

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Кафедра „Прикладна механіка та матеріалознавство”

«ДО ЗАХИСТУ»
Завідувач кафедри

_____ Ракша С.В.
(підпис) (ПІБ)

20 ____ р. _____ « ____ »

ДИПЛОМНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеню «магістр»

Галузь 13 «Механічна інженерія»
(шифр) (назва)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Тема: «Розробка алгоритму прискореного розрахунку потужності похилого ланцюгового елеватору».

Theme: «Development of an algorithm for accelerated calculation of the power of an inclined chain elevator»

ДІП. 480000. 408 МРПЗ

Керівник дипломної роботи _____
доцент (посада) _____ (підпис) _____ В.М. Богомаз (ПІБ)

Керівник розділу з ОП _____
ст. викладач (посада) _____ (підпис) _____ В.Г. Лоза (ПІБ)

Нормоконтролер _____
ст. викладач (посада) _____ (підпис) _____ О.П. Посмітюха (ПІБ)

Виконавець, студент групи _____
ПМ1926 _____ (підпис) _____ В.О. Поздняков (ПІБ)

Student _____
Pozdnyakov Valerian (surname, name)

Дніпро2020

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 93 сторінок

Найменування роботи: Розробка алгоритму прискореного розрахунку потужності похилого ланцюгового елеватору.

Ілюстрації: схем 12, рисунків 20

графіків 4, фотографій -

таблиць 42.

Ключові слова: алгоритм, ланцюговий елеватор, продуктивність, потужність, привід, кут нахилу.

Текст реферату:

Метою роботи є дослідження впливу проектних характеристик похилих ланцюгових елеваторів на параметри його приводу, зокрема потужність, а також - побудова прискореного алгоритму визначення потужності приводу елеватору по його проектним характеристикам.

Приведено основні відомості про устрій ланцюгового елеватору та традиційні методики його розрахунку, побудовано блок-схему такого розрахунку. Проведено аналіз залежності всіх розрахункових величин від проектних параметрів елеватору. Побудовано алгоритм прискореного визначення потужності приводу елеватору по його проектним характеристикам.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 КОНСТРУКЦІЇ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ЕЛЕВАТОРІВ	8
1.1 Конструкція ланцюгових елеваторів	8
1.2 Класифікація елеваторів	12
2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЛАНЦЮГОВИХ ЕЛЕВАТОРІВ	15
2.1 Вибір швидкості ланцюгів, типів ковша та зірочки	15
2.2 Тяговий розрахунок ланцюгового елеватора	20
2.3 Вибір елементів привода	24
2.4 Блок-схема розрахунку похилих ланцюгових елеваторів	31
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОХИЛОГО ЛАНЦЮГОВОГО ЕЛЕВАТОРУ НА ЙОГО ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ	35
3.1 Залежність лінійного навантаження на робочу гілку від продуктивності	35
3.2 Залежність тягового зусилля на приводній зірочці від проектних параметрів похилого елеватора	44
3.3 Аналіз впливу проектних параметрів на потужність приводу похилого ланцюгового елеватора для транспортування кам'яного вугілля	54
4 АЛГОРИТМ ПРИСКОРЕНОГО РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ	59
4.1 Обґрунтування побудови алгоритму	59
4.2 Будова алгоритму	59
4.3 Загальний вигляд алгоритму	68
4.4 Приклад застосування алгоритму	70
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	77
5.1 Охорона праці під час експлуатації елеваторів	77
5.2 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях	88

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	90
БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	91

ВСТУП

Підвищення темпів економічного розвитку неможливо без технічного переоснащення виробництва. Успішне вирішення такої задачі в значній мірі визначається втіленням нових технологій з використанням машин безперервного транспорту, які маючи велику продуктивність, протяжність транспортування, замінюють машини періодичної дії з традиційних областей застосування, таких як транспортні, навантажувально-розвантажувальні та складські роботи. Такі машини набули великого використання у масовому та крупносерійному виробництвах з широким застосуванням автоматичних ліній.

Одним з видів машин безперервного транспорту з гнучким тяговим органом є ковшові ланцюгові елеватори. Елеватори за своєю конструкцією та призначенням є підйомниками вертикальної дії і використовуються для вертикального та крутопохилого (під кутом $60-82^\circ$) переміщення насипних і штучних вантажів без проміжного завантаження і розвантаження. Такі типи машин застосовуються на підприємствах хімічної, металургійної, машинобудівної промисловості, у виробництві будівельних матеріалів, на вуглезбагачувальних фабриках, на харчових комбінатах, в зернохосовищах.

Елеватори поділяються на швидкохідні та тихохідні. В цій роботі розглядаються другі з них, які характеризуються самопливним направленим розвантаженням. На таких елеваторах використовують лише загострені та заокруглені ковші з бортовими напрямними.

Для визначення параметрів приводу похилого ковшового ланцюгового елеватору, зокрема його потужності, потрібно провести розрахунок його зірочок, тягового органу (ланцюга), тяговий розрахунок та виконати підбір основних елементів приводу. Порядок проведення таких розрахунків детально описаний в літературі, зокрема у роботах [2, 12]. Але при залученні традиційної методики розрахунку приводу елеваторів витрачається досить великий час. Тому задача удосконалення методики визначення потужності приводу похилих ланцюгових ковшових елеваторів для конкретних проектних характеристик та якісного

підбору його основних елементів є досить актуальною в процесі проектування елеваторів.

Метою роботи є дослідження впливу проектних характеристик похилих ковшових ланцюгових елеваторів на параметри його приводу, зокрема потужність, а також - побудова алгоритму прискореного розрахунку величини потужності приводу елеватору по його проектним характеристикам, який враховує тип вантажу, висоту підйому, необхідну продуктивність, кут нахилу траси елеватору до горизонту, стандартні параметри ковшів.

1 КОНСТРУКЦІЇ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ЕЛЕВАТОРІВ

1.1 Конструкція ланцюгових елеваторів

Елеватори є транспортуючими машинами, які призначені для вертикального та крутопохилого (під кутом $60...82^\circ$) переміщення насипних і штучних вантажів без проміжного завантаження і розвантаження. Застосування елеваторів як міжповерховий транспортний засіб дає можливість мати компактні транспортні схеми, що займають малі площі. В якості тягового елемента елеваторів використовуються гумовотканинні або гумовотросові конвеєрні стрічки та ланцюги пластинчасті, втулкові, роликові і каткові з кроком $100...630$ мм або зварні круглоланкові з термообробкою ланок.

По типу вантажонесучого елемента елеватори класифікують на ковшові (для переміщення сипких вантажів), поличні та люлечні (для переміщення штучних вантажів).

Елеватори застосовуються на підприємствах хімічної, металургійної, машинобудівної промисловості, під час виготовлення будівельних матеріалів, на вуглезбагачувальних фабриках, на харчових комбінатах, в зерносховищах. Ковшові елеватори виконуються стаціонарними і пересувними (на вантажних машинах); використовуються як транспортні та технологічні машини.

За напрямом транспортування вантажу елеватори поділяються на похилі та вертикальні. Похилі елеватори використовуються для транспортування кускових та сипучих вантажів в вуглевій та гірничовидобувній промисловості для транспортування вугілля, продуктів його збагачення та інших сипучих матеріалів. Схема ланцюгового елеватора зображена на рис. 1.1.

