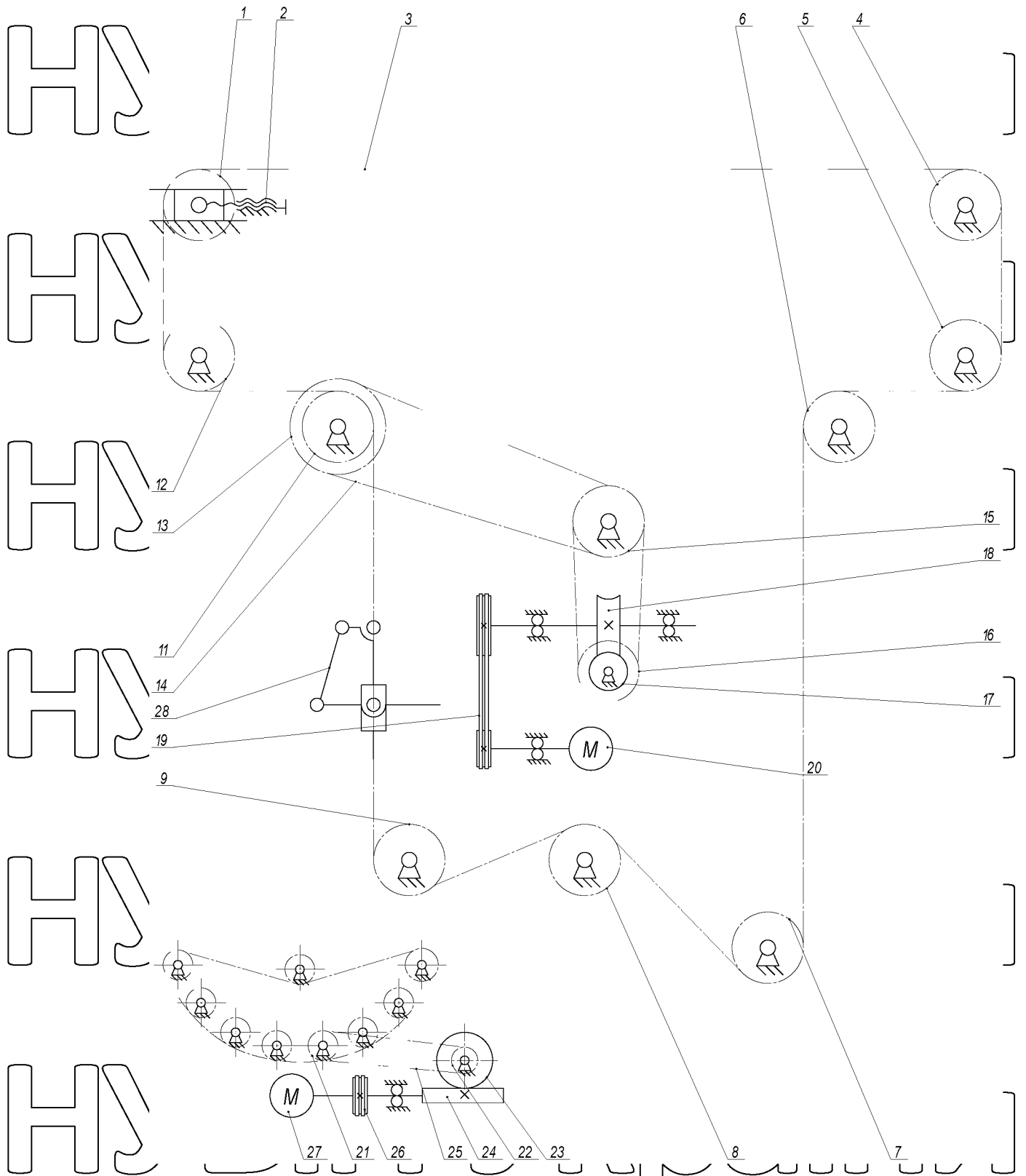


Рис. 2.1 – Кінематична схема пристрою для розвантажування

розбракувального верстата

НУБІП України

Тяговий втулко-роликівий ланцюг є одночасно несучим для люльки елеватора. До ланцюга за допомогою зовнішніх пластин закріплені вузли підвісок, що являють собою підвісь для шарнірного закріплення колісок. Натяг кожного з ланцюгів приводиться автономно за допомогою натяжної гвинтової станції 2, закріпленої на каркасі конвеєра.

Люлька 28 виконана зварною з кутника №3,2 (ГОСТ 8509-78) і котка діаметром $d = 6$ мм і має коритоподібну форму. Вона важелями шарнірно закріплена між двома тяговими органами.

Поворот люльки для її розвантаження здійснюється шатунно-важільним механізмом з кулісою. З кожної бічної сторони люлька забезпечена роликом, що вільно обертається на осі, по якій також може переміщатися куліса важеля, на іншому плечі якого шарнірно закріплений шатун повороту. Другий кінець шатуна шарнірно з'єднаний з люлькою.

При русі люльки вниз до місця розвантаження рухомий ролик люльки взаємодіє з упором, встановленим на каркасі, починається ковзання лаштунки важеля по осі ролика, одночасно рух коліски вниз припиняється. Під дією тягового органу і шатуна відбувається поворот люльки навколо ролика на кут, необхідний для розвантаження рулону сировини в роликівий конвеєр.

Роликівий конвеєр складається з: 1) каркасу, 2) приводу, 3) приводних роликів, 4) натяжного механізму, 5) пристрою запуску приводу роликівого конвеєру.

Каркас роликівого конвеєру складається з рами, виконаної з швелера №8, на якій закріплені дві бічні щокі, з'єднані між собою стяжками, і майданчик для установки приводу. На бічних щокі кріпляться корпуси підшипників розмотувальних роликів, важелі притискного ролика, механізм відключення приводу роликівого конвеєру, механізм натягу ланцюгів.

Привід роликівого конвеєру включає електродвигун 27, який передає обертання за допомогою клинопасової передачі 26 на черв'ячний редуктор 23-24, на вихідному валу якого закріплена зірочка 22, що передає обертання за

допомогою ланцюгової передачі на привідну зірочку 21 блоку зірочок приводного ролика.

Друга зірочка цього блоку є тяговою для ланцюга, що приводить в обертання всі ролики роликового конвеєру. Привід роликового конвеєру реверсивний.

Роликовий конвеєр містить 8 роликів розмотування, 1 ролик притискний ступінчастий і ролик просування. Всі ролики приводні. Ролики виконані з труби $20 \times 2,8$ ГОСТ 3262-75.

В кінці труб впресовані наконечники, що входять в підшипникові опори, які закріплені на бічних шочах. На приводному кінці закріплені також тягові зірочки, що огинаються ланцюгом і приводяться в рух тяговою зірочкою блоку. На труби напресовані пінопластові втулки і утворюють суцільні розмотувальні ролики. Ролик просування прогумований, а ролик притискний виконаний

ступінчастим. Крайній розмотувальний ролик контактує з притискним роликом і має спіральну навивку, розходить в різні боки від центру, для розправлення сировини. Напрямок обертання ролика просування і ролика притискного протилежний напрямку обертання розмотувального ролика. Вищевказані конструктивні особливості роликів забезпечують самозахоплення кінця сировини при розмотуванні рулону та просування її під механізм виключення роликового конвеєру.

Пристрій вимикання приводу роликового конвеєру призначений для одночасного відключення приводу роликового конвеєру і бракувального верстата при закінченні розмотування рулону сировини. Пристрій складається з двоплечого фасонного шарнірно встановленого важеля, одне плече якого контактує з рухомою по опорній плиті сировиною, а друге плече контактує з кнопкою мікровимикача, встановленого на поворотній опорі, з'єднаної з бічними шочахми. При закінченні кінця рухомої сировини кінець двоплечого важеля під дією ваги опускається в канавку опорної плити, а важіль повертається навколо шарніра, друге плече важеля вивільняє кнопку МП.

Електричне коло розривається, вимикається привід роликового конвеєру і розбракувального верстату.

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

РОЗДІЛ 3.

РОЗРАХУНОК ЛЮЛЬКОВОГО ЕЛЕВАТОРА

3.1. Розрахунок продуктивності елеватора

При безперервному транспортуванні штучних вантажів робота люлькового елеватора характеризується: масовою Q , т/год і штучною z , шт./год продуктивністю. При транспортуванні рівномірними потоками штучних вантажів масою $m_{гр} = 50$ кг, віддалених один від одного на відстані $p_{гр} = 762$ мм, зі швидкістю $v = 0,12$ м/с, штучна продуктивність конвєсера, тобто число вантажів, перевантажених за 1 годину роботи визначається такою залежністю і приймає наступне числове значення:

$$z = 3600 \frac{v}{p_{гр}} = 3600 \frac{0,12}{0,762} = 566,9 \text{ шт} / \text{час.}$$

Масова продуктивність визначається такою залежністю і приймає наступне числове значення:

$$z = 3,6 \frac{m_{гр} v}{p_{гр}} = 3,6 \cdot 50 \cdot \frac{0,12}{0,762} = 28,3 \text{ т} / \text{час.}$$

3.2. Розрахунок тягового зусилля для люлькового елеватора

Для наведених вихідних даних визначимо тягове зусилля для люлькового елеватора. Розрахункова схема люлькового елеватора наведена на рис. 3.1.

Траса люлькового елеватора розбита на ділянки, які позначені порядковими номерами. Завантаження вантажу проводиться на ділянці 7-8 ближче до точки 7, а розвантаження - на ділянці 1-2 ближче до точки 2. Нехай мінімальний натяг знаходиться на збігаючій гілці однієї з зірочок 1. Тоді мінімальний натяг

знаходиться в таких межах $F_{min} = F_c = 500 \dots 1000 \text{ Н}$, де F_c - натяг, що створюється натяжною станцією. Подальший розрахунок ведемо від точки завантаження конвеєра, обходячи трасу, визначаємо втрати на ділянках, розміщених між його точками, і натяг тягового органу в цих точках:

$$F_2 = F_1 - F_{1-2} = F_c - F_{1-2},$$

де F_{1-2} - опір руху ходової частини на вертикальній ділянці 1-2, Н, який визначається наступною залежністю.

$$F_{1-2} = (q_{cp} + q_{xc}) \cdot h_{1-2},$$

де q_{xc} - сила тяжіння 1 м ходової частини конвеєра, Н / м;

h_{1-2} - довжина вертикальної ділянки 1-2, м.

Визначимо силу тяжіння 1 м ходової частини вертикальної ділянки, яка визначається наступною залежністю

$$q_{xc} = 2q_{ц} + q_{л},$$

де $q_{ц}$ - сила тяжіння 1 м ланцюга конвеєра, Н / м, яка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$q_{ц} = m_{ц} g = 1 \cdot 9,8 = 9,8 \text{ Н / м};$$

$q_{л}$ - сила тяжіння 1 м люльки, Н / м, визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$q_{л} = \frac{m \cdot g}{p_{л}} = \frac{12 \cdot 9,8}{0,762} = 154 \text{ Н/м,}$
де $p_{л}$ – крок між шпльками, м.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

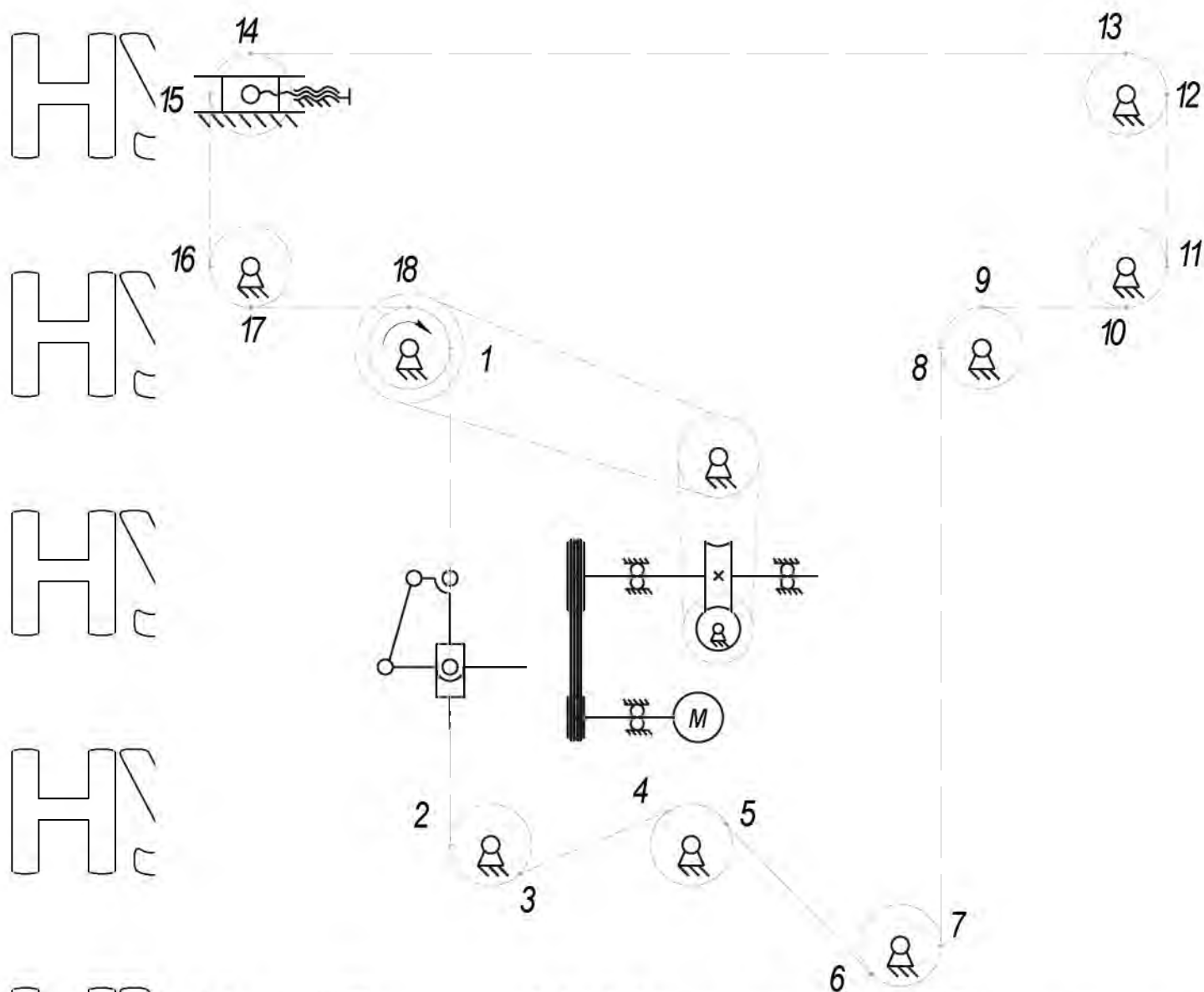


Рис. 3.1 – Розрахункова схема лопьового елеватора для визначення тягового зусилля

Тоді $q_{хч} = 2 \cdot 9,8 + 154 = 173,6 \text{ Н / м}$.

Вага вантажу визначається аналогічно вазі лопьки і приймає таке значення

$$q_{гр} = \frac{m_{гр} g}{p_{гр}} = \frac{50 \cdot 9,8}{0,762} = 643 \text{ Н / м}$$

Тоді опір на ділянці 1-2 приймає таке значення

$F_{1,2} = (643 + 173,6) \cdot 1,37 = 1119 \text{ Н}$, а натяг в тонні 2 становить

$$F_2 = 750 - 1119 = -369 \text{ Н.}$$

Натяг в точці 3 визначаємо за такою формулою

$$F_3 = F_2 \zeta_2,$$

де ζ_2 – коефіцієнт опору. При наближених розрахунках повного зусилля опору на зірочці, яке враховує тертя на її осі і в шарнірах ланцюга, можна прийняти такі значення коефіцієнта опору $\zeta_2 = 1,03 \dots 1,05$, де $\zeta_2 = 1,03$ приймають при куті обхвату зірочки ланцюгом близько 90° і $\zeta_2 = 1,05$ - при

куті обхвату 180° . Тоді натяг в точці 3 становить

$$F_3 = -369 \times 1,04 = -384 \text{ Н.}$$

Для похилої ділянки 3-4 натяг в точці 4 визначається наступною залежністю

$$F_4 = F_3 + F_{3-4}.$$

При цьому, сила опору на ділянці 3-4 F_{3-4} визначається за такою формулою

$$F_{3-4} = q_{\text{ш}} (\omega l_{3-4} + h_{3-4}),$$

де ω - коефіцієнт опору руху ковзання по напрямних, який знаходиться в таких межах: $\omega = 0,08 \dots 0,1$; l - довжина горизонтальної ділянки переміщення ходової частини, h - висота підйому вантажу.

Весь розрахунок тягових зусиль на ділянках зведемо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок тягових зусиль на ділянках

Зусилля	Формула для визначення	$h_{i-i+1} (q_{i+1})$, м	ζ_2 або ω	Значення, Н
F_1	$F_1 = F_c$			750
F_{1-2}	$F_{1-2} = (q_{ep} + q_{xu}) \cdot h_{1-2}$	1,37		1119
F_2	$F_2 = F_1 - F_{1-2}$			-369
F_3	$F_3 = F_2 \zeta_2$		1,04	-384
F_{3-4}	$F_{3-4} = q_{xu} (\omega_{3-4} + h_{3-4})$	0,1 (0,25)	0,1	21,7
F_4	$F_4 = F_3 + F_{3-4}$			-362
F_5	$F_5 = F_4 \zeta_2$		1,03	-373
F_{5-6}	$F_{5-6} = q_{xu} (\omega_{3-4} + h_{5-6})$	0,1 (0,54)	0,09	25,8
F_6	$F_6 = F_5 - F_{5-6}$			-399
F_7	$F_7 = F_6 \zeta_2$		1,03	-411
F_{7-8}	$F_{7-8} = (q_{ep} + q_{xu}) \cdot h_{7-8}$	1,46		1192
F_8	$F_8 = F_7 + F_{7-8}$			781
F_9	$F_9 = F_8 \zeta_2$		1,03	804
F_{9-10}	$F_{9-10} = (q_{ep} + q_{xu}) \omega h_{9-10}$	1,02	0,09	66,6
F_{10}	$F_{10} = F_9 + F_{9-10}$			871
F_{11}	$F_{11} = F_{10} \zeta_2$		1,03	897
F_{11-12}	$F_{11-12} = (q_{ep} + q_{xu}) \cdot h_{11-12}$	0,4		327
F_{12}	$F_{12} = F_{11} + F_{11-12}$			1224
F_{13}	$F_{13} = F_{12} \zeta_2$		1,03	1261
F_{13-14}	$F_{13-14} = (q_{ep} + q_{xu}) \omega h_{13-14}$	3,68	0,09	270
F_{14}	$F_{14} = F_{13} + F_{13-14}$			1531
F_{15}	$F_{15} = F_{14} \zeta_2$		1,03	1577
F_{15-16}	$F_{15-16} = (q_{ep} + q_{xu}) \cdot h_{15-16}$	0,4		327
F_{16}	$F_{16} = F_{15} - F_{15-16}$			1250
F_{17}	$F_{17} = F_{16} \zeta_2$		1,03	1288
F_{17-18}	$F_{17-18} = (q_{ep} + q_{xu}) \omega h_{17-18}$	1,47	0,08	96
F_{18}	$F_{18} = F_{17} + F_{17-18}$			1384

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Колове зусилля на приводній зірочці визначається за наступною залежністю

$$F_t = \zeta_2 F_{18} - F_{19}$$

де ζ_2 - коефіцієнт втрат на приводній зірочці, який вибирається з таких

меж ($\zeta_2 = 1,08 \dots 1,1$).