Перевагами ковшових елеваторів є:

- малі габаритні розміри в плані;
- велика висота подачі вантажу ($20...75$ м);
- великий діапазон продуктивності ($5...500$ м³/год);
- безперервність транспортування;

- широкий асортимент вантажів, що транспортуються.

До недоліків ковшових елеваторів відносяться: можливість відриву ковшів при перевантаженнях; необхідність рівномірної подачі вантажу.

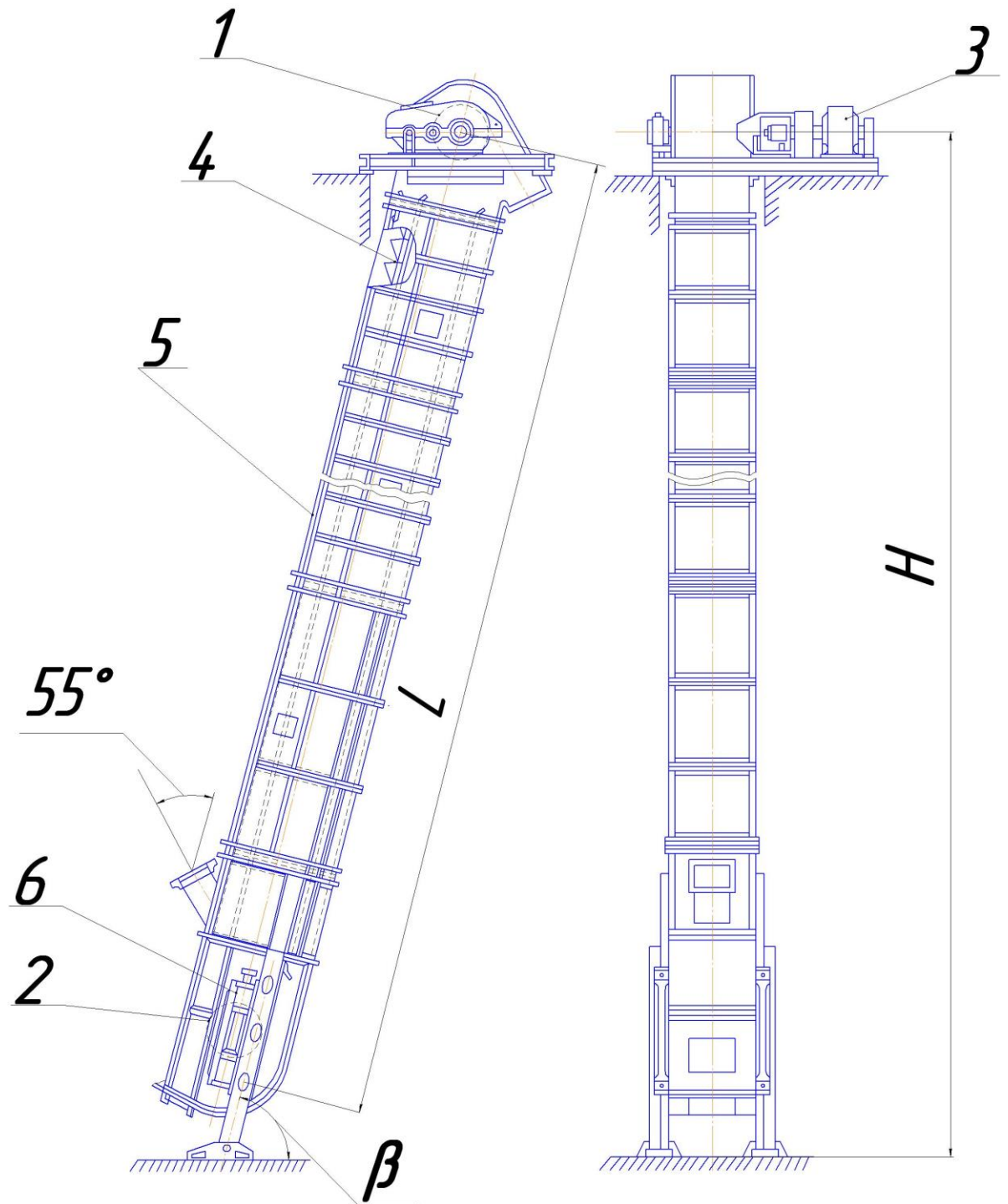


Рис. 1.1. Схема похилого ланцюгового ковшового елеватору:

- 1 – привідна зірочка; 2 – натяжна зірочка; 3 – привід; 4 – ланцюг з ковшами;
5 – кожух; 6 – натяжний пристрій

Ковшовий ланцюговий елеватор (рис. 1.1) має вертикально замкнений тяговий елемент з жорстко закріпленими до нього ковшами. Тяговий елемент огинає верхню привідну та нижню натяжну зірочки. Ходова частина та поворотні пристрої елеватору розміщуються в закритому металічному кожусі, який складається з верхньої частини, середніх секцій та нижньої частини з завантажувальним черевиком. Тяговий елемент з ковшами приводиться в рух від приводу, а первинний натяг його здійснюється натяжним пристроєм. Насипний вантаж подається в завантажувальний патрубков нижньої частини кожуха, завантажується в ковші, підіймається та розвантажується на верхній зірочці в патрубков верхньої частини елеватору. Привід обладнаний зупинником для запобігання від зворотного руху ходової частини.

Ковшові елеватори розділяються на швидкохідні та тихохідні. Швидкохідні елеватори мають меншу металоємність та вартість.

В якості тягового органу в ківшевих елеваторах використовують стрічки або ланцюги. Тип тягового органу визначається за видом транспортованого матеріалу. В ланцюгових елеваторах використовуються пластинчасті, втулкові, роликові та каткові ланцюги за ГОСТ 588-81 з кроком 100...630 мм та зварні круглоланкові з круглої сталі діаметром 16...28 мм по ГОСТ 2319-81 з термічною обробкою ланок. Ланцюги застосовуються здебільше у елеваторах з великою продуктивністю, значною висотою підйому, для переміщення важких кускових та гарячих вантажів, транспортування яких за допомогою стрічки ускладнюється внаслідок його шкідливої дії.

Вибір типу ланцюга (пластинчастого або круглоланкового) визначається головним чином характеристикою вантажу. При транспортуванні пилоподібних та зернистих абразивних вантажів, а також вантажів хімічної промисловості, які викликають корозію металу, в стандартних пластинчастих ланцюгах можливі засмічення шарнірів та втрата їх рухомості. Для виключення цього збільшують зазори між валиком та втулкою ланцюга до 0,6 мм, проводять їх нітроцеметацію для досягнення твердості до 58...60 HRC.

Ланцюги кріплять до ковшів за допомогою кутників або фасонних ланок на болтах або заклепках. При ширині ковшу до 250 мм застосовують один тяговий ланцюг з центральним кріпленням до задньої стінки ковша (рис. 1.2 а), а при ширині 320 мм та більше – два тягові ланцюги, які приєднані до задньої або до бічних стінок ковшів (рис. 1.2 б).