Після проведених розрахунків колове зусилля приймає таке числове значення

$$F_t = 1,1 \cdot 1384 - 750 = 772 \text{ Н.}$$

Крутний момент на приводному валу визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$T_{36} = \frac{F_t \cdot D_{36}}{2} = \frac{772 \cdot 0,146}{2} = 56,4 \text{ Нм.}$$

Потужність на приводній зірочці визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$P_{36} = \frac{F_t \cdot v}{10^3} = \frac{772 \cdot 0,12}{10^3} = 0,093 \text{ кВт.}$$

де v - швидкість тягового елемента, м / с.

Розрахункова потужність електродвигуна визначається наступною залежністю

$$P_{эд} = \frac{k P_{36}}{\eta_{пр}}$$

де k - коефіцієнт запасу потужності, який приймає такі значення $k = 2,5 \dots 3,5$,

$\eta_{пр}$ - ККД приводної станції, яка включає в себе клинопасову передачу

($\eta_1 = 0,95$), черв'ячну передачу ($\eta_2 = 0,75$), дві ланцюгові передачі ($\eta_{3-4} = 0,91$),

4 пари підшипників ($\eta_5 = 0,97$) визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\eta_{пр} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5^4 = 0,95 \cdot 0,75 \cdot 0,91 \cdot 0,91 \cdot 0,97^4 = 0,52$$

Тоді розрахункова потужність електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$P_{зв} = \frac{kP_{зв}}{\eta_{пр}} = \frac{3,5 \cdot 0,093}{0,6} = 0,54 \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун типу 4A80B8Y3 з частотою обертання $n = 750$ об/хв і потужністю $P_{ед} = 0,55$ кВт.

Частота обертання приводної зірочки визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$n_{зв} = \frac{30v}{\pi D_{зв}} = \frac{30 \cdot 0,12}{\pi \cdot 0,146} = 7,9 \text{ об / мин.}$$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3.3. Кінематичні і динамічні розрахунки приводного механізму

Передаточне число приводу, що включає чотири передачі (рис. 3.2)

визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$u = n_{\text{дв}} / n_{\text{вих}} = 750 / 7,9 = 94,9.$$

Розподілимо загальне передаточне число u по передачах і визначимо їхні передаточні числа, які приймають такі значення: $u_{\text{кп}} = 2$; $u_{\text{ч}} = 36$; $u_{\text{ц1}} = 1,3$; $u_{\text{ц2}}$

$= 1$. Після чого знайдемо частоти обертання валів, позиції яких показані на

рис. 3.2, та потужності на валах за формулами $P_i = P_{i-1} \times \eta_{i-1} \times \eta_i$ і крутні моменти, що передається валами за залежностями $T_i = 9550 P_i / n_i$. Результати розрахунків зведемо в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Розрахунок кінематичних характеристик приводу

і валу	Передаточне число передачі u_{i-1}	Частота обертання валу n_i , об/хв	Потужність на валу P_i , кВт	Крутний момент T_i , Нм
1	1	750	0,184	2,34
2	2	375	0,172	4,38
3	36	10,4	0,125	115
4	1,32	7,9	0,109	132
5	1	7,9	0,093	112

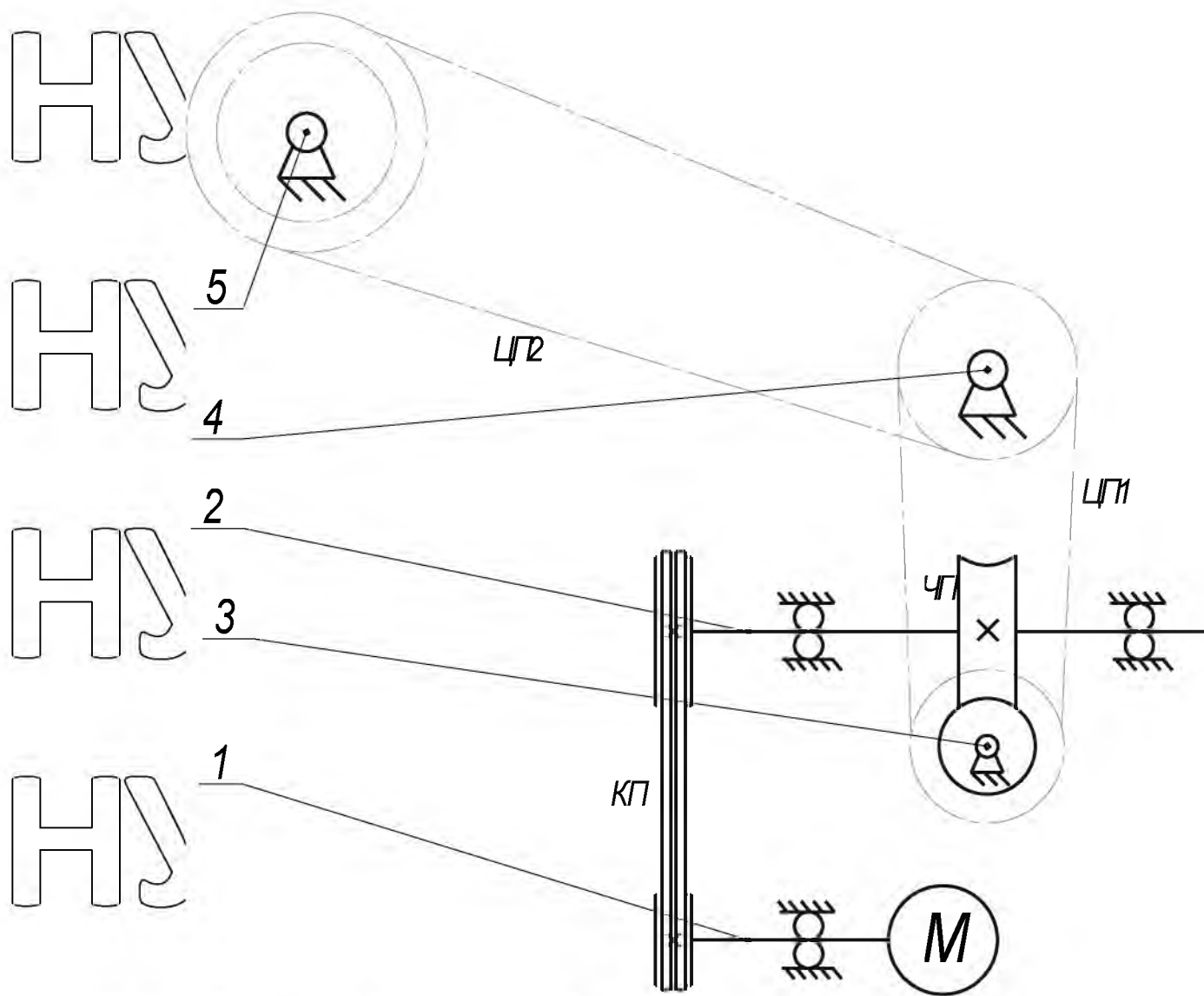


Рис. 3.2 — Кінематична схема приводу лійкового елеватора

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3.4. Розрахунок клинопасової передачі приводу люлькового елеватора

Виходячи з номограми умов роботи паса вибираємо тип перетину А

згідно рекомендацій [6, с.146].

Крутний момент на приводному шківу приймає таке числове значення:

$$T_1 = 2,34 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Діаметр ведучого шківa визначається наступною залежністю і приймає

таке числове значення

$$d_1 = 30,3 \times \sqrt[3]{T_1} = 30,3 \times \sqrt[3]{2,34 \cdot 10^3} = 130 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр шківa, який дорівнює $d_1 = 130 \text{ мм}$.

Діаметр веденого шківa визначається наступною залежністю і приймає

таке числове значення

$$d_2 = i_{pm} d_1 (1 - \varepsilon) = 2 \cdot 130 \cdot (1 - 0,015) = 256 \text{ мм,}$$

де ε - коефіцієнт проковзування паса в пасовій передачі.

Вибираємо діаметр веденого шківa, який дорівнює $d_2 = 256 \text{ мм}$.

Мінімальна величина міжосьового відстані визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 \cdot (130 + 256) + 10,5 = 223 \text{ мм,}$$

де T_0 - висота перетину пасу для вибраного типу перетину вибирається згідно рекомендацій [6, с. 147].

Максимальна величина міжосьової відстані згідно рекомендацій [6, с. 144] визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$a_{\max} = 2 (d_1 + d_2) = 2 (130 + 256) = 772 \text{ мм.}$$

Приймаємо величину робочої міжосьової відстані $a_p = 450$ мм.

Розрахункова довжина паса згідно рекомендацій [6, с. 144] визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$L = 2a_p + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = 2 \cdot 450 + \frac{\pi \cdot (130 + 256)}{2} + \frac{(256 - 130)^2}{4 \cdot 450} = 1102 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину паса зі стандартного ряду по ГОСТ 1284.1-80, яка дорівнює $L = 1120$ мм. Уточнюємо значення міжосьової відстані згідно з

рекомендаціями [6, с. 145] визначається наступною залежністю

$$a_p = 0,25 \cdot ((L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2x}),$$

де параметри визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot \pi \cdot (130 + 256) = 606 \text{ мм};$$

$$x = (d_2 - d_1)^2 = (256 - 130)^2 = 15876 \text{ мм}^2.$$

В результаті чого міжосьова відстань приймає значення

$$a_p = 0,25 \cdot ((1120 - 606) + \sqrt{(1120 - 606)^2 - 2 \cdot 15876}) = 449 \text{ мм.}$$

При монтажі передачі необхідно забезпечити можливість регулювання міжосьової відстані пасової передачі на $0,01 \cdot L = 11$ мм для полегшення надягання паса на шків і можливість його збільшення на $0,025 \cdot L = 28$ мм для збільшення натягу пасів.

Виконаємо розрахунок силових характеристик пасової передачі.

Кут обхвату меншого шківа визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{256 - 130}{449} = 178^\circ.$$

Тут коефіцієнт кута обхвату $C_\alpha = 0,85$ визначається згідно рекомендацій [6, с. 149].

коefficient режиму роботи $C_p = 1,0$ (середній режим) визначається згідно рекомендацій [6, с. 149];

коefficient, що враховує вплив довжини паса $C_L = 0,82$ визначається згідно рекомендацій [6, с. 149];

коefficient, що враховує число пасів $C_z = 0,55$ приймається згідно рекомендацій [6, с. 151].

Необхідна кількість пасів в передачі визначається наступною залежністю

$$z = \frac{NC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

де P_0 - потужність, що допускається для передачі одним пасом, $P_0 = 0,5$ кВт приймається згідно рекомендацій [6, с. 132].

В результаті проведених розрахунків маємо:

$$z = \frac{0,184 \cdot 1,0}{0,5 \cdot 0,85 \cdot 0,82 \cdot 0,55} = 1,22,$$

приймаємо кількість пасів, яке дорівнює $z = 2$.

Попередній натяг гілок клинового паса визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$F_0 = \frac{850 NC_p C_z}{z v C_\alpha} + \theta v^2 = \frac{850 \cdot 0,184 \cdot 1,0 \cdot 0,55}{2 \cdot 5,1 \cdot 0,85} + 0,18 \cdot 5,1^2 = 14,6 \text{ Н},$$

де v - колова швидкість ведучого шківa, яка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$v = \omega_{ДВ} \times \frac{d_1}{2} = \frac{\pi n_{ДВ} \times d_1}{60} = \frac{\pi \times 750 \times 0,13}{60} = 5,1 \text{ м/с},$$

де θ - coefficient, що враховує відцентрову силу, і приймає таке значення

$$\theta = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2.$$

Зусилля, що діє на вали, визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$F_0 = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 14,6 \cdot 2 \cdot \sin(178^\circ/2) = 58,4 \text{ Н.}$$

Ширину ободу шків визначається наступною залежністю і приймає таке
числове значення

$$B_{\text{ш}} = (z-1) \cdot e + 2f = (2-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 35 \text{ мм,}$$

де $e = 15 \text{ мм}$, $f = 10 \text{ мм}$ - розміри канавок згідно рекомендацій [6, с. 152].

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

3.5. Розрахунок черв'ячної передачі приводу люлькового елеватора

Вибираємо черв'ячну передачу, яку показано на рис. 3.2, з двозаходним черв'яком $z_1 = 2$. Число зубів колеса визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{нп}} = 2 \cdot 36 = 72.$$

Для довго працюючих передач використовуються черв'яки з твердістю $\text{HRC} > 45$. Для черв'яка вибираємо загартовану сталь 45. Вибір матеріалу колеса залежить від швидкості ковзання, яка згідно рекомендацій [6, стор. 223] визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$v_c = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot \sqrt[3]{T_3} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 375 \sqrt[3]{115} = 0,82 \text{ м/с},$$

де T_3 - крутний момент, що передається колесом.

Згідно з рекомендаціями [6, стор. 225] матеріалом в'язу черв'ячного колеса вибираємо латунь марки Л66А6Ж3Мц2 з такими характеристиками міцності: $\sigma_s = 500 \text{ МПа}$, $\sigma_m = 330 \text{ МПа}$, $[\sigma_H] = 275 - 25 \cdot v_c = 205 \text{ МПа}$.

Визначаємо коефіцієнти довговічності для розрахунку передачі за критерієм контактної міцності і міцності на вигин. Коефіцієнт довговічності для розрахунку на контактну міцність згідно рекомендацій [6, стор. 225] визначається наступною залежністю

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

де N_{HE} - число циклів навантаження зубів колеса за весь термін служби передачі, визначається наступною залежністю

$$N_{HE} = 60 \sum_i (T_i / T_{\text{max}})^m n t_i c,$$

де T_i - термін служби під навантаженням T_i ; c - число зачеплень; $m = 4$ - показник ступеня визначається згідно рекомендацій [6, стор. 225].

Загальний термін служби визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$t_1 = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_{\text{сут}} \cdot K_{\text{год}} = 365 \cdot 24 \cdot 7 \cdot 0,5 \cdot 0,6 = 11038 \text{ год.}$$

де L - число годин в зміні; $K_{\text{сут}}$ - коефіцієнт, який враховує щоденне обслуговування передачі і перерви в роботі; $K_{\text{год}}$ коефіцієнт, який враховує перерви в роботі протягом року.

Величини T_1 і t_1 визначаємо за даними циклограми навантаження (рис. 3.3, з якої маємо: $\alpha_1 = 0,65$; $\alpha_2 = 0,35$; $\beta_2 = 0,8$; $\beta_* = 1,39$), яку прийемо для заданого режиму роботи люлькового елеватора. В результаті отримаємо таке числове значення

$$N_{HE} = 60 \cdot 35 \cdot (1,39^4 \cdot 11038 \cdot 10^{-5} + (0,65 \cdot 1038 - 11038) \cdot 10^{-5} + 0,8^4 \cdot 0,35 \cdot 11038 \cdot 10^{-5}) = 18,4 \cdot 10^6 \text{ с.}$$

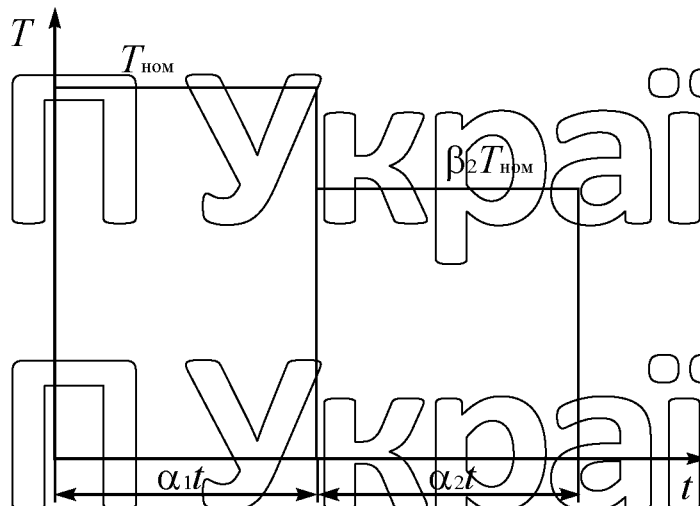


Рис.к 3.3 - Циклограма роботи приводу люлькового елеватора

$$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{18,4 \cdot 10^6}} = 0,93.$$

Коефіцієнт довговічності для розрахунку на згинальну міцність згідно рекомендацій [6, стор. 226] визначається наступною залежністю

$$K_{FL} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{M_{FL}}}$$

де M_{FL} обчислюється за формулою при $m = 9$.

В результаті проведених розрахунків знаходимо такі числові значення:

$$N_{FL} = 60 \cdot 35 \cdot (1,39^9 \cdot 11038 \cdot 10^{-5} + (0,65 \cdot 1038 - 11038) \cdot 10^{-5} + 0,8^9 \cdot 0,35 \cdot 11038 \cdot 10^5) = 16,2 \cdot 10^6 \text{ с;}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{16,2 \cdot 10^6}} = 0,73.$$

Знаходимо допустиме напруження на вигин згідно [6, стор. 223] за наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_m + 0,08\sigma_b)K_{FL} = (0,25 \cdot 330 + 0,08 \cdot 500) \cdot 0,73 = 89 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження при перевантаженнях визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення

$$[\sigma]_{Hnp} = 2 \cdot \sigma_m = 660 \text{ МПа; } [\sigma]_{Fnp} = 0,8 \cdot \sigma_m = 264 \text{ МПа.}$$

Міжосьова відстань повинна задовольняти умові згідно рекомендацій [6, стор. 223]:

$$a_w \geq 61,3 \sqrt{\frac{T_2}{[\sigma]_F}} = 61,3 \sqrt{\frac{4380}{660^2}} = 81 \text{ мм}$$

Вибираємо найближче стандартне значення міжосьової відстані по ГОСТ 2144-76, яке становить $a_w = 100$ мм.

Модуль черв'ячної пари розраховуємо за такою залежністю

$$m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,4 \dots 1,7) \frac{100}{72} = 1,9 \dots 2,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче стандартне значення модуля по ГОСТ 2144-76 $m = 2$ мм.

Коефіцієнт діаметра черв'яка визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 100}{2} - 72 = 28.$$

Приймаємо $q = 28$. Для нормальної роботи редуктора необхідно, щоб було дотримано умову згідно рекомендацій [6, стор. 224]:

$$q \geq 0,212 \cdot z_3$$

Умова $28 \geq 0,212 \cdot 72 = 15,3$ - вірна.

Коефіцієнт зміщення зуборізних інструментів визначається за наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$x = (a_w/m) - 0,5 \cdot (z_2 + q) = 100/2 - 0,5(72+28) = 0.$$

На підставі отриманих попередніх даних розрахунків визначимо основні геометричні характеристики черв'ячної передачі, які необхідні для її подальшого конструювання і перевірного розрахунку, які представлено в табл. 3.3

Таблиця 3.3 - Визначення основних параметрів черв'ячної передачі

Параметр	Розрахункова формула	Числове значення
1. Ділильний діаметр черв'яка	$d_1 = m q$	$d_1 = 2 \cdot 28 = 56$ мм
2. Ділильний діаметр черв'ячного колеса	$d_2 = m z_2$	$d_2 = 2 \cdot 72 = 144$ мм
3. Початковий діаметр черв'яка	$d_{w1} = m(q + 2 \cdot x)$	$d_{w1} = 2 \cdot (28 - 2 \cdot 0) = 56$ мм
4. Діаметр вершин витків черв'яка	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a1} = 56 + 2 \cdot 2 = 60$ мм
5. Діаметр впадин витків черв'яка	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	$d_{f1} = 56 - 2,4 \cdot 2 = 51,2$ мм
6. Довжина нарізної частини черв'яка	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot 72) \cdot 2 = 30,6$ мм
7. Кут підйому витків черв'яка	$\gamma = \arctg(z_1/q)$	$\gamma = \arctg(2/28) = 4^\circ 04'$
8. Діаметр вершин зубів колеса	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$	$d_{a2} = 2 \cdot (72 + 2 + 0) = 148$ мм
9. Найбільший діаметр колеса	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$	$d_{am2} \leq 148 + 6 \cdot 2/(2 + 2) = 196$ мм
10. Діаметр впадин зубів колеса	$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$	$d_{f2} = 2 \cdot (72 - 2,4 - 0) = 139,2$ мм
11. Ширина зубчастого вінця	$b_2 \geq 0,335 a_w$	$b_2 \geq 0,335 \cdot 100 = 33,5$ мм

Колові швидкості черв'яка і колеса визначаються наступними залежностями і приймають такі числові значення:

$$V_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_1 \cdot 10^{-3} = 0,5\pi \cdot n_1 \cdot d_1 \cdot 10^{-3}/30 = 0,5\pi \cdot 375 \cdot 56 \cdot 10^{-3}/30 = 1,1 \text{ м/с};$$

$$V_3 = 0,5 \cdot \omega_3 \cdot d_2 \cdot 10^{-3} = 0,5\pi \cdot n_3 \cdot d_2 \cdot 10^{-3}/30 = 0,5\pi \cdot 10,4 \cdot 144 \cdot 10^{-3}/30 = 0,08 \text{ м/с}.$$

Швидкість ковзання визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$V_4 = v_2/\cos\gamma = 1,1/\cos 4^{\circ}04' = 1,1 \text{ м/с}.$$

За знайденими швидкостями призначаємо ступінь точності черв'ячної передачі – 8 згідно рекомендацій [6, стор. 221, 222]

Уточнюємо ККД передачі за наступною залежністю, з якої отримуємо таке числове значення

$$\eta = \frac{(0,95 \dots 0,96)^{\frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')}}}{(0,95 \dots 0,96)^{\frac{\text{tg } 4^{\circ}04'}{\text{tg}(4^{\circ}04' + 3^{\circ}50')}}} = 0,48,$$

де $\phi' = 3^{\circ}50'$ - зведений кут тертя вибраний з рекомендацій [1, с. 140].

Знаходимо сили, що діють в зачепленні:

- колова на колесах, а осьова на черв'яку визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 115 \cdot 10^3}{144} = 1597 \text{ Н};$$

- колова на черв'яку, а осьова на колесах визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2T_3}{i_{\text{ред}} \eta d_1} = \frac{2 \cdot 115 \cdot 10^3}{36 \cdot 0,48 \cdot 56} = 238 \text{ Н};$$

- радіальні сили: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg } \alpha = 1597 \cdot \text{tg } 20^{\circ} = 581 \text{ Н}$

Розрахункове контактне напруження в зачепленні визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{T_3 K}{d_1}} = \frac{475}{144} \sqrt{\frac{115 \cdot 10^3}{56}} = 149 \text{ МПа,}$$

де $K = 1$ - коефіцієнт навантаження.

Отримані значення контактних напружень менші за допустимі значення, що забезпечить нормальну роботу редуктора за цим критерієм. Для надійної роботи необхідно провести перевірку зубів на вигин. Максимальні згинальні напруження в зубі визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\sigma_F = \frac{0,6 F_2 K Y_F \xi}{b_2 m} = \frac{0,6 \cdot 1597 \cdot 1,64 \cdot 1}{33,5 \cdot 2} = 23,5 \text{ МПа,}$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба, який визначається за еквівалентним числу зубів колеса $z_{22} = z_2 (\cos^3 \gamma = 72 / \cos^3 4^\circ 04' = 72) \Rightarrow Y_F = 1,64$ [6, стор. 227]; ξ - коефіцієнт, що враховує знос зубів, $\xi = 1$.

Отримане значення згинальних напружень менше допустимих, тобто передача задовольняє вимогам міцності.

3.6. Розрахунок ланцюгової передачі приводу люлькового елеватора

Проведемо розрахунок ланцюгової передачі ЛП₁, яка показана на рис.

3.2. Виберемо приводний роликівий ланцюг двозірчкової ланцюгової передачі.

Вихідні дані для розрахунку ланцюгової передачі: потужність, що передається $P = 0,125$ кВт, частота обертання меншої зірочки $n_1 = 10,4$ хв⁻¹, передаточне число передачі $u = 1,32$, орієнтовна міжосьова відстань $a = 380$ мм, термін служби ланцюга $L_h = 10000$ год.

Попередньо вибираємо тип ланцюга ЦП і задаємося його кроком $t = 15,875$ мм згідно рекомендацій [6, табл. 8.3].

Число зубів меншої зірочки визначимо за такою формулою:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \times 1,32 = 26,4.$$

Приймаємо число зубів зірочки $z_1 = 27$. Число зубів більшої зірочки визначаємо за наступною формулою

$$z_2 = z_1 u = 27 \times 1,32 = 35,6; \text{ приймаємо число зубів для більшої зірочки } z_2 = 36.$$

Тоді передавальне число уточнюємо за такою формулою $u = z_2 / z_1 = 36 / 27 = 1,33$.

Коефіцієнт динамічності навантаження при спокійному режимі роботи становить $K_d = 1$ згідно рекомендацій [6, стор. 260]. Коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань, при $a < 25t$ становить $K_a = 1,25$ згідно рекомендацій [6, стор.

260]. Коефіцієнт K_{per} , що залежить від способу регулювання, при нерегульованій передачі становить $K_{per} = 1,25$ згідно рекомендацій [6, стор.

260]. Приймаємо коефіцієнт, що враховує нахил лінії центрів зірочок до горизонту, $K_\psi = 1,25$ (при $\alpha > 60^\circ$) згідно рекомендацій [6, стор. 260]. З таблиці

4.11 згідно рекомендацій [6] вибираємо коефіцієнт, що враховує характер

навантаження, $K_H = 1$. Коефіцієнт, що враховує характер мастила, для крапельного мастила приймаємо $K_\omega = 1$ згідно рекомендацій [6, стор. 260]. $K_{рег}$ -

коефіцієнт, що залежить від тривалості роботи протягом доби. При двозмінній роботі він становить $K_{\text{реж}} = 1,25$ згідно рекомендацій [6, стор. 260].

Коефіцієнт експлуатації визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$K_e = K_d \times K_a \times K_{\text{реж}} \times K_{\text{ц}} \times K_{\text{н}} \times K_c \times K_{\text{реж}} = 1 \times 1,25 \times 1,25 \times 1,25 \times 1 \times 1 \times 1,25 = 2,44.$$

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$[P] = \frac{510 \cdot 10^3 z_1^{1/6}}{L_h} \left(\frac{ua}{t^2 n_1} \right)^{1/3} = \frac{510 \cdot 10^3 \cdot 27^{1/6}}{10000} \left(\frac{1,33 \cdot 380}{15,875^2 \cdot 10,4} \right)^{1/3} = 32,1 \text{ МПа}$$

Прийнявши $[P] = 34,3$ МПа з таблиці 4.6 згідно рекомендацій [6] знайдемо коефіцієнт, що враховує зниження несучої здатності ланцюга від дії відцентрових сил, $K_U = 0,96$.

Коефіцієнт терміну служби передачі визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$K_h = \frac{435 \cdot 10^3 K_n K_{\text{реж}} K_c}{L_h} = \frac{435 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1}{10000} = 54,4.$$

Необхідна геометрична характеристика ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\phi(t) = \frac{6250 K_t}{K_U K_h} \sqrt{\frac{z u^2}{a n_1}} = \frac{6250 \cdot 2,44 \cdot 15,875}{0,96 \cdot 54,4} \sqrt{\frac{27 \cdot 1,33^2}{380 \cdot 10,4}} = 1573.$$

Для необхідної геометричної характеристики ланцюга вибираємо ланцюг ПР-15,875-2270-1 згідно рекомендацій [6, стор. 254-256]. Зведемо в табл. 3.4 відомості про силові і геометричні характеристики ланцюгової передачі.

Таблиця 3.4 - Геометричні та динамічні характеристики ланцюга

t, мм	B _{вн} , мм, не менше	d, мм	D, мм	h, мм, не менше	b, мм, не	Руйнівне навантаження	маса 1 м ланцюга
-------	--------------------------------	-------	-------	-----------------	-----------	-----------------------	------------------

15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	більше	20	22700	q, кг
НУБІП України								

Діаметр дільного кола меншої зірочки визначається наступною

залежністю і приймає таке числове значення

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)} = \frac{15,875}{\sin(180^\circ/27)} = 136,9 \text{ мм.}$$

Колова сила на зірочці визначається наступною залежністю і приймає

таке числове значення

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{д1}} = \frac{2 \cdot 115}{136,9 \cdot 10^{-3}} = 1680 \text{ Н.}$$

Середня швидкість ланцюга визначається наступною залежністю і

приймає таке числове значення

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{27 \cdot 15,875 \cdot 10,4}{60 \cdot 1000} = 0,074 \text{ м/с.}$$

Відстань між центрами зірочок, виражене в кроках визначається

наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$a_t = a/t = 380/15,785 = 23,9, \text{ приймаємо рівним } 24.$$

Визначимо довжину замкнутого ланцюга при числі ланок ланцюга L_t . Для цього кут γ визначається наступною залежністю і приймає таке числове

значення

$$\sin \gamma = \frac{\left[\frac{1}{\sin(180^\circ/z_2)} - \frac{1}{\sin(180^\circ/z_1)} \right]}{a_t} = \frac{\left[\frac{1}{\sin(180^\circ/36)} - \frac{1}{\sin(180^\circ/27)} \right]}{24} = 0,12.$$

Звідки $\gamma = 6^\circ 57' = 0,12$ рад.

$$L_t = 2a_t \cos \gamma + 0,5z_1(u+1) + \frac{\gamma z_1(u-1)}{\pi} = 2 \cdot 24 \cdot \cos 0,12 + 0,5 \cdot 27(1,33+1) + \frac{0,12 \cdot 27(1,33-1)}{\pi} = 79,5.$$

Довжина ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$L = L_t \times t = 79,5 \times 15,875 = 1262 \text{ мм.}$$

Уточнюємо міжосьову відстань за такою формулою:

$$a_t = \frac{0,5 \left(L_t - 0,5 \cdot t \cdot (u + 1) - \frac{75 \cdot (u - 1)}{\pi} \right)}{\cos \gamma} = \frac{0,5 \left(79,5 - 0,5 \cdot 27 \cdot (1,33 + 1) - \frac{0,12 \cdot 27 \cdot (1,33 - 1)}{\pi} \right)}{\cos 0,12} = 24.$$

Для забезпечення провисання ланцюга зменшимо значення a_t на 1%.

Приймемо $a_t = 24 \times 0,99 = 23,8$. Міжосьова відстань визначається наступною

залежністю і приймає таке числове значення

$$a = a_t \cdot t = 23,8 \times 15,875 = 378 \text{ мм.}$$

Рекомендована монтажна міжосьова відстань $a_M = 0,997a = 0,997 \times 378 =$

377 мм. Приймаємо остаточно $a_M = 377$ мм.

3.7. Розрахунок ланцюгової передачі приводної зірочки приводу дільничного елеватора

Розрахуємо ланцюгову передачу ЛП₂, яка показана на рис. 3.2.

Виберемо приводний роликівий ланцюг двозірочкової ланцюгової передачі.

Вихідні дані для проведення розрахунку ланцюгової передачі:

потужність, що передається $P = 0,093$ кВт; частота обертання меншої зірочки $n_1 = 7,9$ хв⁻¹; передаточне число передачі $u = 1$; орієнтовна міжосьова відстань $a = 560$ мм; термін служби ланцюга $L_h = 10000$ год.

Попередньо вибираємо тип ланцюга ПР і задаємося його кроком $t = 15,875$ мм згідно рекомендацій [6, табл. 8.3].

Число зубів меншою зірочки визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \times 1 = 27,$$

Приймаємо число зубів зірочки $z_1 = 27$. Число зубів більшою зірочки визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$z_2 = z_1 u = 27 \times 1 = 27, \text{ приймаємо } z_2 = 27.$$

Коефіцієнт динамічності навантаження при спокійному режимі роботи становить $K_D = 1$ згідно рекомендацій [6, стор. 255]. Коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань, при $a = (30 \dots 50)t$ становить $K_a = 1$ згідно рекомендацій [6, стор. 255]. Коефіцієнт $K_{рег}$, що залежить від способу регулювання, при

нерегульованій передачі становить $K_{рег} = 1,25$ згідно рекомендацій [6, стор.

255]. Приймаємо коефіцієнт, що враховує нахил лінії центрів зірочок до горизонту, $K_\psi = 1$ (при $\alpha < 60^\circ$) згідно рекомендацій [6, стор. 255]. З табл. 4.11

згідно рекомендацій [6] вибираємо коефіцієнт, що враховує характер

навантаження, $K_H = 1$. Коефіцієнт, що враховує характер мастила, для

крапельного змащування становитиме $K_\omega = 1$ згідно рекомендацій [6, стор. 256].

$K_{реж}$ - коефіцієнт, що залежить від тривалості роботи протягом доби. При двозмінній - $K_{реж} = 1,25$ згідно рекомендацій [6, стор. 255].

Тоді коефіцієнт експлуатації визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$K_e = K_d \times K_a \times K_{реж} \times K_v \times K_n \times K_c \times K_{реж} = 1 \times 1 \times 1,25 \times 1 \times 1 \times 1,25 = 1,56$$

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$[P] = \frac{510 \cdot 10^3 z_1^{1/6}}{L_h} \left(\frac{ua}{t^2 n_1} \right)^{1/3} = \frac{510 \cdot 10^3 \cdot 27^{1/6}}{10000} \left(\frac{1,33 \cdot 560}{15,875^2 \cdot 7,9} \right)^{1/3} = 63,7 \text{ МПа}$$

Прийнявши $[P] = 64,5$ МПа з таблиці 4.6 згідно рекомендацій [6] знайдемо коефіцієнт, що враховує зниження несучої здатності ланцюга від дії відцентрових сил, $K_U = 0,96$.

Коефіцієнт терміну служби передачі визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$K_n = \frac{435 \cdot 10^3 K_n K_{реж} K_c}{L_h} = \frac{435 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1}{10000} = 54,4$$

Необхідна геометрична характеристика ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\phi(t) = \frac{6250 K_s t}{K_U K_h} \sqrt[3]{\frac{z_1 u^2}{a \sqrt{n_1}}} = \frac{6250 \cdot 1,56 \cdot 15,875}{0,96 \cdot 54,4} \sqrt[3]{\frac{27 \cdot 1^2}{560 \sqrt{7,9}}} = 765$$

Для необхідної геометричної характеристики ланцюга вибираємо ланцюг ПР-15,875-2270-1 згідно рекомендацій [6, стор. 254-256]. Зведемо в табл. 4.1 відомості про силові і розмірні характеристики ланцюгової передачі.

Таблиця 4.1 – Геометричні та динамічні характеристики ланцюга

t, мм	$B_{вн}$, мм, не менше	d, мм	D, мм	h, мм, не менше	b, мм, не більше	Руйнівне навантаження Q, Н	маса 1 м ланцюга q, кг

15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22700	1,0
--------	------	------	-------	------	----	-------	-----

НУБІП УКРАЇНИ

Діаметр ділительного кола меншої зірочки визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

НУБІП УКРАЇНИ

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180^\circ}{27}\right)} = 136,9 \text{ мм}$$

Колове зусилля на зірочці визначається наступною залежністю і приймає

НУБІП УКРАЇНИ

таке числове значення

$$F_f = \frac{2T_1}{d_{д1}} = \frac{2 \cdot 132}{136,9 \cdot 10^{-3}} = 1928 \text{ Н}$$

Середня швидкість ланцюга визначається наступною

НУБІП УКРАЇНИ

залежністю і приймає таке числове значення

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{27 \cdot 15,875 \cdot 7,9}{60 \cdot 1000} = 0,06 \text{ м/с}$$

Натяг ланцюга від відцентрових сил визначається наступною залежністю

НУБІП УКРАЇНИ

і приймає таке числове значення

$$F_{ц} = qv^2 = 1,0 \times 0,06^2 = 0,04 \text{ Н}$$

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

Відстань між центрами зірочок, виражене в кроках визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$a_t = a / t = 560 / 15,785 = 35,2.$$

Визначимо довжину замкнутого ланцюга через число ланок ланцюга L_t .

Для цього кут γ визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$\sin \gamma = \frac{\left[\frac{1}{\sin(180^\circ / z_2)} - \frac{1}{\sin(180^\circ / z_1)} \right]}{a_t} = \frac{\left[\frac{1}{\sin(180^\circ / 27)} - \frac{1}{\sin(180^\circ / 27)} \right]}{35,2} = 0$$

Звідки $\gamma = 0^\circ$ і забезпечує нормальну роботу передачі.