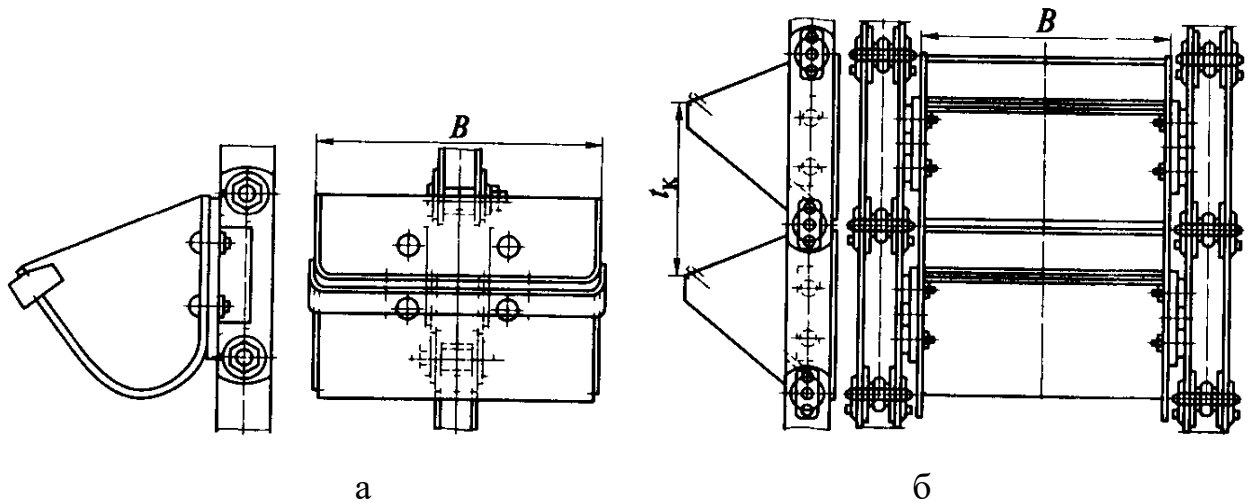


Рис. 1.2. Способи кріплення ковшів

Вибір типу ковшів залежить від властивостей матеріалу, що транспортується. Глибокі ковші використовуються для легкосипучих, пилоподібних та дрібнокускових вантажів; мілкі – для важкосипучих вантажів; з бортовими напрямними – для середньо- та крупнокускових вантажів при зімкненому розміщенні ковшів на тяговому елементі.

Завантаження ковшів проводиться або зачерпуванням вантажу з нижньої частини кожуха елеватору (рис. 1.3, а), або засипанням вантажу в ковші (рис. 1.3, б). Наповнення ковшів зачерпуванням застосовуються в стрічкових та ланцюгових елеваторах з розставленими ковшами при транспортуванні сухих добре сипучих, пилоподібних та дрібно кускових насипних вантажів. Наповнення ковшів крупнокусковими та абразивними вантажами проводиться безпосередньо засипанням їх в ковші. Застосування такого способу можливе тільки при неперервному, зімкненому розташуванні ковшів та при низьких швидкостях руху ланцюга.

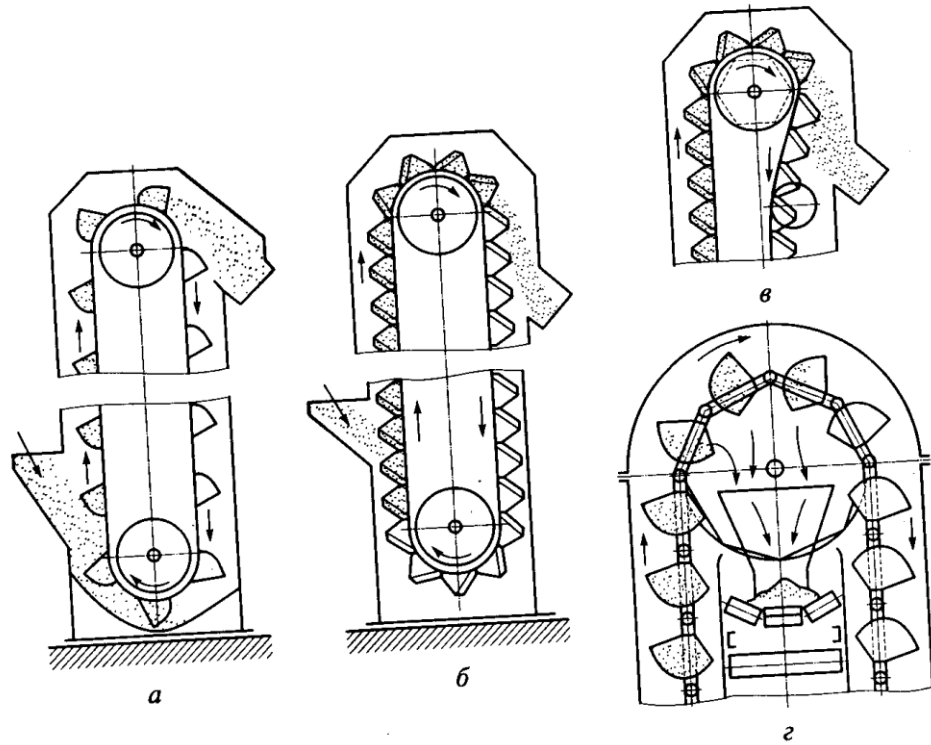


Рис. 1.3. Завантаження та розвантаження ковшів елеватора:
а – завантаження зачерпуванням, розвантаження відцентрове;
б – завантаження засипанням в ковші, розвантаження самопротікаюче
направлене; *в* – самопротікаюче вільне розвантаження; *г* – центральне
розвантаження

Розвантаження ковшів буває відцентровим (рис. 1.3, а), самопротікаючим вільним (рис. 1.3, в, г) та самопротікаючим направленим (рис. 1.3, б).

Розглянемо методику розрахунку ківшевого ланцюгового елеватору на прикладі елеватору, який використовується в вугільній промисловості для транспортування кам'яного вугілля.

1.2 Класифікація елеваторів

Елеватори класифікуються за чотирма основними ознаками:

- за типом вантажонесучого елемента;
- за типом тягового елемента;

- за розташуванням на місцевості;
- за профілем траси.

Загальна схема класифікації елеваторів зображена на рис. 1.4.

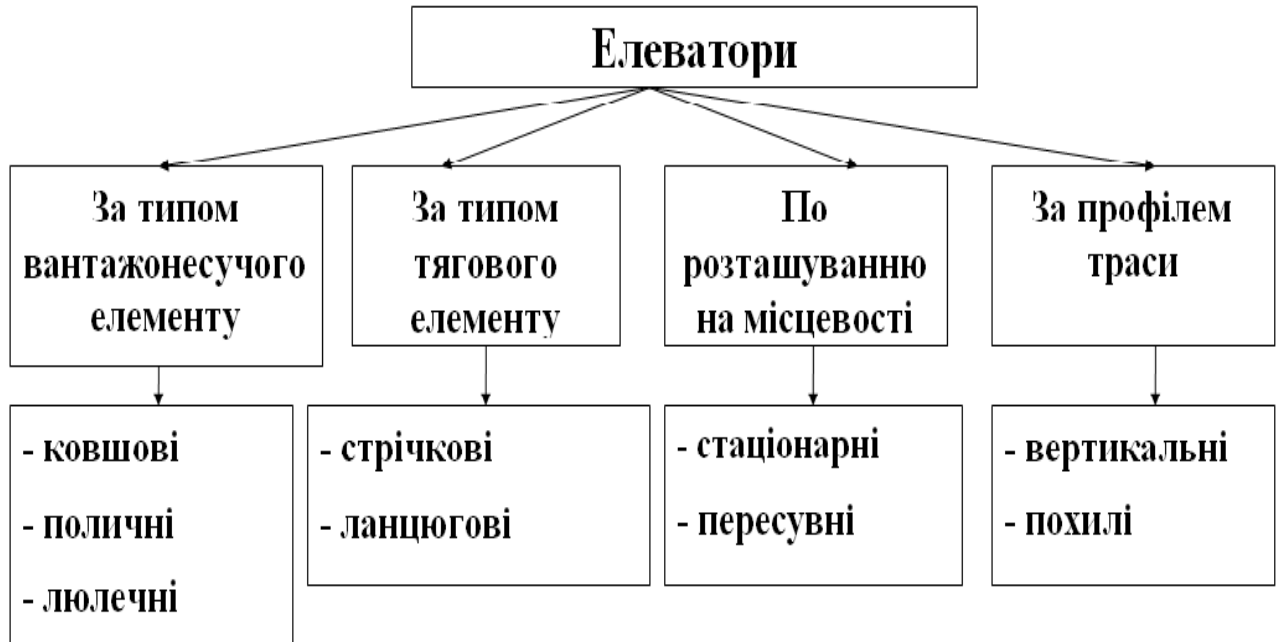


Рис. 1.4. Загальна схема класифікації елеваторів

Найбільш розповсюдженими з них є ковшові елеватори, які мають свої класифікаційні ознаки:

- за способом завантаження;
- за типом тягового елемента;
- за способом розвантаження;
- за швидкістю тягового елемента.

Схема класифікації ковшових елеваторів приведена на рис. 1.5.



Рис. 1.5. Схема класифікації ковшових елеваторів

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЛАНЦЮГОВИХ ЕЛЕВАТОРІВ

2.1 Вибір швидкості ланцюгів, типів ковша та зірочки

В загальному випадку для проектування машин безперервного транспорту необхідно мати такі данні:

- схема траси машини з вказаними місцями завантаження та розвантаження;
- призначення, умови та режим роботи машини, місце її встановлення;
- необхідна продуктивність;
- характеристика вантажів, що транспортуються.

Отже, вихідними даними для проектного розрахунку елеватору є такі величини як транспортований матеріал (його щільність та фізико-механічні властивості), висота підйому вантажу, необхідна продуктивність, кут нахилу елеватору до горизонту. Порядок проведення та методика розрахунків ковшових ланцюгових елеваторів детально описаний в роботах [2, 12, 15]. Розглянемо методику розрахунку на прикладі розрахунку ковшового ланцюгового елеватору похилого типу для транспортування кам'яного вугілля.

Вихідними даними для проектного розрахунку елеватору є наступні:

- транспортований матеріал – кам'яне вугілля ($\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$);
- продуктивність $P = 63 \text{ т/год}$;
- висота підйому вантажу $H = 25 \text{ м}$;
- кут нахилу $\beta = 75^\circ$.
- крупність шматків вантажу $a_{\max} \leq 100 \text{ мм}$.

Для розрахунку елементів елеватору використаємо методику, викладену в [2].

Для вибору типу елеватору використаємо рекомендації, які викладені в табл. 12.5 [12] та зведені в таблицю 2.1. Згідно з даними (див. табл. 2.1) для підйому середньо – та великогрудкового кам'яного вугілля обираємо ланцюговий тихохідний елеватор із самопливним направленим розвантаженням.

Тип ковша – заокруглений з бортовими напрямними (коефіцієнт наповнення ковшів $\psi = 0,7$). Швидкість руху ланцюга беремо $v = 0,5$ м/с.

Таблиця 2.1

Орієнтовні дані для вибору типу ковшових елеваторів

Вид насипних вантажів	Насипний вантаж	Тип елеватора	Тип ковша	коефіцієнт заповнення ковша	Швидкість, м/с	
					стрічки	ланцюга
Пилоподібні, сухі	Вугільний пил	Тихохідний з самопливним вільним розвантаженням	Г	0,85	–	0,6...0,8
	Цемент, борошно фосфоритне	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1,25...1,8	–
	Харчові продукти (мливо, збіжжя)	Швидкохідний з відцентровим самопливним розвантаженням	М	0,85	1,0...1,4	–
Пилоподібні й зернисті вологі, важкосипкі	Земля, пісок, крейда з порошку, хімікати	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	М	0,6	1...2	0,8...2,0
	Харчове збіжжя вологістю понад 17 % і комбікорми	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,7...0,8	2,2...3,6	–
Зернисті та дрібногрудкові, малоабразивні	Харчове збіжжя вологістю до 17 %	Надшвидкохідний з відцентровим розвантаженням	ГЖ	0,7	3,9...4,0	–
	Деревна тирса, суха глина в грудках, торф фрезерний, дрібне вугілля	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1,25...2,0	1,0...1,6
Зернисті та дрібногрудкові, сильноабразивні	Гравій, руда, шлаки	Тихохідний з самопливним напрямним розвантаженням	О, С	0,8	0,4...0,8	0,4...0,63
	Пісок, попіл, земля, порода	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1...2	–
Середньо-, великогрудкові	Кам'яне вугілля	Тихохідний з самопливним напрямним розвантаженням	О, С	0,6...0,8	–	0,4...0,63
Малоабразивні	Грудковий торф	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,6...0,7	–	0,8...1,6
Середньо-великогрудкові, сильноабразивні	Каміння, руда, шлаки	Тихохідний з самопливним напрямним розвантаженням	О, С	0,6...0,8	–	0,4...0,63
Грудкові крихкі, які не допускають подрібнення	Деревне вугілля, кокс	Тихохідний з самопливним напрямним розвантаженням	О, С	0,6...0,8	0,4...0,63	0,4...0,63

Лінійна місткість ковшів (л/м)

$$\frac{i_0}{t} = \frac{\Pi}{3,6\nu\rho\psi}, \quad (2.1)$$

де $\psi = 0,7$ – коефіцієнт заповнення ковшів (відповідно до фізико-механічних властивостей кам'яного вугілля); t – крок розміщення ковшів, м; $\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$ – густина кам'яного вугілля.

Отже, за умови, що $\nu = 0,5 \text{ м/с}$, $\psi = 0,7$, $\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$

$$\frac{i_0}{t} = \frac{63}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7} = 62,5 \text{ л/м.}$$

На основі розрахованого значення лінійної місткості ковшів відповідно до табл. 2.2 обираємо найближчий стандартний розмір заокруглених ковшів, тобто $i_0 = 28 \text{ л}$.