Тоді довжина замкнутого ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$L_t = 2a_t \cos \gamma + 0,5z_1(u+1) + \frac{z_1(u-1)}{\pi} = 2 \cdot 35,2 \cdot \cos 0 + 0,5 \cdot 27(1+1) + \frac{0 \cdot 27(1-1)}{\pi} = 97,4.$$

Довжина ланцюга визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$L = L_t \times t = 97,4 \times 15,785 = 1546 \text{ мм.}$$

Уточнюємо міжосьову відстань за такою формулою:

$$a_t = \frac{0,5 L_t - 0,5 z_1 (u+1) - \frac{z_1 (u-1)}{\pi}}{\cos \gamma} = \frac{0,5 (97,4) - 0,5 \cdot 27(1+1) - \frac{0 \cdot 27(1-1)}{\pi}}{\cos 0} = 35,2.$$

Для забезпечення провисання ланцюга зменшимо значення a_t на 1%.

Прийmemo $a_t = 35,2 \times 0,99 = 34,8$. Міжосьова відстань $a = a_t \times 15,785 = 553$ мм. Рекомендована монтажна міжосьова відстань $a_m = 0,997a = 0,997 \times 553 = 551$ мм. Приймаємо остаточно $a_m = 551$ мм.

4.1. Моделювання динаміки руху люлькового елеватора

В сучасних умовах виробництва мають місце тенденції до підвищення продуктивності люлькових елеваторів, яка пропорційна збільшенню швидкості руху тягового органу та скороченням тривалості перехідних процесів (пуск, гальмування, аварійна зупинка та зміна швидкості руху) та зростання робочих навантажень і точності виконання робочих операцій, тому підвищуються вимоги до методів їхнього розрахунку.

Статичні методи розрахунку ведуть до невикористаного підвищення коефіцієнту запасу міцності і, як наслідок, збільшується маса люлькових елеваторів, а в інших випадках мають місце недостатньо надійні конструкції елеваторів, які руйнуються при динамічних перевантаженнях. Погодження конструкторських рішень з розв'язуванням задач динаміки руху дозволяє вже на етапі створення люлькового елеватора вибрати його доцільну кінематичну та конструктивну схеми і оцінити точність виконання транспортних процесів.

В процесі руху люлькового елеватора на ділянках перехідних процесів (пуск або гальмування) в елементах конструкції та приводного механізму виникають коливання, які підвищують динамічні навантаження в тяговому органі (ланцюзі). Такий режим руху приводить до накопичення втомних напружень в конструкції та тяговому органі і, як наслідок, передчасному їхньому руйнуванню та негативно впливає на безпечну експлуатацію люлькового елеватора.

Люльковий елеватор при русі на ділянках перехідних процесів характеризуються наявністю динамічних навантажень, що виникають в елементах приводного механізму та в тяговому ланцюзі. В тяговому ланцюзі має місце нерівномірний рух, який викликаний конструктивними особливостями ланцюгової передачі, особливо при незначній кількості зубів зірочки, та завантаженням і розвантаженням вантажу. Наявність такого руху тягового органу приводить до виникнення додаткових динамічних навантажень в тяговому органі та приводному механізмі люлькового елеватора. Динамічні навантаження негативно впливають на елементи конструкції люлькового елеватора і призводять до передчасного руйнування його елементів, підвищення енергетичних витрат погіршення умов роботи. При проведенні досліджень динаміки руху елеватора переходять від його реальної конструкції до динамічної моделі руху. В динамічній моделі люлькового елеватора нехтують тими фізичними чинниками, які є несуттєві для даного розрахунку [1].

При побудові динамічної моделі люлькового елеватора враховують зосереджені маси, розподілені маси по довжині протяжних елементів, пружність елементів, залежності рушійних та гальмівних моментів електродвигунів від частоти обертання вала тощо. Модель люлькового елеватора не повинна бути складною, але повинна відображати динамічні процеси в приводі та тяговому органі. Крім того, вона повинна бути нескладною з метою спрощення розрахунків. Розв'язування задач динаміки люлькового елеватора базується на фактах виробничих і наукових спостережень. На їх основі проводиться формалізація руху люлькового елеватора і будується його динамічна модель. При побудові динамічної моделі виділяються його найбільш суттєві динамічні характеристики та властивості й проводиться їх опис за допомогою математичних рівнянь і формул. Побудована динамічна модель люлькового елеватора може слугувати основою для побудови його математичної моделі, яка представляється у вигляді математичних співвідношень або різного виду рівнянь.

4.2. Побудова динамічної моделі люлькового елеватора

Динаміка машин – це розділ прикладної механіки про рух машин, який присвячений дослідженню динамічних процесів, що мають місце при роботі машин, зокрема, люлькових елеваторів. Робота люлькових елеваторів буде ефективною тільки при сумісному аналізі їхніх режимів руху з урахуванням основних кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Це входить у задачу прикладної динаміки машин, яка є основою конструювання та розрахунку люлькових елеваторів. Погодження конструкторських розробок з розв'язуванням задач динаміки дозволяє вже на стадії проектування люлькового елеватора вибирати його конструкцію, оцінити енергетичні витрати, характеристики міцності та ергономічності. Динамічні властивості люлькових елеваторів визначають стійкість руху робочих органів (люльок) та їхніх складових елементів, особливо тягового органу, при зовнішніх навантаженнях, які змінюються в часі. Наведені властивості люлькового елеватора залежать від параметрів пружної системи, частот коливань, динамічної піддатливості ланок та схем їхнього навантаження.

Керування рухом люлькового елеватора може здійснюватися за постійними або попередньо заданими законами руху, а також за законами, які формуються самою системою керування у відповідності з поточними значеннями параметрів люлькового елеватора.

При побудові динамічної моделі люлькового елеватора враховується основний рух, який формується приводним механізмом та рухи, які виникають за рахунок пружних властивостей окремих ланок. Вважаємо, що всі елементи люлькового елеватора є абсолютно твердими тілами, окрім передавального механізму приводу, який володіє пружними властивостями. В такому випадку динамічна модель люлькового елеватора має два ступені вільності і її можна представити у вигляді двомасової моделі. Обидві маси динамічної моделі люлькового елеватора зведемо до ротора електродвигуна. Так як ротор електродвигуна виконує обертальний рух, то і зведені маси також будуть

здійснювати обертальний рух. Маса динамічної моделі з'єднується між собою пружним елементом, жорсткість якого залежить від жорсткості елементів передавального механізму приводу. На одну з мас динамічної моделі діє рушійний момент приводного електродвигуна, а на іншу масу діє зведений до осі ротора електродвигуна момент сил опору переміщенню ланок люлькового елеватора з вантажем. Зведений момент сил опору залежить від способу заповнення люльок та розвантаження вантажу, а також від його ваги в люльках на робочій гілці люлькового елеватора та втрат енергії в передавальному механізмі, а також в тяговому органі.

До першої зведеної маси увійдуть ротор електродвигуна та елементи передавального механізму, а до другої маси - приводний та натяжний вали з зірочками, ланцюги з люльками та маса вантажу. Для вибраної динамічної моделі люлькового елеватора треба визначити всі динамічні параметри, до яких входять зведені моменти інерції першої та другої зведених мас; коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму; залежність зведеного рушійного моменту електродвигуна від частоти його обертання, а також залежність зведеного моменту сил опору люлькового елеватора. Для дослідження динамічних процесів під час руху люлькового елеватора розроблено двомасову динамічну модель зі зведеними дискретними обертальними масами, яка наведена на рис. 5.1. В цій моделі до першої зведеної маси входять маси приводного механізму, а до другої зведеної маси робоче обладнання з тяговими ланцюгами та люльками, а також вантажем, що транспортується елеватором.

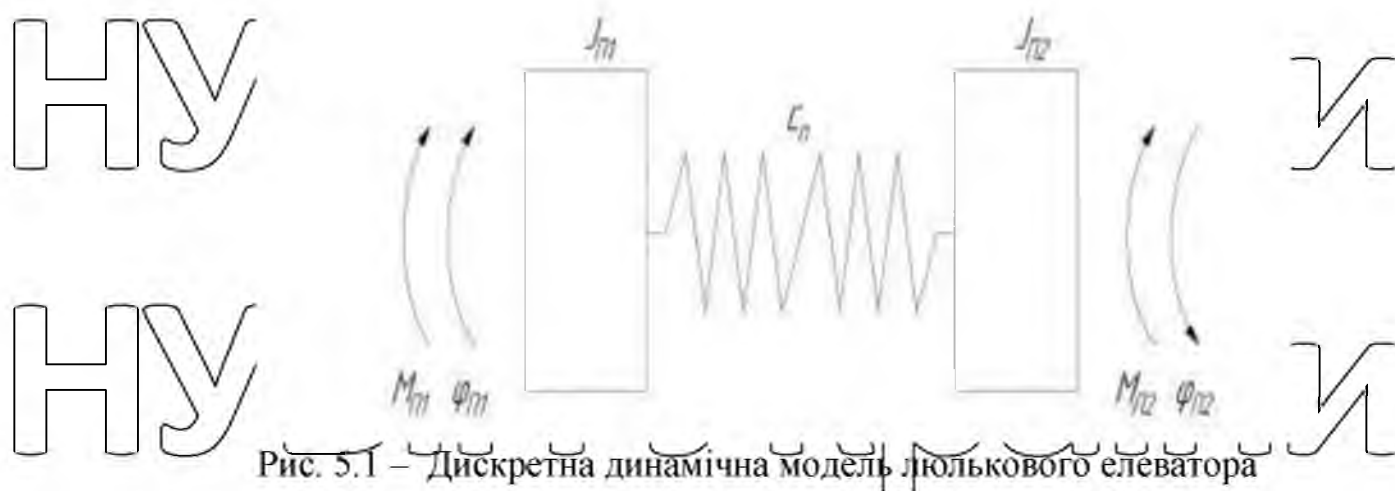


Рис. 5.1 – Дискретна динамічна модель люлькового елеватора

В дискретній динамічній моделі люлькового елеватора прийняті такі позначення: J_{m1} , J_{m2} – відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора; C_n – коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що з'єднує зведені маси динамічної моделі люлькового елеватора; M_{m1} , M_{m2} – відповідно зведений рушійний момент приводного електродвигуна першої зведеної маси та зведений момент сил опору другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора; φ_{m1} – кутова координата повороту першої зведеної маси динамічної моделі; φ_{m2} – кутова координата повороту другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора.

До першої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора входять ротор електродвигуна та передавальний механізм приводу. До другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора входять приводний та натяжний вали з шпильками, ланцюги з люльками та транспортні мий в люльках вантаж на робочій гілці елеватора. За узагальнені координати небудованої динамічної моделі люлькового елеватора прийняті кутові координати повороту першої та другої зведених мас.

Для визначення зведеного моменту інерції першої зведеної маси J_{m1} порівнюємо кінетичну енергію першої частини реального люлькового

елеватора T_1 до кінетичної енергії першої зведеної маси динамічної моделі

$T_{екв}$

$$T_1 = T_{екв}.$$

(5.1)

Для проведення розрахунків використані наступні значення конструктивних параметрів люлькового елеватора:

$D_1 = 0.591$ м – діаметр проводної зірочки;

$m_1 = 8.5$ кг – маса приводного вала з зірочками;

$D_2 = 0.591$ м – діаметр натяжної зірочки;

$m_2 = 8.5$ кг – маса натяжного вала з зірочками.

Для визначення зведених моментів інерції $J_{п1}$ та $J_{п2}$ зведених мас динамічної моделі розрахуємо значення моментів інерції окремих ланок люлькового елеватора.

Розрахуємо момент інерції приводного вала з зірочками J_1 , який визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$J_1 = \frac{1}{2} \frac{m_1 \cdot D_1^2}{4} = \frac{8.5 \cdot 0.591^2}{8} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Розрахуємо момент інерції натяжного вала з зірочками J_2 ,

який визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$J_2 = \frac{1}{2} \frac{m_2 \cdot D_2^2}{4} = \frac{8.5 \cdot 0.591^2}{8} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Знайдемо зведений момент інерції J_3

$$J_3 = m_3 \cdot \frac{D_2^2}{4} = 28 \frac{0.591^2}{4} = 2.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

де

$$m_3 = ql = 7.5 \cdot 3.73 = 28 \text{ кг},$$

тут $q = 7.5$ кг/м – маса 1 м довжини тягового ланцюга.

Довжина ланцюга приймає таке значення

$$l = 147 \cdot 0.0254 = 3.73 \text{ м.}$$

Зведені моменти інерції J_4 та J_5 , який визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$J_4 = J_5 = m_4 \cdot \frac{D_4^2}{4} = 8.5 \frac{0.46^2}{4} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де

$$D_4 = D_5 = 0.46 \text{ м} - \text{діаметри зрізочок елеватора};$$

$$m_4 = m_5 = 8.5 - \text{маси валів з зірочками елеватора.}$$

Зведений момент інерції робочої частини люлькового елеватора J_6

$$J_6 = (m_B + m_C) \frac{D_4^2}{4} = (110 + 239.2) \frac{0.46^2}{4} = 18.47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де

$$m_B = 110 \text{ кг} - \text{маса вантажу, що транспортується};$$

$$m_C = 2 \cdot l_k \cdot \rho = 2 \cdot 20 \cdot 5.98 = 239.2 \text{ кг.}$$

Визначимо величину зведеного до осі приводного валу люлькового елеватора моменту інерції ротора електродвигуна та передавальних елементів приводу $J_{п1}$

$$J_{п1} = (J_0 + J_1 + J_2) U^2 = (0.25 + 0.002 + 0.152) \cdot 3.3^2 = 4.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де

$$U = 3.3 - \text{передаточне число приводного механізму}$$

Визначимо величину, зведеного до осі приводного валу люлькового елеватора, моменту інерції робочого органу з вантажем $J_{п2}$

$$J_{п2} = (J_4 + J_5 + J_6) U^2 = (0.44 + 0.44 + 18.47) \cdot 3.3^2 = 19.35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Рухайний момент на валу приводного електродвигуна залежить від його кутової швидкості ротора електродвигуна і визначається за допомогою формули Клосса, яка має наступний вигляд

$$M_{дв.} = \frac{2M_{max} \cdot U \cdot \eta}{S_{кр.} + \frac{S}{S_{кр.}}}, \quad (5.2)$$

де S , $S_{кр.}$ - поточне та критичне ковзання двигуна.

Максимальний момент на валу приводного електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$M_{max} = \lambda \cdot M_{н} = 2.8 \cdot 273 = 764.4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поточне значення ковзання електродвигуна можна визначити за наступною залежністю

$$S = 1 - \frac{g_1 \cdot U}{\omega_n}. \quad (5.3)$$

Критичне значення ковзання електродвигуна визначається за такою формулою

$$S_{кр.} = S_{ном.} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}), \quad (5.4)$$

де $\lambda = 2.8$ - кратність максимального моменту електродвигуна .

Номінальне значення ковзання визначається за наступною залежністю

$$S_{н} = 1 - \frac{\omega_n}{\omega_0} = \frac{14.65}{15.7} = 0.06.$$

(5.5)

Підставивши числові значення в формулу (5.4), знайдемо величину критичного ковзання електродвигуна

НУБІП України

$$S_{кр} = 0.06(2.8 + \sqrt{2.8^2 - 1}) = 0.32. \quad (5.6)$$

Зведений момент сил опору переміщенню люлькового елеватора визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

НУБІП України

$$M_{п2} = \frac{(F_{нб} - F_{зб})D^4}{2} = \frac{2202.5 \cdot 0.46^2}{2} = 506.6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.7)$$

Коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного мезанізму люлькового елеватора, який визначається наступною залежністю

НУБІП України

$$C = \frac{M_{п2}}{\Delta\phi}. \quad (5.8)$$

Після підстановки числових значень знаходимо допустиму деформацію пружного елемента приводного механізму в радіанах

НУБІП України

$$\Delta\phi = 1^\circ; \\ \Delta\phi = \frac{3.14 \cdot 1}{180} = 0.017 \text{ рад,}$$

де $\Delta\phi$ - допустимий кут деформації пружного елемента приводного механізму люлькового елеватора, в рад.

НУБІП України

Підставивши числові значення в залежність (5.8) знаходимо коефіцієнт жорсткості приладу люлькового елеватора

$$C_{п} = \frac{273}{0.017} = 16060.8 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

де $C_{п}$ - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму люлькового елеватора.

НУБІП України

НУБІП України

4.3. Математична модель люлькового елеватора

Математична модель люлькового елеватора представляє собою модель, яка представлена у вигляді математичних рівнянь та співвідношень між параметрами та характеристиками люлькового елеватора. На базі розробленої динамічної моделі, яка відображає динамічні процеси, що проходять при роботі люлькового елеватора, описано математичну модель. Для цього використаємо принцип динамічної рівноваги Даламбера, згідно з яким механічна система люлькового елеватора представлена у вигляді динамічної моделі перебуває в стані динамічної рівноваги. В принципі Даламбера розглядається динамічна рівновага кожної з мас динамічної моделі з прикладеними до них усіма силами, що на них діють. Тому розчленуємо зведені маси динамічної моделі люлькового елеватора, яка представлена на рис. 5.1 на дві окремі маси з дією на них усіх активних сил (рушійних сил і сил опору), сил інерції зведених мас та сил реакції зв'язку між зведеними масами (рис.5.2).

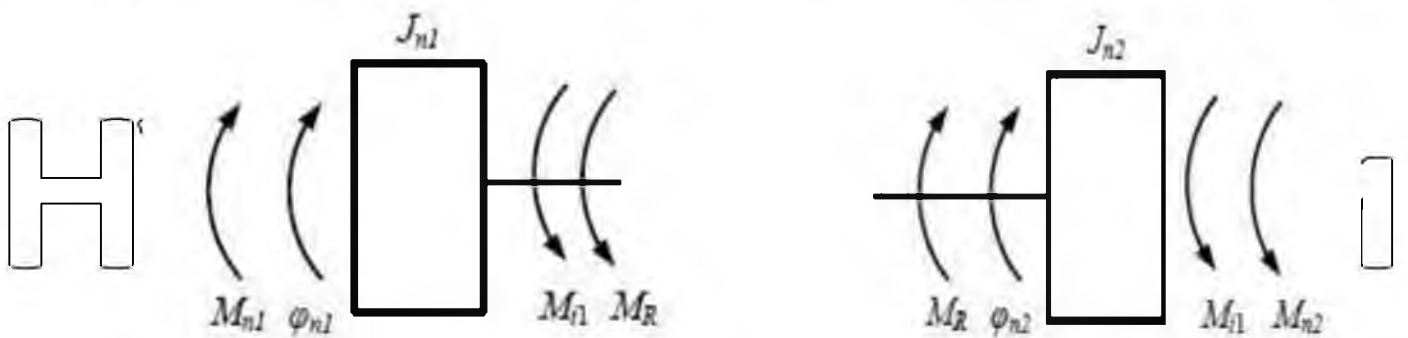


Рис. 5.2. Розчленовані зведені маси динамічної моделі люлькового елеватора з діючими на них моментами сили

У відповідності з принципом динамічної рівноваги кожної із зведених мас люлькового елеватора з діючими моментами сили (рис. 5.2) отримаємо систему

двох диференціальних рівнянь, які являють собою математичну модель динаміки руху люлькового елеватора.