Таблиця 2.2

Значення лінійної місткості ковшів

Ширина ковшу B_k , мм	Ширина стрічки B , мм	Крок розставлених ковшів t , мм	Ківш			
			гострокутний		заокруглений	
			i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м	i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м
160	200	160	0,65	4,06	-	-
200	250	200	1,3	6,5	-	-
250	300	200	2,0	10	-	-
320	400	250	4,0	16	6,4	25,6
400	500	320	7,8	24,4	14	43,7
500	630	400	16,5	41,2	28	70
650	800	500	-	-	60	120
800	1000	630	-	-	118	187
1000	1250	630	-	-	148	235

Знаходимо відповідний лінійній місткості $\frac{i_0}{t} = 62,5 \text{ л/м}$ крок розміщення ковшів:

$$t = \frac{i_0}{62,5} = \frac{28}{62,5} = 0,45 \text{ м.}$$

Для обраного типу ковшів виписуємо його характеристики: ширина $B_k = 500 \text{ мм}$, виліт ковша $A_k = 270 \text{ мм}$, висота ковша $h = 385 \text{ мм}$. Обраний ківш

перевіряємо на відповідність найбільшому розміру куска a_{\max} .

Виліт ковша має задовольняти умову

$$A_k \geq m a_{\max}. \quad (2.2)$$

Коефіцієнт $m = 2,0 \dots 2,5$ для рядових та $m = 4 \dots 5$ для сортувальних матеріалів, отже, в нашому випадку:

$$270 > 2,5 \cdot 100 = 250.$$

Обраний ківш є допустимим.

За рекомендаціями Н.К. Фадєєва для тихохідних елеваторів з самопливним розвантаженням діаметр початкового кола зірочки знаходиться за формулою:

$$D \geq 0,6v^2 = 0,6 \cdot 0,5^2 = 0,15 \text{ м.} \quad (2.3)$$

Для пластинчастого ланцюга з кроком $t_{\text{л}} = 200$ мм обираємо зірочку, у якої $z = 8$, діаметр ділильного кола $D_0 = 522,62$ мм.

Частота обертання зірочки

$$n_{\text{зир}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,5226} = 18,3 \text{ об/хв.} \quad (2.4)$$

Полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n^2} = \frac{895}{18,3^2} = 2,67 \text{ м.} \quad (2.5)$$

При самопливному розвантаженні має дотримуватись умова $l > r_{\text{о}} + A_k$; в дійсності $2,67 = l > r_{\text{о}} + A_k = 0,531$.

Обираємо два пластинчастих втулково-роликових ланцюги з кроком $t_{\text{л}} = 200$ мм (ширина ковша більше 250 мм).

Розподілена вага вантажу на 1 м тягового органу (Н/м)

$$q_{\text{в}} = \frac{Pg}{3,6v}, \quad (2.6)$$

де P слід підставляти в т/год; v – в м/с.

При $P = 63$ т/год та $v = 0,5$ м/с, маємо:

$$q_B = \frac{63 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,5} = 343 \text{ Н/м.}$$

Лінійна вага ланцюгів з ковшами визначається за емпіричною формулою

$$q_X = k_M g \Pi, \quad (2.7)$$

де k_M – визначається за табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Значення коефіцієнта k_M для елеваторів

Продуктивність елеватору Π , т/год	k_M для елеватору	
	одноланцюговий	дволанцюговий
до 10	1,1/-	-/2
10...25	0,8/1,1	1,2/-
25...50	0,6/0,85	1,0/-
50...100	0,5/0,7	0,8/1,1
понад 100	-	0,6/0,9

Примітка: в чисельнику зазначено для елеваторів з глибокими та мілкими ковшами, у знаменнику – з бортовими напрямними.

При $\Pi = 63$ т/год та $k_M = 1,1$, маємо:

$$q_X = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 63 = 680 \text{ Н/м.}$$

Лінійне навантаження на робочу гілку знаходиться за формулою:

$$q_P = q_X + q_B. \quad (2.8)$$

Для розглянутого прикладу

$$q_P = 680 + 343 = 1023 \text{ Н/м.}$$

2.2 Тяговий розрахунок ланцюгового елеватора

Тяговий розрахунок ланцюгового ківшевого елеватора виконується методом обходу за контуром. Основний принцип методу полягає у виявленні характерних точок траси, в яких відбувається зміна натягу ланцюгів. При цьому натяг у наступній $(i+1)$ точці дорівнює сумі натягу ланцюгів у даній (i) точці та опору переміщенню ланцюга на ділянці між цими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i,i+1}. \quad (2.9)$$

У разі обертання привідної зірочки (рис. 2.1) за годинниковою стрілкою мінімальний натяг буде в точці 2 – S_2 . Такий натяг у ланцюзі при нормальному зачерпуванні матеріалу має задовольняти умову

$$S_2 = S_{\min} \geq 5q_B. \quad (2.10)$$

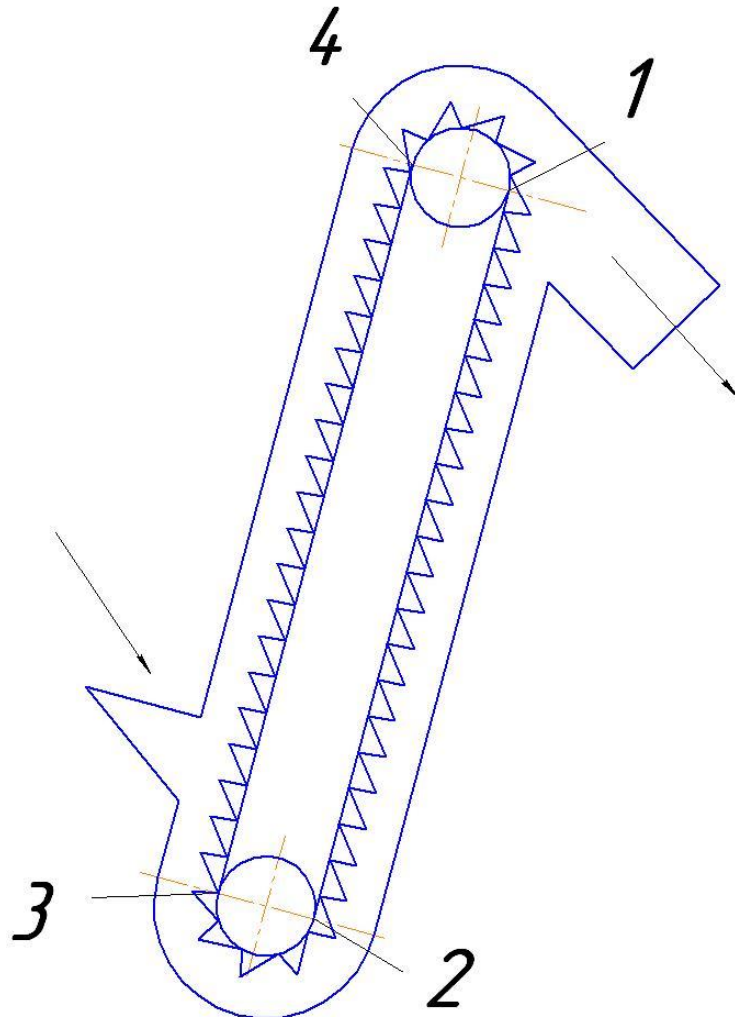


Рис. 2.1. Схема ланцюгового ківшевого елеватора

В нашому випадку $q_B = 343$ Н/м, отже, маємо

$$S_2 = 5 \cdot 343 = 1715 \text{ Н.}$$

Сила натягу ланцюга у точці 3 складається з сили натягу S_2 , опору на зірочці та опору зачерпуванню вантажу W_{2-3} :

$$S_3 = kS_2 + W_{2-3}, \quad (2.11)$$

де $k=1,1$ – коефіцієнт збільшення натягу ланцюга з ковшами при обгинанні зірочки.