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (5.9)$$

де J_{n1}, J_{n2} – зведені моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора; M_{n1}, M_{n2} – зведені моменти активних сил

рушійного моменту приводного електродвигуна та моменту сил опору тягового

органу відповідно першої та другої зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора; c – зведений коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму люлькового елеватора; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої

відповідно зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора.

Отримана система рівнянь (5.9) є системою двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динаміку руху люлькового елеватора з урахуванням діючих активних моментів сил, моментів сил інерції та моменту пружних сил динамічної моделі, наведеної на рис. 5.2.

Нелінійність отриманої системи диференціальних рівнянь викликана нелінійною залежністю рушійного моменту приводного електродвигуна від частоти обертання ротора двигуна. Механічна характеристика приводного електродвигуна люлькового конвеєра побудована за раніше наведеним рівнянням Клосса і показана на рис. 5.3, звідки видно явна не лінійність

механічної характеристики.

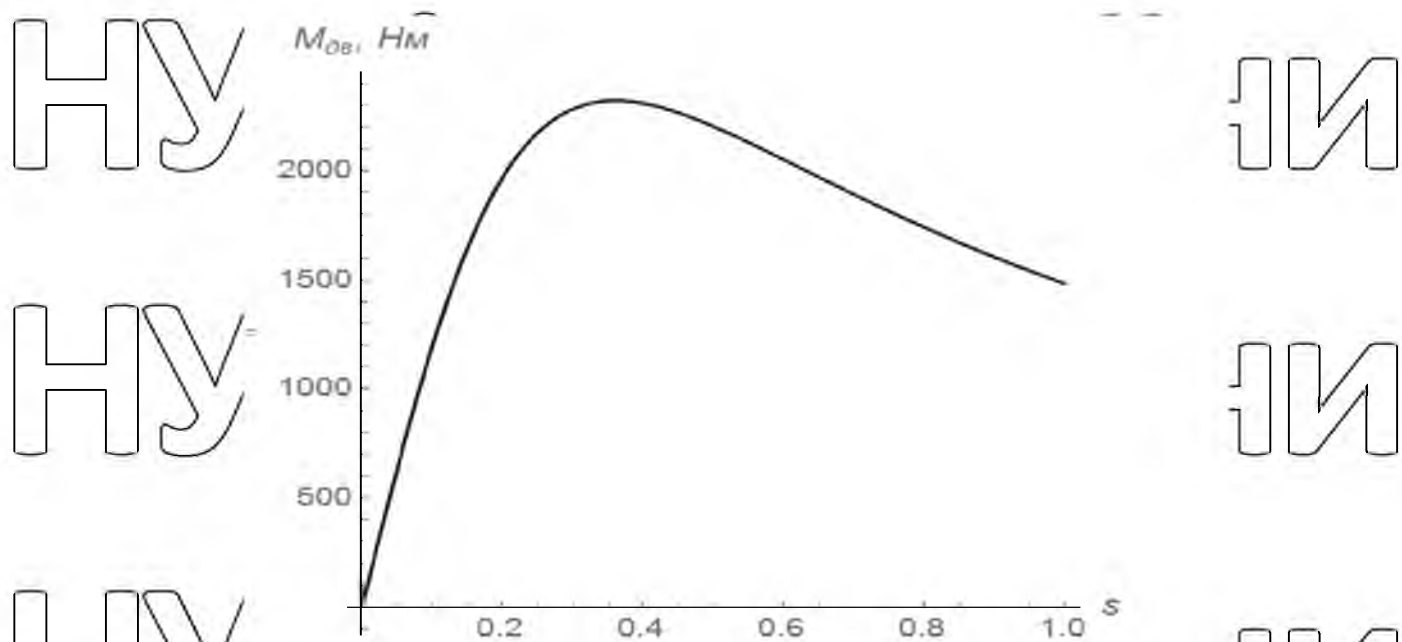


Рис. 5.3. Механічна характеристика приводного електродвигуна люльксового елеватора

Через нелінійність механічної характеристики приводного електродвигуна люльксового елеватора система диференціальних рівнянь (5.9) не може бути розв'язана аналітичними методами з використанням чисельних методів, розроблених в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

4.4. Динамічний аналіз люлькового елеватора

В магістерській роботі проведені всі необхідні розрахунки люлькового елеватора, які дозволили обрати всі елементи конструкції, робоче органу та приводного механізму. Для цих елементів знайдені всі необхідні параметри та характеристики необхідні для проведення динамічного аналізу люлькового елеватора при транспортуванні сільськогосподарських вантажів.

В результаті чисельного розв'язування системи нелінійних диференціальних рівнянь руху люлькового елеватора (5.9) за допомогою розробленої комп'ютерної програми для числових параметрів конкретного люлькового елеватора розраховані залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик люлькового елеватора.

За результатами проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних (рис.5.4,...,рис.5.7), силових (рис.5.8-5.9) та енергетичних (рис.5.10) характеристик приводного механізму та робочого органу люлькового елеватора

$\dot{\phi}_1$, рад/с

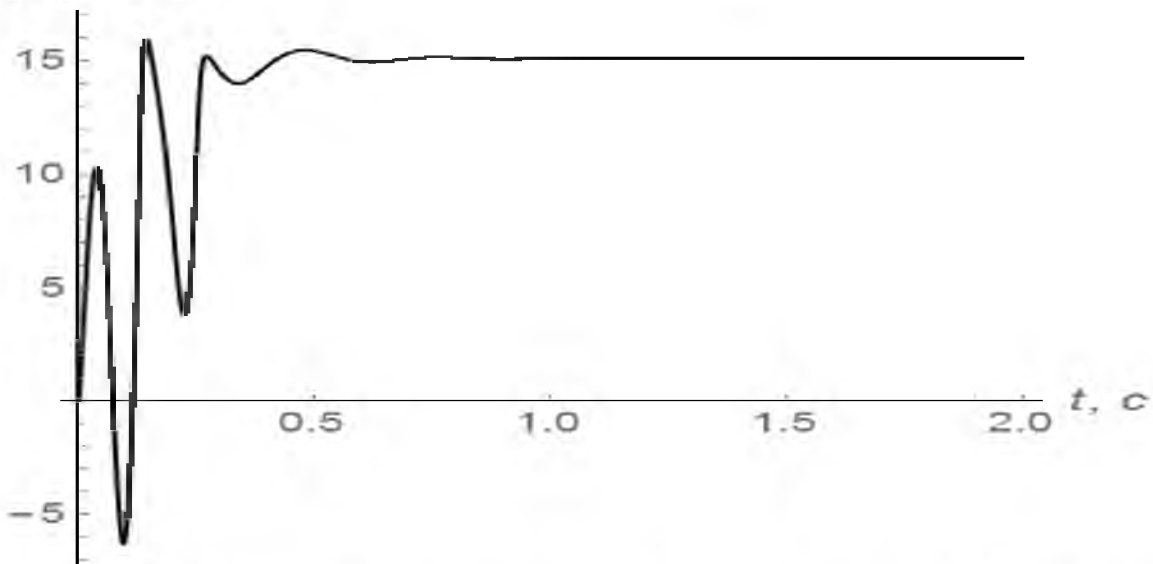


Рис. 5.4. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора

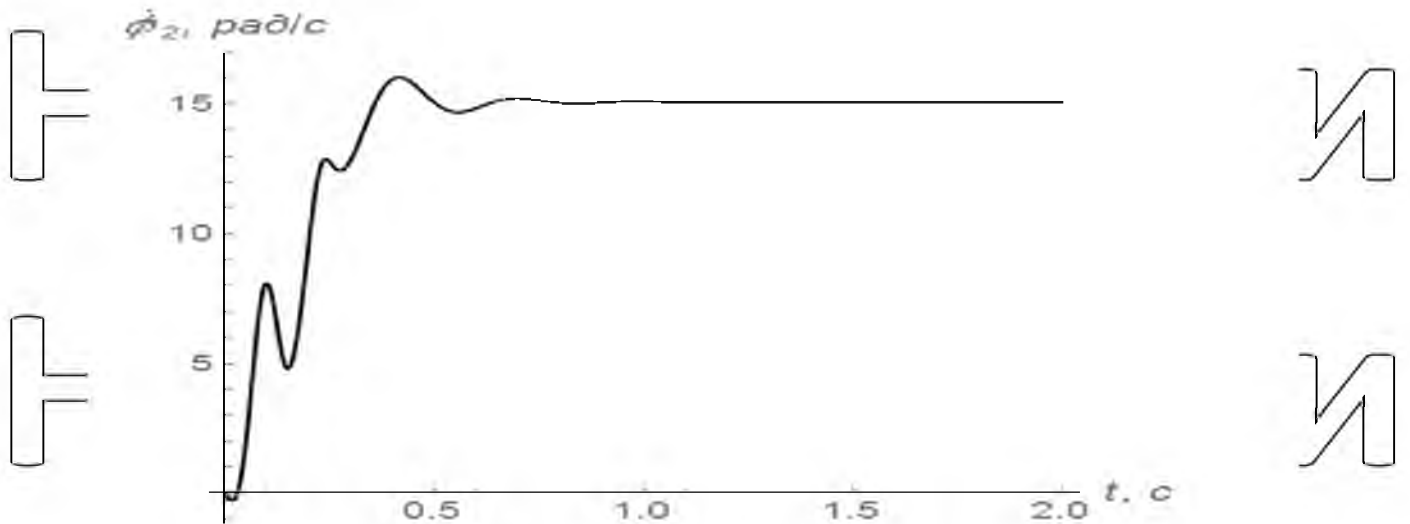


Рис. 5.5 Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора

З графічних залежностей кутових швидкостей першої (рис.5.4) та другої (рис.5.5) зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора

спостерігаються значні коливання швидкостей як першої, так і другої маси.

Причому амплітуда коливань першої маси значно перевищує амплітуду другої маси, звідки можна зробити висновок, що приводний електродвигун і приводний механізм в цілому працює в більш важкому динамічному режимі в

порівнянні з режимом руху робочого органу (тягового органу з люльками та

вантажем. Разом з тим ці високочастотні коливання досить швидко протягом процесу пуску затухають і на ділянці усталеного руху швидкості приводного двигуна і тягового органу з люльками та вантажем залишаються сталими величинами.

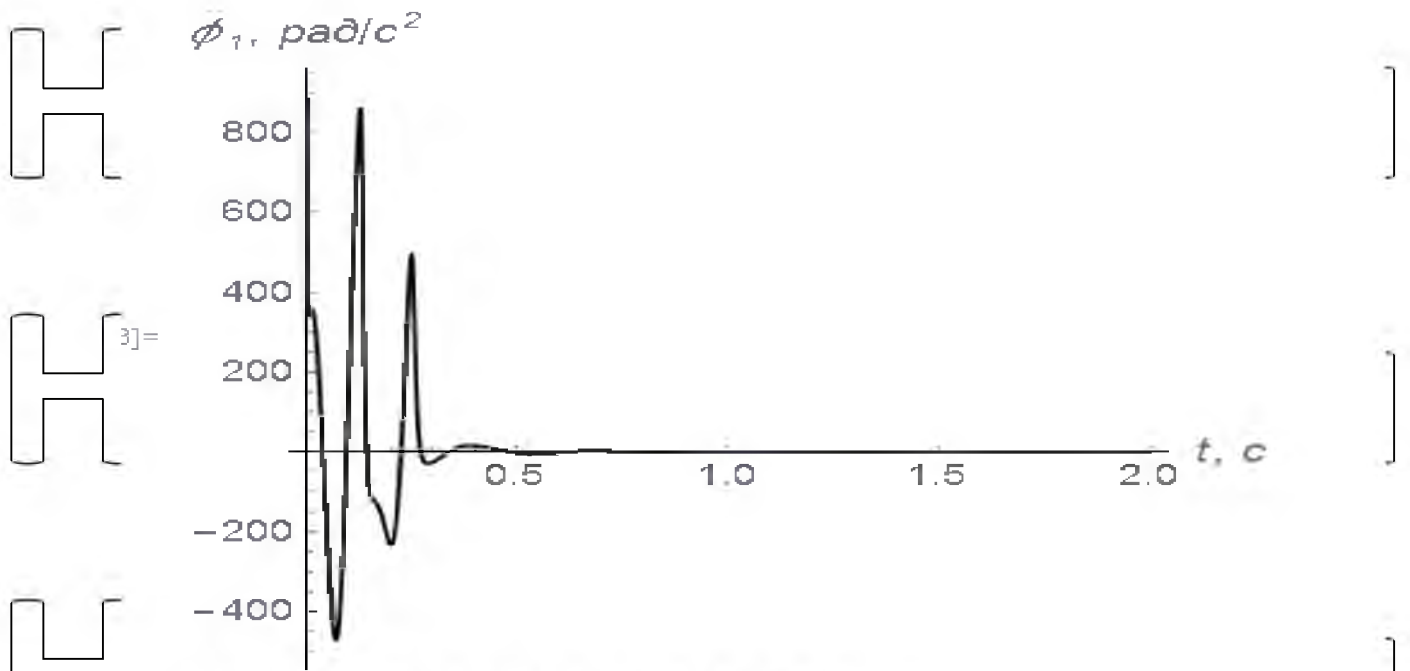


Рис. 5.6. Графік кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора

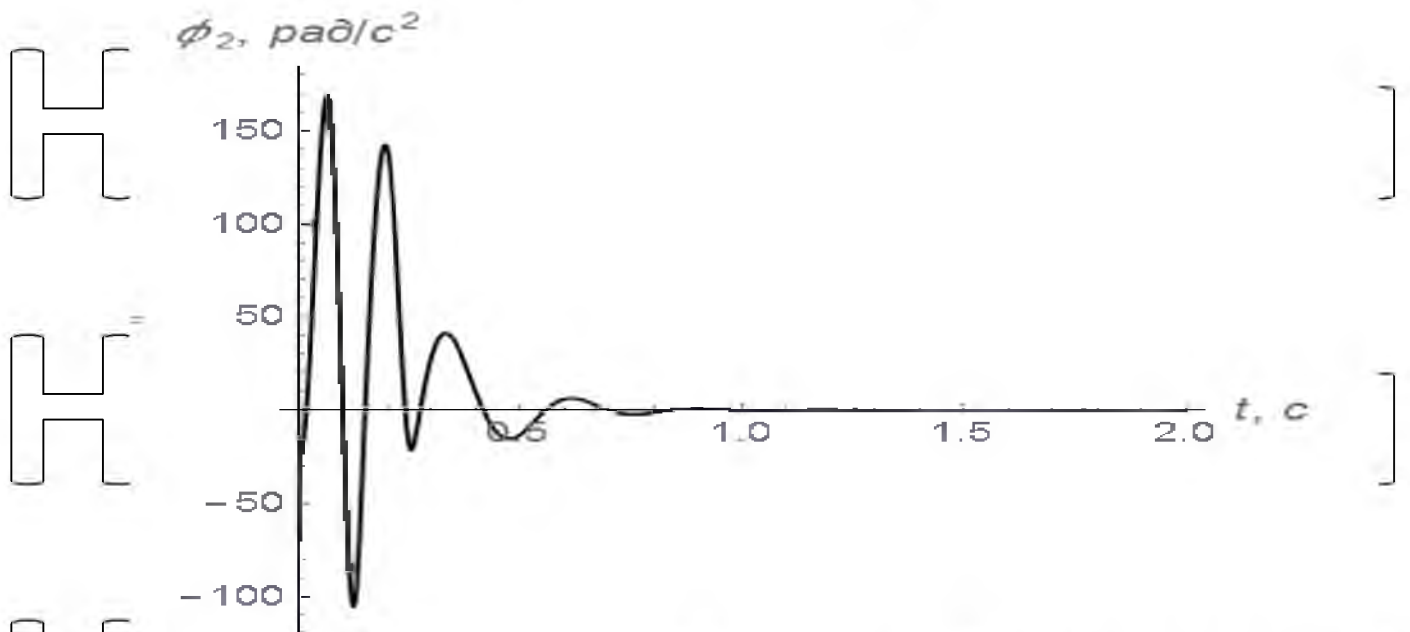


Рис. 5.7. Графік кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора

З наведених графічних залежностей кутових прискорень першої (рис.5.6) та другої (рис.5.7) зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора видно, що мають місце значні високочастотні коливання прискорень як першої,

так і другої мас. Разом з тим, амплітуда коливань прискорень першої маси значно

перевищує амплітуду коливань другої маси. Максимальне значення

прискорення першої маси фіксується в початковий момент пуску і становить

майже 900 рад/с^2 , а другої в початковий момент часу дорівнює нулю і зростає

від цього значення до максимального значення 170 рад/с^2 . В першій масі

кутове прискорення в 5,4 разів перевищує кутове прискорення другої маси.

З чого робимо висновок, що приводний механізм працює в значно більш

складному динамічному режимі в порівнянні з робочим органом.