Опір зачерпуванню (Н) матеріалу визначається за формулою

$$W_{2-3} = \frac{k_3 q_B}{g}, \quad (2.12)$$

де k_3 – коефіцієнт зачерпування (Нм/кг), який визначається питомою роботою, витраченою на зачерпування 1 кг матеріалу. При швидкості ковшів $v=1,0 \dots 1,25$ м/с беремо $k_3=12,5 \dots 25$ Нм/кг для порошкоподібних і дрібногудкового матеріалів та $k_3=20 \dots 40$ Нм/кг – для середньогудкового матеріалу; при швидкості ковшів $v=0,5$ м/с для кам'яного вугілля обираємо $k_3=40$ Нм/кг.

При $\Pi = 63$ т/год та $q_B = 343$ Н/м, маємо:

$$W_{2-3} = \frac{40 \cdot 343}{9,81} = 1400 \text{ Н;}$$

$$S_3 = 1,1 \cdot 1715 + 1400 = 3287 \text{ Н.}$$

Довжина ділянки транспортування вантажу (рис. 2.1) знаходиться за формулою:

$$L = \frac{H}{\sin \beta}. \quad (2.13)$$

Отже, при $H = 25$ м та $\beta = 75^\circ$ за формулою (2.13) маємо:

$$L = \frac{25}{0,966} = 25,88 \text{ м.}$$

Сили натягу у точках 1 та 4 в залежності від типу опорних елементів визначаються за формулами:

- при ковзанні сталевих ланцюгів по сталевим напрямним зі слабким змащенням:

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + W_{3-4} = S_3 + q_p \cdot L \cdot c \cdot \cos\beta + q_p L \cdot \sin\beta, \quad (2.14)$$

$$S_1 = S_{зб} = S_2 + W_{2-1} = S_2 + q_x \cdot L \cdot c \cdot \cos\beta + q_x \cdot L \cdot \sin\beta, \quad (2.15)$$

де L – довжина ділянки транспортування вантажу (див. рис. 2.1);

$c = 0,3$ – коефіцієнт опору руху ланцюга по напрямним [8].

Підставляючи залежність (2.13) в (2.14) та (2.15), маємо:

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + W_{3-4} = S_3 + q_p \cdot H \cdot c \cdot \operatorname{ctg}\beta + q_p \cdot H, \quad (2.16)$$

$$S_1 = S_{зб} = S_2 + W_{2-1} = S_2 + q_x \cdot H \cdot c \cdot \operatorname{ctg}\beta + q_x \cdot H. \quad (2.17)$$

Якщо $q_p = 1023$ Н/м, $q_x = 680$ Н/м, $H = 25$ м, $\beta = 75^\circ$, $c = 0,3$ то для елеватору, що проектується, натяги в точках 1 та 4

$$S_{\max} = S_4 = S_{нб} = 3287 + 1023 \cdot 25 \cdot 0,3 \cdot 0,268 + 1023 \cdot 25 = 30918,2 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_{зб} = 1715 + 680 \cdot 25 \cdot 0,3 \cdot 0,268 + 680 \cdot 25 = 20081,8 \text{ Н}.$$

Вага ходової частини елеватору та насипного вантажу:

$$G = (cq_x + q_b)L, \quad (2.18)$$

де $c = 1,5$ - коефіцієнт зменшення ваги зведеної ходової частини елеватора.

При $q_b = 343$ Н/м, $q_x = 680$ Н/м, $L = 25,88$ м, маємо:

$$G = (1,5 \cdot 680 + 343) \cdot 25,88 = 35274,4 \text{ Н}.$$

Динамічна сила, що діє на ланцюги:

$$S_d = \frac{6Gv^2}{z^2t} = \frac{6 \cdot 35274,4 \cdot 0,5^2}{8^2 \cdot 0,2} = 4133,5 \text{ Н}. \quad (2.19)$$

Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах

$$S_p = S_4 + S_d = 30918,2 + 4133,5 = 35051,7 \text{ Н}.$$

Після цього побудуємо діаграму натягу ланцюга (рис. 2.2).

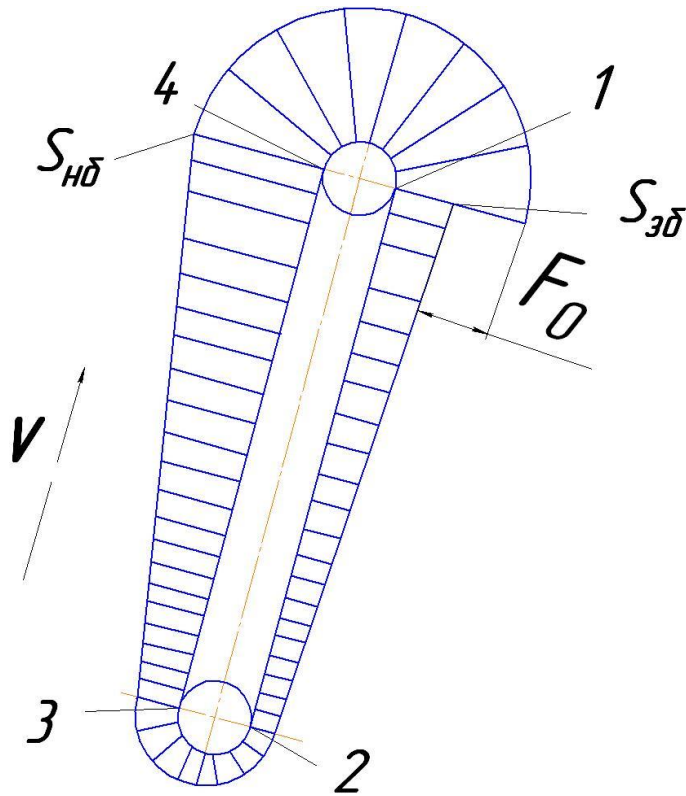


Рис. 2.2. Діаграма натягу ланцюга

Розрахункове зусилля в одному ланцюзі

$$S_{p1} = \frac{S_p}{2k_H} = \frac{35051,7}{2 \cdot 0,85} = 20618,6 \text{ Н}, \quad (2.20)$$

де $k_H = 0,85$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження двох ланцюгів.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{розр} \geq n_{л} S_{p1} = 10 \cdot 20618,6 = 206186 \text{ Н}, \quad (2.21)$$

де $n_{л}$ – коефіцієнт запасу міцності ланцюга: $n_{л} = 8 \dots 10$ – для тягових пластинчастих, $n_{л} = 8 \dots 14$ – для круглоланкових зварних ланцюгів.

За дод. LXXXVII [2] обираємо тяговий пластинчастий ланцюг М224 з кроком $t_{л} = 200$ мм і розривним зусиллям $F_{розр} = 224$ кН.

Сила натягу кінцевої зірочки

$$P_{H\ 2-3} = \frac{S_2 + S_3}{\eta} = \frac{1715 + 3287}{0,9} = 5557,8 \text{ Н}. \quad (2.22)$$

Сила натягу привідної зірочки

$$P_{H1-4} = \frac{S_1 + S_4}{\eta} = \frac{20081,8 + 30918,2}{0,9} = 56666,7 \text{ Н.} \quad (2.23)$$

В ківшевих ланцюгових елеваторах використовують гвинтові та пружинно-гвинтові натяжні пристрої. В нашому випадку встановлюємо натяжний пристрій на натяжній зірочці.