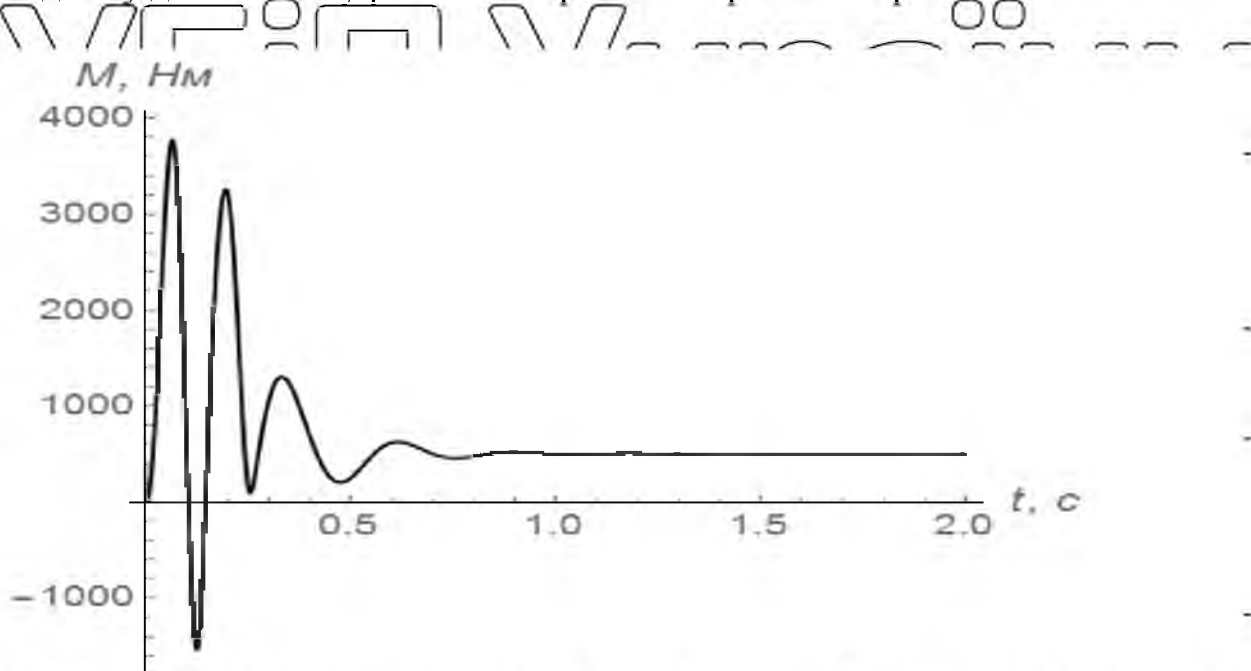


Рис.5.8.Графік зміни пружного моменту в приводному механізмі люлькового елеватора

З отриманої залежності пружного моменту приводу (рис 5.8) видно, що мають місце значні високочастотні коливання пружного моменту, де

максимальне значення в 6,3 рази перевищує усталене значення. Це вказує на

значне перевантаження приводного механізму люлькового елеватора. Однак до

кінця процесу пуску коливання пружного моменту згасають і він приймає

усталене значення.

НУБІП України

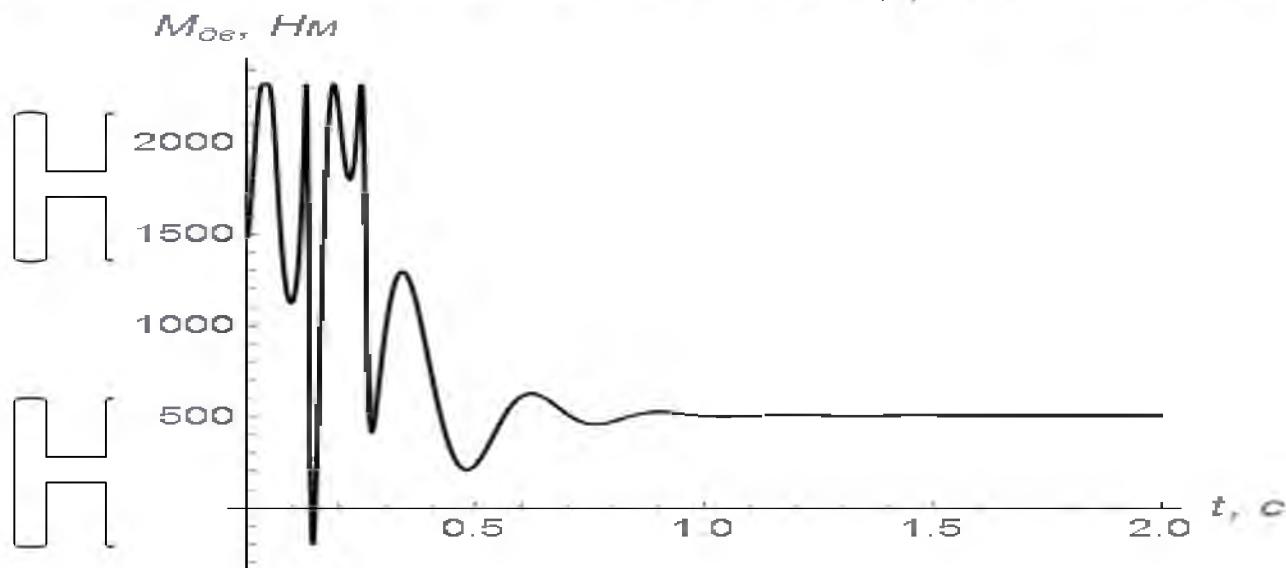


Рис.5.9.Графік зміни рушійного моменту приводного електродвигуна люлькового елеватора

В графічній залежності рушійного моменту приводного електродвигуна (рис.5.9) можна бачити, що мають місце високочастотні хаотичні коливання, при яких максимальне значення моменту в 4,6 разів перевищує усталене значення, але ці коливання досить швидко затухають.

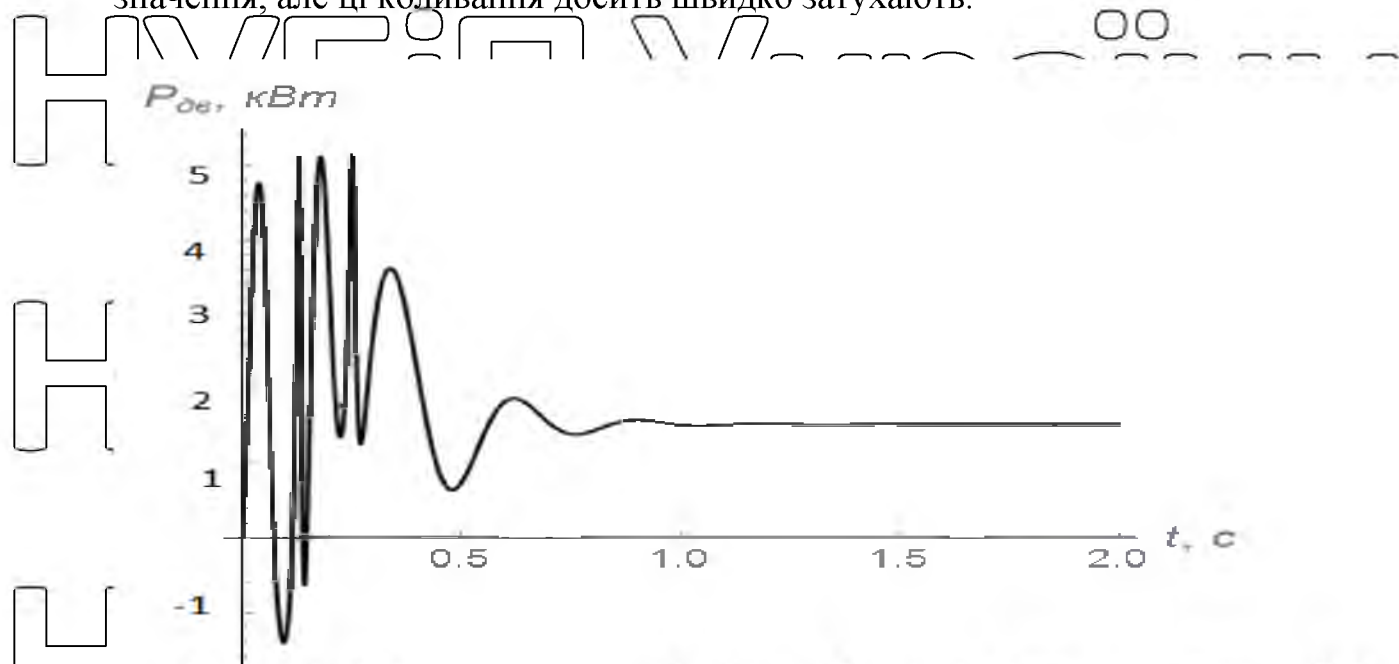


Рис. 5.10. Графік зміни потужності приводного електродвигуна люлькового елеватора

З наведеної графічної залежності потужності приводного електродвигуна (рис.5.10) видно, що мають місце високочастотні неперіодичні коливання хаотичного типу, при яких максимальне значення потужності втричі перевищує установлене значення. Однак ці коливання досить швидко (протягом 1с руху) затухають.

З наведених залежностей (рис.5.4 – 5.10) видно, що майже всі кінематичні, силові та енергетичні характеристики люлькового елеватора змінюються в коливальному режимі, який є досить інтенсивним на початковій стадії пуску, а при виході на установлений режим руху усі коливання затухають протягом секунди. При цьому максимальні значення цих характеристик в 2,5 – 6,5 разів перевищують установлені значення. Найбільш доцільним шляхом усунення коливань в процесі пуску та зменшення динамічних навантажень є проведення оптимізації режиму руху під час процесу пуску.

5.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску елеватора

З наведеного в п'ятому розділі магістерської роботи динамічного аналізу режиму руху люлькового елеватора при транспортуванні сільськогосподарських 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 русі люлькового елеватора. Виходячи з наведених результатів розрахунку попереднього розділу, приходимо до висновку, що є необхідність в значному зменшенні динамічних навантажень в приводному механізмі та робочому органі люлькового елеватора, які приводять до передчасного руйнування його елементів приводного механізму та робочого органу.

Одним із шляхів зменшення динамічних навантажень в елементах люлькового елеватора є вибір цілеспрямованого режиму руху приводного механізму. Для суттєвого зменшення динамічних навантажень і усунення коливань в елементах приводу та робочого органу запропоновано оптимізувати режим руху приводного механізму на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху), де виникають найбільші навантаження та колювання ланок зі значною амплітудою. Однією з найбільш небезпечною ділянкою руху люлькового елеватора 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 люлькового елеватора. Змінні аперіодичні динамічні навантаження досить негативно впливають на втомне руйнування елементів приводного

механізму, робочого органу та конструкції люлькового елеватора в цілому і, як наслідок, знижується надійність роботи елеватора та підвищуються енергетичні витрати приводу.

Для проведення оптимізації режиму руху приводного механізму люлькового елеватора необхідно обрати критерій оптимізації. Оскільки виникає задача зменшення динамічних навантажень в елементах конструкції елеватора, то критерій повинен відображати ці навантаження. Причому ці навантаження повинні відображатись протягом всього процесу пуску люлькового елеватора.

Тому в критерії оптимізації режиму руху елеватора 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 формулю і виражатись у вигляді інтегралу за часом протягом всієї тривалості процесу пуску.

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

$$M_{pc} = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_p^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5.1)$$

де t , t_1 – часу та тривалість процесу пуску люлькового елеватора при транспортуванні сільськогосподарських вантажів; M_p – функціональна залежність моменту сили в пружному елементі приводного механізму люлькового елеватора.

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

5.2. Визначення оптимального режиму пуску люлькового елеватора

Для проведення оптимізації режиму руху люлькового елеватора сформуємо критерій оптимізації, який необхідно мінімізувати за час перехідного процесу руху елеватора. Оскільки у вираз критерію повинен входити момент сили в пружному елементі приводного механізму люлькового елеватора, то визначимо його. Для цього використаємо такий вираз

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (5.2)$$

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

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (5.9) можна записати

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (5.3)$$

де J_{p2} – момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора при транспортуванні сільськогосподарських вантажів; M_{p2} – зведений момент сил опору повороту другої зведеної маси (робочого органу втяговими ланцюгами, люльками та вантажем).

Запишемо підінтегральний вираз критерію (6.1) з урахуванням залежності (5.4), в результаті чого отримаємо такий вираз

$$f = \int_0^T (J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2})^2 dt. \quad (6.4)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (6.1) з урахуванням виразу (5.5) є рівняння Пуассона, які мають такий вигляд

Після підстановки в рівняння Пуассона виразу (6.4) отримаємо умову мінімуму критерію (6.1), що відображає динамічні процеси в приводі люлькового елеватора, яка представляється наступним диференціальним рівнянням

$$2J_{p2} \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (5.6)$$

Рівняння (6.5) справедливе тільки в тому випадку, коли $\ddot{\varphi}_2 = 0$, оскільки інші складові не можуть дорівнювати нулю. В результаті послідовного інтегрування рівняння (6.5) отримаємо наступні залежності координати другої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора та її похідні за часом:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3, \end{aligned} \quad (5.7)$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні, що знаходяться з таких крайових умов руку люлькового елеватора:

$$t=0: \quad \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_2 = 0; \quad t=t_1: \quad \varphi_2 = \omega; \quad \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (5.8)$$

В умовах (6.7) ω - усталена кутова швидкість приводного вала з зірочками люлькового елеватора.

В результаті використання крайових умов (6.7) для виразів (6.6) знайдемо постійні, які приймають такі значення:

$$(5.9) \quad C_1 = \frac{2\omega}{t_1^2}; C_2 = \frac{2\omega}{t_1}; \quad C_3 = 0; \quad C_4 = 0.$$

Після підстановки виразів (6.8) в залежності (6.6) знайдемо кінематичні характеристики оптимального динамічного режиму пуску люлькового елеватора, які забезпечують характер зміни пружного моменту в приводі люлькового елеватора де відсутні коливання при практично відсутніх динамічних навантаженнях в приводі та елементах конструкції люлькового елеватора.

З другого рівняння системи рівнянь (5.9) виразимо координату першої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора, що відображає приводний механізм і має такий вигляд

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (5.10)$$

Взявши двічі похідну за часом від виразу (6.9), визначимо швидкість та прискорення кутового обертання першої зведеної маси динамічної моделі люлькового елеватора елеватора:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}; \quad (5.11)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c}. \quad (5.12)$$

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

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (5.13)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_1 + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (5.14)$$

Тут J_{p1}, J_{p2} — моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора, які відображають приводний механізм і робочий орган

елеватора, який включас в себе тягові ланцюги, люльки та сільськогосподарський вантаж, що транспортується; M_{p2} – зведений до приводного валу момент сил опору робочого органу люлькового елеватора; ω – кутова швидкість усталеного руху приводного валу люлькового

елеватора; t_1 – тривалість пуску приводного механізму люлькового елеватора.

Знайдемо залежність потужності на приводному валу люлькового елеватора

$$P_d = M_d \dot{\varphi}_1. \quad (5.15)$$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

5.3. Результати оптимізації режиму пуску люлькового елеватора

Для люлькового елеватора, представленого двомасовою динамічною моделлю в результаті проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик оптимального режиму руху люлькового елеватора на ділянці пуску, що представлені на рис.5.1, ..., рис.5.6.



Рис.5.1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі

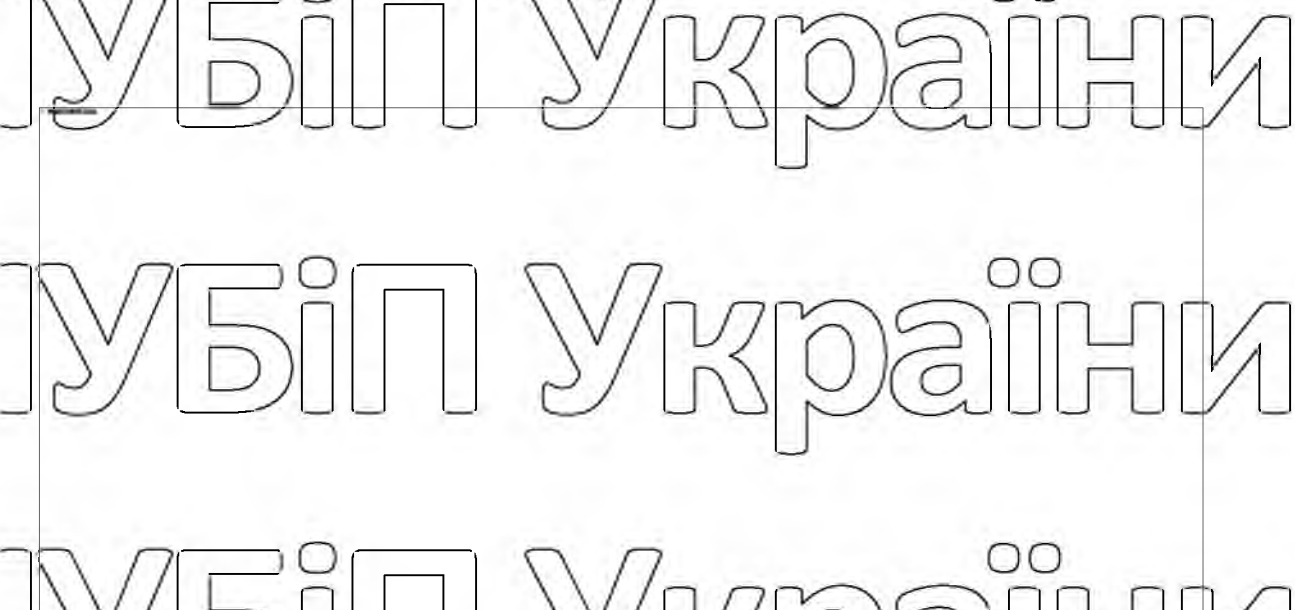


Рис.5.2. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі

Кутові швидкості оптимального режиму пуску першої (рис.6.1) та другої (рис.5.2) зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора змінюється плавно за параболічним законом до усталеної швидкості руху. Такий оптимальний режим руху усуває коливання в системі люлькового елеватора і мінімізує динамічні навантаження в його елементах.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Рис.5.3. Графік кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі

НУБІП України

НУБІП України

Рис.5.4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі

Кутові прискорення оптимального режиму руху першої (рис.5.3) та другої

(рис.5.4) зведених мас динамічної моделі люлькового елеватора змінюються за

лінійним законом від максимального значення до нуля в процесі пуску

приводного механізму. Такий оптимальний режим руху усуває кінвання

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

НУБІП УКРАЇНИ

Рис.5.5. Графік зміни рушійного моменту приводного електродвигуна лодькового елеватора

Рушійний момент приводного електродвигуна (рис. 5.5)

лодькового елеватора змінюється плавно за лінійним законом від максимального до усталеного значення в процесі пуску. Такий оптимальний режим руху усуває ксливання рушійного моменту, але на початку пуску він приймає максимальне значення, яке миттєво зростає від нульового значення, що може викликати додаткові динамічні навантаження.

НУБІП УКРАЇНИ

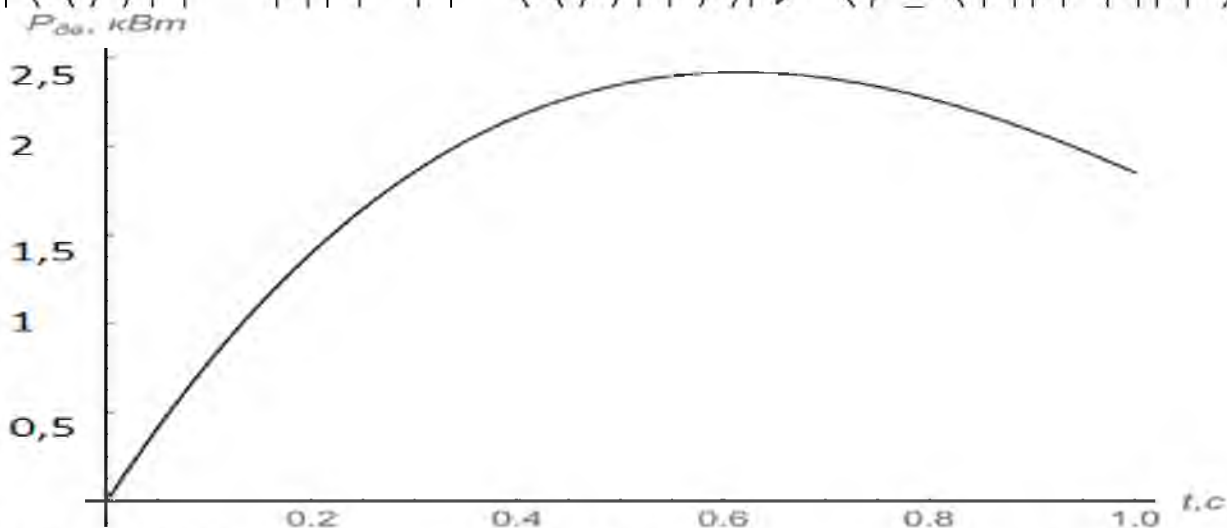


Рис.5.6. Графік зміни потужності на валу приводного електродвигуна лодькового елеватора

НУБІП УКРАЇНИ

Потужність на валу приводного електродвигуна (рис. 5.6)
люлькового елеватора 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 приводного механізму
люлькового елеватора.

З наведених графічних залежностей (рис. 5.1, ..., рис. 5.6)
оптимального силового режиму руху приводу люлькового елеватора, можна
зробити висновок, що коливання в ланках люлькового елеватора при
транспортуванні сільськогосподарських вантажів усуваються. Отримані
залежності показують, що динамічні навантаження зменшуються до
мінімальних значень і рух ланок приводу є плавним в порівнянні з некерованим
рухом люлькового елеватора. Крім того, при оптимальному режимі руху мають
місце незначні енергетичні витрати в процесі пуску люлькового елеватора, бо
лише на 25% максимальне значення потужності електродвигуна перевищує
усталене значення.

РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Доцільність проведення дипломного проекту визначається рівнем економічної ефективності проведеного заходу з модернізації технічного об'єкта.

У цьому дипломному проекті робиться спроба сконструювати пристрій для завантаження бракувального верстата на базі люлькового конвеєра і роликового конвеєра, які є типовими пристроями. Модернізація полягає в тому, що люлька проектується з механізмом поворотної куліси, що дозволяє без оператора розвантажувати люльку і завантажувати рулон тканини в роликовий конвеєр.

Аналізуючи джерела економічного ефекту в цьому заході (проектуюванні пристрою), зупинимося на наступній складовій – економії заробітної плати за рахунок ліквідації часу на розвантаження коліскового конвеєра і завантаження роликового конвеєра. Порівняємо вартості проектної та базисної люльки, яка використовується на ВАТ "Знамя Індустріалізації". Вартість останньої

становить 115 040 грн.

Зведемо опис всіх деталей, що входять в конструкцію проектної люльки в таблицю 5.1, разом зі своїми вартостями. Тоді вартість проектної люльки становить 149 910 грн.

Економічний ефект від використання проектної люльки виникає в зв'язку з тим, що відпадає необхідність ручного (механізованого) розвантаження конвеєра ($t_3 = 13$ с) і завантаження роликового конвеєра ($t_3 = 12$ с). Для кожної люльки час трудомісткості знижується на 25с. В зміну рулонів подається на розбракування на один розбракувальний стіл до 24 (20 хвилин на розбракування 1 рулону). В зміну відбувається економія робочого часу вантажника $E_c = 25 \times 24 = 600$ с. Режим роботи двозміний. У дві зміни економія робочого часу становить $E_d = 600 \times 2 = 1200$ с. Номінальний річний фонд робочого часу знаходиться за формулою

$$T_n = T_k - T_v = 365 - 112 = 253,$$

T_v - число вихідних і святкових днів у році, $T_v = 112$ днів;

T_k - число календарних днів у році, $T_k = 365$ днів;

a - тривалість робочої зміни, $a = 8$ годин;

Корисний фонд часу:

$$T_{\text{п}} = T_k - T_{\text{н/я}};$$

$T_{\text{н/я}}$ - неявки на роботу $T_{\text{н/я}} = 24$ днів,

$$T_{\text{п}} = T_k - T_{\text{н/я}} = 365 - 24 = 341.$$

Тоді економія робочого часу в році становитиме $E_{\text{г}} = E_{\text{д}} \times T_{\text{п}} = 1200 \times 229 = 274800 \text{с} = 76,3 \text{ год.}$

Визначимо економію на заробітній платі вантажника.

$$E_{\text{озп}} = \text{ГТС} \times K_{\text{т}} \times T_{\text{вр}} = 1750 \times 76,3 = 133525 \text{ гривень,}$$

де ГТС - годинна тарифна ставка вантажника в розкритому цеху ВАТ

"Знамя індустріалізації", ГТС = 1750грн

Економія додаткової заробітної плати становить 40% від основної заробітної плати, податки і відрахування до фонду соціального захисту - також 40% від основної заробітної плати. Разом економія на заробітній платі становить $E_{\text{зп}} = 1,8E_{\text{озп}} = 1,8 \times E_{\text{озп}} = 1,8 \times 133525 = 240345$ грн.

Річний економічний ефект визначиться наступним чином

$$E_{\text{р}} = E_{\text{зп}} \times n / T + E_{\text{м}} = 240345 \times 16 / 10 - 89410 = 97289 \text{ грн,}$$

де $E_{\text{м}}$ - різниця у вартості проектної та базисної колісок,

$$E_{\text{м}} = C_{\text{п}} - C_{\text{б}} = 295000 - 384410 = -89410 \text{ грн,}$$

n - потрібне кількість колісок, $n = 16$;

T - термін служби проектного обладнання в роках, $T = 10$ років.

Економічний ефект від впровадження колісок з механізмом поворотною лаштунки становить 97289грн.

Таблиця 6.1 - Зведена таблиця вартості деталей, необхідних для проектного варіанту виконання люльки

Деталь	Ціна	К-сть	Вартість
Ричаг	23500	2	47000
Штовхач	22300	2	44600
Кутик	14080	2	28160
Кутик нижній	12050	2	24100
Стяжка	9800	2	19600
Основа	13500	1	13500
Кронштейн	10800	2	21600
Кронштейн	11450	2	22900
Вісь	3000	2	6000
Ролик	4500	2	9000
Шайба	1800	2	3600
Вісь	3000	2	6000
Розпірка	15000	3	45000
Розпірка	14800	5	74000
Вісь	3000	2	6000
Шайба	1300	5	6500
Декапир	1500	1	1500
Штифт 3×10 ГОСТ 3128-70	350	2	700
Винт М5×12-055 ГОСТ 17745-72	450	2	900
Шайба 10.65 ГОСТ 6402-70	300	5	1500
Гайка М10 ГОСТ 5915-70	450	5	2250
Всього			384410

НУБІП України

7.1. Загальні положення

1) До роботи допускаються особи, які досягли 18-літнього віку, що

пройшли спеціальне навчання, медогляд, визнані придатними до стану здоров'я, інструктажі з питань охорони праці (вступний, первинний на робочому місці), навчання та перевірку знань на 1-кваліфікаційну групу

допуску по електробезпеці, інструктаж із пожежної безпеки і навчання

прийомам надання першої долікарської допомоги потерпілим. Повторний

інструктаж проводиться 1 раз у 3 місяці. Допуск до самостійної роботи

здійснюється керівником виробничої дільниці після стажування під спостереженням майстра, для придбання навичок безпечного ведення

виробничих процесів протягом 2-15 змін (залежно від стажу, досвіду і

характеру роботи).

2) Перед початком роботи майстру необхідно призначити відповідального за вмикання і вимкання люлькового конвеєру. Біля пульта керування вивісити

табличку, хто має право вмикати і вимкати лафет. Під час проведення

ремонтних робіт біля пульта вмикання вивісити табличку "Лінія вимкнута",

"Не вмикати – проводяться ремонтні роботи". По закінченні ремонтних робіт,

зняти таблички і майстру упевнитись у відсутності людей на лінії, дати дозвіл

слюсарю на вмикання конвеєра в роботу по гудку: один довгий – включення,

два довгих – виключення.

НУБІП України

НУБІП України

3) Небезпечні фактори:

- при проході під конвеєром;
- при заміні підвіски, люльки, ланцюга;
- при рихтуванні люльки, підвіски, перенесенні люльки, підвіски ланцюга.

4) Робітник зобов'язаний:

- дотримуватися зобов'язань щодо охорони праці, передбачених колективним договором та правилами внутрішнього трудового розпорядку підприємства;
- проходити у встановленому порядку попередні та періодичні медичні огляди;
- вміти користуватися засобами індивідуального захисту;
- вміти надавати першу медичну допомогу потерпілим при нещасних випадках;
- знати і виконувати вимоги нормативних актів з охорони праці та даної інструкції, правила виробничої санітарії, правила поводження з конвеєрами, устаткуванням і іншими засобами виробництва;
- не знаходитися на території в нетверезому стані, не вживати спиртні напої та наркотичні речовини;
- робітник має право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я, або людей, які його оточують, і навколишнього середовища.

5) Робітник повинен користуватися виданим йому спецодягом та ЗІЗ.

6) За порушення даної інструкції, робітник притягується до дисциплінарної, адміністративної, матеріальної та кримінальної відповідальності згідно з законодавством України.

7.2. Вимоги безпеки перед початком роботи.

1) Приступаючи до роботи, надягніть спецодяг і приведіть його в порядок, не допускайте наявності кінців, що звисають.

2) Прийом і здавання зміни при безперервній роботі проводиться за 15 хвилин до початку зміни.

3) Приступаючи до роботи необхідно:

- Оглянути люльковий конвеєр.

- Оглянути проходи і підходи до приводних і натяжних ступінь люлькового конвеєра, вони повинні бути чистими, не закидані бремцями, не заставлені цеглами, і другим інструментом, провести обхід всього конвеєра.

4) Проконтролювати, щоб були прибрані сторонні предмети на робочих місцях і шляхах переміщення, переконатися у відсутності речовин, що викликають ковзання.

5) При виявленні несправностей і відмов у роботі устаткування, за вказівкою майстра, прийняти необхідні заходи для усунення недоліків і нормальної роботи зміни.

6) Проконтролювати, щоб при вмиканні устаткування робітниками, не виникне небезпека для інших осіб, що можуть виявитися в небезпечних зонах.

7) Огляньте підлогу на робочому місті, вона повинна бути чистою.

8) Включіть освітлення робочої зони.

9) При укладці цегли на піддоні не допускати падіння цегли.

10) При виявленні несправностей обладнання та пристосувань, не приступайте до роботи, повідомте свого безпосереднього керівника або іншу посадову особу. Не виконуйте самостійний ремонт конвеєра.

7.3. Вимоги безпеки під час роботи.

1) Щоб запобігти травмуванню і виникненню травмобезпечних ситуацій, потрібно дотримуватись таких вимог:

- не залишайте робоче місце і не допускайте присутності на ньому сторонніх осіб, без дозволу керівника;
- працюйте на справному устаткуванні, при виявленні несправностей повідомте безпосереднього керівника робіт;
- не виконуйте роботи, які не входять у ваші обов'язки.

2) Під час роботи необхідно бути уважним, не відволікатися і не відволікати інших.

3) Провести огляд і підготовку до роботи люлькового конвеєра за 15 хв. до початку зміни.

4) При включенні і виключенні конвеєра подавати попереджувальні сигнали:

- один довгий – пуск;
- два довгих сигнали – зупинка.

5) Під час роботи спостерігати за технічним станом ланцюга конвеєра, підвісок, люльок, механізмів і вузлів приводної і натяжної станції.

6) Не допускати критичного зносу петлі підвісок і ланцюга, їх розриву, ризику нещасного випадку.

7) Завжди мати в резерві ланцюг, підвісні ролики, люльки.

8) При розриві ланцюга конвеєра терміново доповісти майстру і негайно ліквідувати розрив ланцюга, мінімально затрачуючи робочий час. Ремонт проводити із слюсарем преса по формуванні цегли сирцю.

9) Постійно вести нагляд за станом поворотних кругів (вони не повинні мати люфти на підшипниках і великої виробітки в заглибленні по лінії проходження ланцюга).

10) Контролювати стан кутників (направляючих роликів), при великому обсязі виготовлення (горизонтальна полка тонка і деформована), доповісти майстру, механіку, при виникненні необхідності – замінити.

11) Брати участь в ремонті технологічного обладнання лінії формування цегли-сирцю.

12) Під час ремонту (заміни ланцюга, підвіски, люльки) полькового конвєсера на пульта керування, при вимкненому рубильнику вивішувати таблички, “Не вмикати – працюють люди” “Робота на лінії”

13) Про всі неполадки, які трапилися на зміні записувати в журнал, і обов'язково про це доповісти майстрові.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

7.4. Вимоги безпеки після закінчення роботи.

1) Після зупинки конвеєра, в кінці зміни, провести прибирання робочого місця і інструменту, підготувати до передачі зміни.

2) При передачі зміни проінформувати змінника про всі несправності і неполадки в роботі і доповісти майстру, записати в журнал.

3) Прийняти душ, спецодяг скласти в шафу.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

7.5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.

1) Аварійною ситуацією є обставини, розвиток яких може призвести до серйозних поломок устаткування, руйнації будівельних конструкцій, пожежам, травмуванню або загибелі людей.

2) При виникненні аварійних ситуацій (можливий розрив ланцюга, петлі підвіски, поломка ролика, поломка зубів шестерні, і т.д.), що можуть привести до нещасного випадку, необхідно негайно припинити роботу, доповісти майстру, механіку і негайно приступити до ремонту, не допускаючи зриву робочої зміни.

3) При загорянні електроустаткування робітники повинні використовувати тільки вуглекислотні вогнегасники.

4) Для гасіння інших осередків пожежі необхідно користуватися пінними вогнегасниками.

5) При нещасному випадку або раптовому захворюванні, що трапилося на виробництві, надати допомогу потерпілому.

6) При ситуаціях які безпосередньо загрожують життю і здоров'ю - неконтрольоване горіння, руйнація будівельних конструкцій покинути цех через вихід і знаходитися в центрального входу в будівлю.

7) Якщо є потерпілі, надавати їм першу медичну допомогу; при необхідності, викликати "Швидку допомогу".

8) При пожежі викликати пожежну частину і приступити до її гасіння наявними засобами пожежогасіння.

9) В усіх випадках виконувати вказівки керівника робіт.

7.6. Характеристика пристрою

Характеристика пристрою для завантаження бракувального верстата приведена в таблиці 6.6.1.

Таблиця 6.6.1) Загальна характеристика проектованого об'єкта

Вихідні параметри		Характеристика параметра
Небезпечні і шкідливі фактори, наявні в конструкції виробу або проявляються при його експлуатації	Наявність шкідливих, небезпечних або токсичних речовин	Так, (см. таблицю 6.2)
	Наявність джерел іонізуючого випромінювання	Ні
	Наявність вібрацій	Ні
	Наявність шуму	Так, (см. таблицю 6.3)
	Наявність джерел електромагнітних полів	Ні
	Наявність можливості ураження людини електричним струмом	Так, (см. таблицю 6.4)
	Наявність небезпек при роботі виробу на холостому ході і при обробці виробів	Так, (см. таблицю 6.5)

Стверджувальне зміст деяких осередків в графі "характеристика параметра" вимагає розгорнутого опису тих чи інших переважаючих шкідливих або небезпечних виробничих факторів, представленого в наступних таблицях.

НУБІП України

Таблиця 6.6.2 - Характеристика шкідливих, небезпечних і токсичних речовин

Вихідні параметри	Характеристика параметра	Графа
Найменування речовини	Масло індустріальне І-ІІА, ГОСТ 20799-79 або інші масла, що мають кінематичну в'язкість 10-14 сСт при 50 °С	[п/з]
Агрегативний стан	Рідке	[п/з]
Клас небезпеки речовини	III	[18]
Гранична допустима концентрація мг/м ³	5 00	[19,22]
Температурні межі запалення, °С	НТПВ=205,9 ВТПВ=207,2	[19,22]
Категорія вибухонебезпечності речовини	IIa	[19,22]
Група вибухонебезпечної речовини	T3	[19,22]
Температура еналаху парів, °С	180	[19,22]
Температура самозапалювання, °С	235-237	[19,22]
Кількість речовини на проєктованому об'єкті, кг	0,5	[п/з]
Кількість речовини, що виділяється в повітря робочої зони, мг/м ³ , не більше	4	[п/з]

Таблиця 6.6.3 - Характеристика виробничого шуму

Вихідні параметри	Характеристика реалізованого параметра									Графа
Характеристика робочого місця	Робоче місце розбракувальника									[п/з]
Джерело шуму	Електропривод машини									[п/з]
Рівні звукового тиску на проєктованій ділянці, дБ	f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	[п/з]
	L	110	104	98	96	92	90	88	86	
Допустимі рівні звукового тиску, дБ	f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	[15]
	L	113	105	100	97	93	91	89	87	
Заходи по досягненню нормованих параметрів виробничого шуму	Своєчасне змащування механізмів машини; заміна зношених деталей.									[15]

Примітка:

f- середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц;

L- рівень звукової потужності, дБ.

Таблиця 6.6.4 - Характеристика небезпеки ураження персоналу

електричним струмом

Вихідні параметри	Характеристика реалізованого параметра	Графа
Клас приміщення за небезпекою ураження електричним струмом.	3 підвищеною небезпекою	[23]
Напруга електричного струму живлення електромережі, В	Привод – 380; Мережа освітлення – 220	[п/з]
Потужність джерела електричного струму	0,91кВт	[п/з]
Тип виконання електрообладнання	Закритий	[п/з]
Клас електрообладнання за способом захисту людини від ураження ел.струмом	Клас захисту 1	[23]
Засоби захисту, колективної, від ураження ел.струмом	Заземлення, ізоляція струмоведучих частин	[23]
Спосіб відключення електрообладнання від мережі живлення	Потрійний: загальний рубильник, плавкі вставки і автомат при короткому замиканні - автоматичні вимикачі, при роботі рубильником вимкнення напруги приміщення, блоку розеток	[п/з]
Опір ізоляції струмоведучих частин, МОм	0,5	[п/з]
Тип захисного заземлення	Штучне, ґрунтове	[п/з]
Питомий опір ґрунту, Ом·м	100	[15]
Нормоване значення опору захисного заземлення, Ом	4	[15]
Опір захисного заземлення, Ом	1,26	расчетное
Індивідуальні засоби захисту	Гумові килимки. На рубильниках попереджувальні таблички	[п/з]

Розрахуємо схему заземлення, виконану вертикальними стержнями $d = 6$ см, $l = 2,3$ м, ґрунт - суглинок $\rho = 100$ Ом. Заземлюючих пристроїв передбачається виконати у вигляді прямокутника 22×36 м². Стрижки з'єднані між собою сталеву смугою $40 \times 4,5$ мм² і зариті на глибину $t_0 = 0,7$ м.