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню привідних зірочок (Н) визначається за формулою

$$F_o = S_4 - S_1 + (k' - 1)(S_4 + S_1), \quad (2.24)$$

де $k' = 1,08$ – коефіцієнт опору обертанню приводного барабана.

У даному випадку $S_1 = 20081,8$ Н, $S_4 = 30918,2$ Н та $k' = 1,08$, тому

$$F_o = 30918,2 - 20081,8 + (1,08 - 1)(30918,2 + 20081,8) = 14916,4 \text{ Н.}$$

2.3 Вибір елементів привода

Привід ланцюгового ковшового елеватору проектується з циліндричним двоступінчатим редуктором, інколи – з конічно-циліндричним та черв'ячним. Кінематична схема привода наведена на рис. 2.3.

Розрахункова потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_p = \frac{F_o v}{1000\eta}, \quad (2.25)$$

де F_o – слід підставляти у Ньютонах;

v – у метрах за секунду;

η – коефіцієнт корисної дії привода.

Коефіцієнт корисної дії привода знаходиться з формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_L \eta_M, \quad (2.26)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_L = 0,95$ – коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі;

$\eta_M = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_d \eta_M = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,89.$$

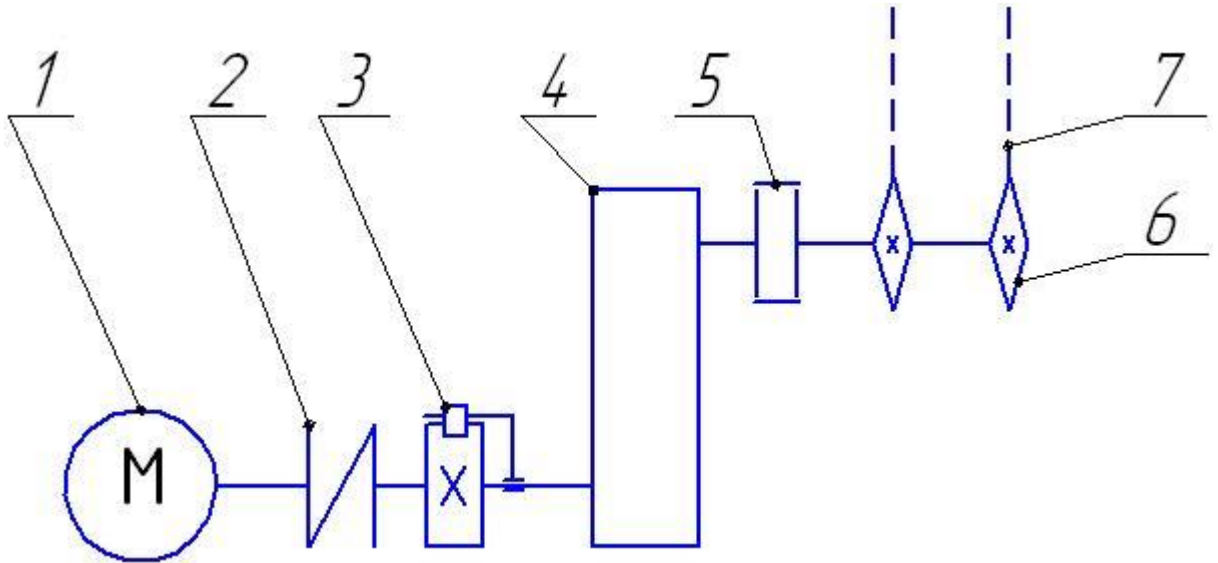


Рис. 2.3. Схема привода ківшевого елеватора:

1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – стопорний пристрій; 4 – редуктор; 5 – зубчаста муфта; 6 – привідна зірочка; 7 – ланцюг

Оскільки $F_0 = 14916,4$ Н, $v = 0,5$ м/с та $\eta = 0,89$, отримуємо:

$$P = \frac{14916,4 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,89} = 8,38 \text{ кВт.}$$

Установлювана потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 8,38 = 10,1 \text{ кВт,} \quad (2.27)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Відповідно до отриманого значення $P_0 = 10,1$ кВт приймаємо електродвигун серії 4А з такими характеристиками:

- тип двигуна 4А160М8У3;
- номінальна потужність $P_{дв} = 11$ кВт;
- частота обертання вала $n = 730$ об/хв;
- момент інерції ротора двигуна $I_p = 0,18$ кг м²;

- коефіцієнт перевантаження $\psi_{\Pi} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{н}}} = 2,2$;
- діаметр вала $d_1 = 42$ мм.

Кутова швидкість обертання вала електродвигуна визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ рад/с}, \quad (2.28)$$

У даному прикладі при $n = 730$ об/хв, маємо:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4 \text{ рад/с}.$$

Необхідне передаточне число привода елеватора визначається за формулою:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n}{n_{\text{зір}}}. \quad (2.29)$$

Оскільки $n = 730$ об/хв та $n_{\text{зір}} = 18,3$ об/хв, то

$$u_{\text{пр}} = \frac{730}{18,3} = 39,9.$$

Розрахунковий крутний момент на валу приводних зірочок визначається за формулою

$$M_{\text{кр}} = k_3 F_0 \frac{D_0}{2}, \quad (2.30)$$

де $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу;

F_0 слід підставляти у Ньютонах, D_0 – у метрах.

В нашому випадку приймаємо $k_3 = 1,2$; якщо $F_0 = 14916,4$ Н та $D_0 = 0,522$ м, то

$$M_{\text{кр}} = 1,2 \cdot 14916,4 \cdot \frac{0,522}{2} = 4671,8 \text{ Нм} \approx 4,67 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Відповідно до величин $M_{\text{р}} = 4,67$ кН·м та $u = 39,9$, приймаємо редуктор циліндричний двоступінчатий з такими характеристиками:

- типорозмір 1Ц2У-250;
- номінальний крутний момент $M_p = 5$ кН·м;
- діаметр вхідного вала $d_{\text{вх}} = 40$ мм;
- діаметр вихідного вала $d_{\text{вих}} = 90$ мм;
- передаточне число $u_p = 40$.

Уточнюємо фактичну швидкість ланцюгів елеватору за формулою

$$v_{\phi} = \frac{\pi D_0 n}{60 u_p}, \quad (2.31)$$

де n слід підставляти у об/хв, D_0 – у метрах.

У даному випадку $n = 730$ об/хв, $D_0 = 0,522$ м, $u_p = 40$, тоді

$$v_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,522 \cdot 730}{60 \cdot 40} = 0,498 \text{ м/с.}$$

Уточнюємо фактичну продуктивність елеватору

$$P_{\phi} = \frac{3,6 v_{\phi} \rho \psi i_0}{t}. \quad (2.32)$$

При $v_{\phi} = 0,498$ м/с, $\psi = 0,7$, $\rho = 0,8$ т/м³, $\frac{i_0}{t} = 62,5$ л/м:

$$P_{\phi} = 3,6 \cdot 0,498 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 62,5 = 62,75 \text{ т/год.}$$

Допустиме відхилення від заданої продуктивності ± 10 %.