Коефіцієнт сезонності $K_c = 1$. Розрахунок ведеться за методикою, викладеною в літературному джерелі [32].

Опір розтікання струму для одного вертикального стержневого заземлювача:

$$R_a = \frac{\rho}{2\pi \times l} \times \left(\ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right) = \frac{100}{2 \times 3,14 \times 2,3} \times \left(\ln \frac{2 \times 2,3}{0,06} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \times 1,95 + 2,3}{4 \times 1,95 - 2,3} \right) = 32,2 \text{ Ом.}$$

Відстань між стержнями а приймаємо рівним 4 м.

Визначаємо попередньо число стержнів. Довжина сполучної смуги дорівнює периметру прямокутника $22 \times 2 + 36 \times 2 = 116$ м.

$$n_{\text{перед}} = \frac{116}{4} = 29 \text{ стержнів.}$$

Коефіцієнт використання заземлювачів $\eta_{\text{ст}} = 0,63$.

Необхідна кількість труб для системи заземлення при $R_{\text{заб}} = 4$ Ом:

$$n_c = \frac{R_{\text{ст}} \times K_c}{R_{\text{заб}} \times \eta_{\text{ст}}} = \frac{32,2 \times 1}{4 \times 0,63} = 12,7, \text{ Приймаємо } n_c = 13.$$

Опір розтіканню сполучної сталеві штаби, Ом знаходиться за формулою:

$$R_n = \frac{\rho}{2\pi l_n} \times \ln \frac{2l_n^2}{dt_0},$$

де l_n - довжина сполучної смуги, м

d - еквівалентний діаметр, $d = 0,06$ м

$$R_n = \frac{100}{2 \times 3,14 \times 116} \times \ln \frac{2 \times 116^2}{0,06 \times 0,7} = 1,84 \text{ Ом.}$$

Необхідний опір системи заземлення: $R = \frac{R_n \times R_{заз}}{R_n + R_{заз}} = \frac{1,84 \times 4}{1,84 + 4} = 1,26 \text{ Ом.}$

Таблиця 6.6.5 - Характеристика небезпек при роботі виробу на холостому ходу і при обробці деталей

Вихідні параметри	Характеристика реалізованого параметра	Графа
Небезпечні зони виробу	Привід, тягові елементи і грузонесучі.	[п/з]
Засоби захисту, що виключають потрапляння людини в небезпечну зону	Кожух, захисна кришка	[п/з]
Спосіб кріплення деталі у виробі при її обробці	Ні	[п/з]
Засоби механізації при установці, кріплення і зняття оброблюваної деталі	Ні	[п/з]
Маса оброблювальної заготовки, кг	До 20 кг	[п/з]
Засоби захисту людини від пилу при обробці заготовки	Загальна вентиляція	[п/з]
Спосіб збирання пилу	Сухий, вручну щіткою	[26, 28]
Засоби механізації, що використовуються при монтажі,	Візок	[26, 28]

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

НУБІЛ ПІВНІЧНА УКРАЇНА

7.7. Санітарно-гігієнічні заходи

НУБІП України

При розробці санітарно-гігієнічних заходів необхідно вибрати відповідні параметри мікроклімату робочої зони приміщення і передбачити для їх

забезпечення системи вентиляції та опалення. Дані зведені в таблицю 6.7.1

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 6.7.1 - Метеорологічні умови на ділянці. Вентиляція, Опалення

Вихідні параметри	Характеристика реалізуемого параметра		Графа
Найменування виробничого приміщення	Розкрійний цех		[26]
Характеристика тяжкості роботи	Середньої важкості роботи, категорія ІІа		[26]
Період року	Холодний		По завданню
Температура повітряної робочої мікроклімату зони, °С	Оптимальна	19-21	[19]
	Допустима	17-23	
Відносна вологість повітря, %	Оптимальна	60-40	[19]
	Допустима	15-75	
Швидкість руху повітря, м/с	Оптимальна	0,2	[19]
	Допустима	0,1-0,4	
Вентиляція	Система вентиляції в приміщенні і на робочому місці		[19]
	Кратність обміну повітря, ч-1		[19]
	Баланс повітря		[19]
Опалення	Система опалення в приміщенні		[19]
	Центральна, водяна		

Теплоносій і його параметри	Вода, $t = 90-70$ °C	[19]
-----------------------------	----------------------	------

Штучне освітлення ділянки. Дані заходи зведені в таблицю 6.7.2

Таблиця 6.7.2 - Штучне освітлення на ділянці		
Вихідні параметри	Характеристика реалізуемого параметра	Графа

Найменування приміщення і робочого місця	Розкрийний цех, робоче місце розкрийника	[28]
Площа приміщення, м ²	1800	[17/3]
Розряд зорової роботи	Шв	[28]
Освітленість при робочому освітленні, лк	Комбіноване (загальне + місцеве) 750 загальне 300	[28]
Освітленість при аварійному освітленні: на робочих місцях	0,5	
% на шляхах евакуації, лк	5	[28]
Джерело живлення аварійного освітлення	Мережа аварійного освітлення	[28]
Джерело світла	Люмінесцентна лампа ЛБ-40	[8]
Виконання світильників	Відкрите	[8]
Потужність лампи світильника, Вт	40	[8]
Кількість світильників, шт	115 - при дволампових світильниках; 77 - при трьолампових	розрахунок

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

Розрахунок кількості світильників ведемо, використовуючи метод світлового потоку, за методикою, викладеною в літературному джерелі [8].

Розрахуємо загальне люмінесцентне освітлення для цеху площею 50 36 м², має висоту 5,5 м. Напруга освітлювальної мережі 220 Вт.

Вихідні дані: необхідна освітленість за нормами $E_n = 300$ лк ;
коефіцієнти використання світлового потоку $\zeta_l = 70\%$, $\zeta_c = 50\%$, $h_p = 0,8$ м, $h_c = 0,5$ м, відношення відстані між світильниками до розрахункової висоти підвісу $L: h = 1,5$ м.

Приймаємо світильник з люмінесцентними лампами ЛБ-40-4, мають світловий потік $\Gamma_{\text{л}} = 3000$ лм.

Розрахункова висота підвісу:

$$h = H - h_p - h_c = 5,5 - 0,8 - 0,5 = 4,2 \text{ м.}$$

Оптимальна відстань між світильниками при багаторядному розташуванні $L = 1,5 \cdot 3 = 4,5$ м.

Світильники розміщують в три ряди вздовж приміщення.

Індекс площі приміщення розраховується за формулою:

$$i = \frac{A \times B}{H_p \times (A + B)}$$

де A і B - довжина і ширина приміщення, $A = 50$ м, $B = 36$ м,

H_p - висота підвісу світильника, $H_p = 4,5$ м.

$$i = \frac{50 \times 36}{4,5 \times (50 + 36)} = 4,65.$$

При $i = 4,65$ коефіцієнт використання світлового потоку $\eta \approx 49\%$.

Число ламп знаходимо за формулою:

$$N = \frac{E_n \times S \times \zeta \times k}{\Gamma_{\text{л}} \times \eta}$$

де N - кількість світильників або кількість ламп розжарювання, шт ;

E_n - нормована освітленість, $E_n = 300$ лк .;

S - площа приміщення, $S = 1800$ м²;

z - коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z = 1,25$;

k - коефіцієнт запасу. Вибирається в залежності від атмосфери в

виробничому приміщенні, $k = 1,5$;

$F_{л}$ - світловий потік групи ламп в світильнику або лампи розжарювання,

$E_{л} = 3000$ лм .;

η - коефіцієнт використання світлового потоку, що залежить від

характеристики джерела світла, що обмежують здібностей інтер'єру

приміщення, кривої розподілу світла, а так само індексу приміщення і

Таким чином:

$$N = \frac{300 \times 1800 \times 1,25 \times 1,5}{3000 \times 0,49} = 689 \text{ шт}$$

Число світильників в кожному ряду:

- при дволампових світильниках: $\frac{689}{2 \cdot 3} = 115 \text{ шт.}$

- при трьолампових світильниках: $\frac{689}{3 \cdot 3} = 77 \text{ шт.}$

7.8. Заходи з пожежної безпеки

НУБІП України

Дані заходи зведені в таблицю 6.8.1

Таблиця 6.8.1 - Пожежна безпека. Блискавкозахист

Вихідні параметри	Характеристика реалізованого параметра	Графа
Клас приміщення по пожежонебезпеці	П-Па	[26]
Категорія виробництва по пожежонебезпеці	В	[п/з]
Характеристика матеріалів стін по спаленності	Незгораємі	[п/з]
Характеристика матеріалів перекриттів по спаленності	Незгораємі	[п/з]
Ступінь вогнестійкості стін будівлі і їх вогнестійкість, ч	П.2	[28]
Відстань від робочого місця до евакуаційного виходу, м, не більше	75	[28]
Засоби пожежогасіння	Пожежний щит, вода, вогнегасники	[26,28]
Категорія блискавкозахисту будівлі	III	[п/з]
Тип блискавкоприймача	Сітка 6×6 м	[п/з]
Опір заземлювального пристрою, Ом	1,26	[п/з]

НУБІП України

7.9. Компенсація професійної шкоди. Індивідуальний захист

Дані заходи зведені в таблицю 6.9.1

Таблиця 6.9.1 - Компенсація професійних шкідливих. Засоби індивідуального захисту. Особиста гігієна

Вихідні параметри	Характеристика реалізованого параметра	Графа
Професія	Розбраківщик	[26]
Умови праці.	Нормальні	[26]
Тривалість робочого тижня, ч.	40	[26]
Додаткова відпустка, днів.	ні	[26]
Пенсійний вік, лет.	жінки 55, чоловіки 60	[26]
Забезпечення дієвально-профілактичним харчуванням.	ні	[26]
Спецодяг.	бавовняний халат	[26]
Спецвзуття.	ні	[26]
Індивідуальні засоби захисту:		
зору, голови	не вимагаються	[26]
Засоби знезараження шкіри.	мило	[26]
Метод знежирювання кожи.	миття рук	[26]

При розробці пристрою для завантаження розбраківального верстага були враховані вимоги охорони праці і техніки безпеки, а також діючі санітарні норми і правила, норми пожежної безпеки, норми електробезпеки України.

Завдяки зниженню часу обслуговування пристрою і зниження розряду робіт обслуговуючого персоналу модернізація пристрою з позиції охорони праці представляється доцільною.

7.10. Промислова екологія

Розвиток виробництва йде все швидшими темпами і розміри збитку, що завдається навколишньому середовищу, збільшуються при цьому так, що їх вже неможливо, як раніше подолати природним шляхом, без використання глибокого продуманого комплексу заходів. Промислові відходи та забруднення, що виділяються в технологічних циклах підприємства і при очищенні виробничих стічних вод, становлять найбільшу небезпеку насамперед для населення великих промислових центрів. Для захисту навколишнього середовища ідеальним рішенням було б впровадження безвідходних технологій. Безвідходна технологія - ідеальна модель виробництва, яка в більшості випадків не дає відходів або дозволяє їх переробляти.

При використанні пропонованого устаткування замість базового зменшується використання ручної праці. Це викликано тим, що транспортована люлька виконана з механізмом повороту куліси. Знижено металоемність конструкції в порівнянні з двома базовими. Це призводить до економії природних ресурсів, необхідних для виготовлення обладнання. У зв'язку зі специфікою, виконуваних робіт, викид шкідливих речовин зведений до мінімуму.

При виготовленні частин і механізмів елеватора-накопичувача використовуються наступні матеріали:

чавун СЧ15 ГОСТ 1412-72

сталь 45 ГОСТ 1050-74.

Для змащування частин і механізмів в конструкції використовуються наступні мастильні матеріали:

масло індустріальне І12А по ГОСТ 20799-79

солідол-синтетичний марки С по ГОСТ 4366-76

або солідол жировий марки Ж по ГОСТ 1033-79.

Для настилання використовуються наступні матеріали:

- тканини для одягу чистововняні і напівшерстяні ГОСТ 28000-88;

- тканини плательні з штучних ниток і змішані ГОСТ 9619-82;

- тканини шовкові сорочкові ГОСТ 11518-88.

Тканини не є токсичними, так як виробляються в більшості з натуральної сировини, або з синтетичного, але не містить токсичних речовин.

На розкрійній ділянці забруднення повітряного середовища можливе лише пилом, яка буде потрапляти в повітря в процесі настилання тканини. Пил виділяється в малих кількостях. Відноситься до 1У класу небезпеки і має такі допустимі концентрації в повітрі:

- мінімальна разова ПДКм.р. = 0,5 мг / м³;

- середньодобова ПДКс.с. = 0,15 мг / м³.

В процесі настилання вода в технологічному процесі не використовується. Відходи в процесі настилання тканини відсутні.

Для охорони атмосферного повітря від попадання в нього пилу в систему вентиляції встановлюються фільтри.

НУБІП України

ВИСНОВОК

В магістерській роботі розроблено конструкцію і проведені всі необхідні розрахунки люлькового елеватора для транспортування сільськогосподарських вантажів. Попередніми літературними дослідженнями було встановлено, що при роботі люлькових елеваторів в системі приводного механізму та робочого органу виникають значні динамічні навантаження.

Для дослідження динамічних навантажень люлькового елеватора розроблено його динамічну, яка враховує інерційні, силові та пружні властивості елементів люлькового елеватора. Для досліджень динамічних процесів в приводному механізмі люлькового елеватора використано двомасову динамічну модель. На основі побудованої динамічної моделі з використанням принципу динамічної рівноваги розроблено математичну модель люлькового елеватора, яка являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Для розв'язування такої системи рівнянь використано наближені чисельні методи розроблені в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

В результаті розв'язування математичної моделі для конкретного люлькового елеватора визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики, в результаті аналізу яких виявлені значні коливальні процеси в елементах люлькового елеватора, де максимальні значення навантажень в декілька разів перевищували усталені навантаження.

Для усунення наявних коливальних процесів в ланках люлькового елеватора і суттєвого зменшення динамічних навантажень в елементах конструкції елеватора проведено оптимізацію режиму руху приводного механізму. В результаті проведеної оптимізації вдалось усунути коливання в

ланках лопцювального елеватора і до мінімуму звести дію динамічних навантажень.

Крім того, в магістерській роботі розроблені заходи з охорони праці і проведені економічні розрахунки.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЛІТЕРАТУРА

НУБІП України

1. Вредные вещества в промышленности: Справочник для химиков, инженеров и врачей. В 3-х т./Под ред. Н.В.Лазарева., Э.Н.Левинной. 7-е изд., перераб. и доп. - Л.: Химия, 1976.

2. ГОСТ 12566-88. Изделия швейные бытового назначения. Определение сортности.

3. ГОСТ 20521-75. Технология швейного производства (Термины и определения).

4. ГОСТ 4103-82. Изделия швейные. Методы контроля качества

5. ГОСТ 9176-77 Изделия трикотажные. Методы испытания швов.

6. Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие/ Под общ. ред. С.Н.Ничипорчика. - 2-е изд. - Мн.: Выш. школа, 1981.

7. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1984.

8. Кнорринг Г.М. Осветительные установки. - Л.: Энергоиздат, Ленингр. Отд-ние, 1981.

9. Краснощеков Л.Ф. Расчет и проектирование воздухоподогревательных установок для систем приточной вентиляции. - Л.: Стройиздат, 1972.

10. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Часть 1/А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик, В. Ф. Калачев и др. - Мн.: Выш. школа, 1982.

11. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Часть 2/А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик, В. Ф. Калачев и др. - Мн.: Выш. школа, 1982.

12. Новичихина Л.И. Справочник по техническому черчению. - Мн.: Выш. школа, 1976.

13. Охрана труда в машиностроении: Учеб. для студ. машиностроит. спец. ВУЗов/ Е.Я.Юдин, С.В.Белов, С.К.Баланцев и др.; Под ред. Е.Я.Юдина, С.В.Белова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение,

1983.14. ОСТ 17-835-80. Изделия швейные. Технические требования к стежкам, строчкам и швам.

15. Полтев М.К. Охрана труда в машиностроении. Учеб. для студ. машиностроит. спец. ВУЗов.- М. : Высш. шк., 1980.

16. Правила устройства электроустановок / Минэнерго СССР.- 6-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1987.

17. Справочник по расчету и проектированию транспортирующих устройств предприятий текстильной и легкой промышленности/Тополиди К.Г., Васильев В.К., Монастырский Д.Ш., и др. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983.

18. Справочник химика: в 3-х т. - 2-е изд., перераб. и доп.-М. - Л.: Госхимиздат, 1963.

19. ССБТ. ГОСТ 12.1.005-88.Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. - М.: Издательство стандартов, 1988 .

20. ССБТ. ГОСТ 12.1.006-84. Электромагнитные поля радиочастот. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля. - М.: Издательство стандартов, 1984.

21. ССБТ. ГОСТ 12.1.007-76. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. - М.: Издательство стандартов, 1976.○

22. ССБТ. ГОСТ 12.1.011-78. Смеси взрывоопасные. Классификация и методы испытаний. - М.: Издательство стандартов, 1978.

23. ССБТ. ГОСТ 12.2.007.0-75. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности. - М.: Издательство стандартов, 1977.

24. ССБТ. ГОСТ 12.4.011-89. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. - М.: Издательство стандартов, 1989.

25. ССБТ. ГОСТ 12.4.034-85. Средства индивидуальной защиты органов дыхания. Классификация и маркировка. - М.: Издательство стандартов, 1985.

26. Транспортирующие машины легкой промышленности./ Е.В. Андреевков, В.В. Егоров, В.В. Люгинов. - М.: КолосС, 2005. 14,17,78,79,27.

28. Эрлих В.Д. Подъемно-транспортные устройства в легкой промышленности: учебник для средн. спец. учеб. заведений легкой промышленности. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

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

29. Ануриев 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.

30. Ануриев 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.

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

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

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

34. 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.

35. 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.

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

37. Ловеїкін, В.С., Ромасевич, Ю.О., Ловеїкін, А.В., Муштин, Д.І.:
Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана
з балочною стрілою. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production
Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1, P. 5-11.

38. Loveikin, V., Romasevych, Y., Kadykalo, I., Liashko, A. Optimization of
the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of
Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). 2019. Vol. 49(3), P. 285-296.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ
НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ МАГІСТРА

17.05 - КМР. 1855 «С» 2020.11.25. 014 ПЗ

ЛЕВУСА НАЗАРА ОЛЕГОВИЧА

2022 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України