В нашому випадку

$$\delta = \frac{|P - P_{\phi}|}{P} 100\% = \frac{|63 - 62,7|}{63} 100\% = 0,5\% < 10\% .$$

Номінальний момент на валу двигуна визначається за формулою

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n}, \quad (2.33)$$

де $P_{\text{дв}}$ – слід підставляти у кіловатах; n – в обертах за хвилину.

Оскільки $P_{\text{дв}} = 11$ кВт та $n = 730$ об/хв, то

$$M_{\text{ном}} = 9\,550 \cdot \frac{11}{730} = 143,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розрахунковий момент для вибору муфти, яка з'єднує вал двигуна з вхідним валом редуктора, визначається за формулою:

$$M_{\text{розр1}} = \psi_{\text{п}} M_{\text{ном}}, \quad (2.34)$$

де $\psi_{\text{п}}$ – коефіцієнт перевантаження двигуна.

Якщо $M_{\text{ном}} = 143,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та $\psi_{\text{п}} = 2,2$, то

$$M_{\text{розр1}} = 2,2 \cdot 143,9 = 316,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

У даному прикладі $M_{\text{розр1}} = 316,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_1 = 42 \text{ мм}$, $d_{\text{вх}} = 40 \text{ мм}$, тому приймаємо з [12] муфту пружну втулково-пальцеву з такими характеристиками:

- номінальний крутний момент 500 Нм;
- діаметри розточок півмуфт 42 мм;
- найбільший діаметр муфти $D_{\text{м}} = 170 \text{ мм}$;
- орієнтовна маса муфти $m_{\text{м}} = 13,2 \text{ кг}$.

Для запобігання зворотному руху ланцюгів при зупинці елеватору встановлюється стопорний пристрій (храповий), який обирається за необхідним гальмівним моментом на швидкохідному валу привода (вхідному валу редуктора; Н·м), що визначається за формулою

$$M_{\Gamma} = k_{\Gamma} q_{\text{в}} H \frac{D_0 \eta_{\text{пр}}}{2u_{\text{пр}}^{\phi}}, \quad (2.35)$$

де $k_{\Gamma} = 1,25$ – коефіцієнт можливого зменшення опору руху елеватора;

$q_{\text{в}}$ – слід підставляти у Ньютонах, поділених на метр;

D , H – у метрах.

У даному випадку вважаємо, що $q_{\text{в}} = 343 \text{ Н/м}$, $H = 25 \text{ м}$, $D_0 = 0,522 \text{ м}$,

$\eta_{\text{пр}} = 0,89$ та $u_{\text{р}} = 40$, то

$$M_{\Gamma} = 1,25 \cdot 343 \cdot 25 \cdot \frac{0,5226 \cdot 0,89}{2 \cdot 40} = 59,27 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Отже, необхідно прийняти стопорний пристрій з гальмівним моментом не менше, ніж $M_{\Gamma} = 59,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Храповий стопорний пристрій встановлюється між пружною втулково-пальцевою муфтою та редуктором. Схема храпового стопорного пристрою представлена на рис. 2.4. Храповий механізм складається з храпового колеса 1, кінематично пов'язаного з привідною зірочкою, собачки 2, яка встановлена на нерухомій вісі 3. Зубці храпового колеса мають форму, при якій собачка не заважає обертанню механізму при підйманні вантажу та затримує рух при його опусканні.

Зовнішній діаметр храпового колеса визначається за формулою:

$$D_x = D_M + (50 \dots 60) \text{ мм}, \quad (2.36)$$

де D_M – максимальний діаметр пружної втулково-пальцевої муфти.

Для розглянутого прикладу $D_M = 170 \text{ мм}$, отже,

$$D_x = 170 + 60 = 230 \text{ мм}.$$

Приведена маса рухомих частин елеватору та вантажу на ньому:

$$m_k = \frac{k_{\text{пр}}}{9,81} (2q_x + q_b) L. \quad (2.37)$$

де $k_{\text{пр}} = 0,9$ - коефіцієнт, який враховує пружне подовження ланцюгів.

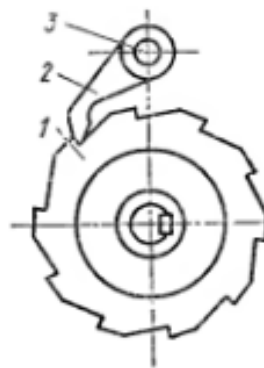


Рис. 2.4. Схема храпового стопорного пристрою

За формулою (2.37), маємо:

$$m_{\Pi} = \frac{0,9}{9,81} [(2 \cdot 680 + 343) \cdot 25,88] = 4044,5 \text{ кг.}$$

Момент інерції рухомих мас елеватору, зведений до валу двигуна, визначається за формулою:

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_{\Pi} D^2}{4u_p^2 \eta} \quad (2.38)$$

де $\delta = 1,05 \dots 1,25$ – коефіцієнт, що враховує момент інерції мас деталей, які обертаються повільніше, ніж вал двигуна.

В розглянутому випадку

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (0,16 + 0,17) + \frac{4044,5 \cdot 0,522^2}{4 \cdot 40^2 \cdot 0,85} = 0,599 \text{ кг м}^2.$$

Статичний момент при пуску, приведений до валу двигуна

$$M_{\Pi} = \frac{F_{оп} D}{2u_p \eta_{\Pi}} \quad (2.39)$$

За умови $F_{оп} = 14905 \text{ Н/м}$, $D_0 = 522,6 \text{ мм}$, $u_p = 40$, $\eta_{\Pi} = 0,85$ маємо:

$$M_{\Pi} = \frac{14916,4 \cdot 0,522}{2 \cdot 40 \cdot 0,85} = 114,5 \text{ Нм.}$$

Середній пусковий момент двигуна (Нм) визначається

$$M_{ср} = 1600 \frac{P_{дв}}{\omega} \quad (2.40)$$

У даному випадку при $\omega = 76,4 \text{ рад/с}$, $P_{дв} = 11 \text{ кВт}$

$$M_{ср} = 1600 \frac{11}{76,4} = 201 \text{ Нм.}$$

Кутове прискорення валу двигуна при пуску

$$\varepsilon_{дв} = \frac{M_{ср} - M_{\Pi}}{I_{зв}} \quad (2.41)$$

У розглянутому прикладі

$$\varepsilon_{дв} = \frac{201 - 114,5}{0,599} = 144,4 \text{ рад/с}^2.$$

Динамічне максимальне зусилля в стрічці під час пуску

$$S_{\text{д}} = m_{\text{п}} \frac{D_0 \varepsilon_{\text{дв}} \eta}{2u_{\text{пр}}}. \quad (2.42)$$

У розглянутому прикладі

$$S_{\text{д}} = 4044,5 \frac{0,5226 \cdot 144,4 \cdot 0,85}{2 \cdot 40} = 3242,9 \text{ Н.}$$

Максимальне динамічне зусилля в стрічці в точці набігання визначаємо за формулою:

$$S'_{\text{max}} = S_{\text{р}} + S_{\text{д}}. \quad (2.43)$$

В нашому випадку

$$S'_{\text{max}} = 35051,7 + 3242,9 = 38294,6 \text{ Н;}$$

$$S_{\text{max}} = \frac{S'_{\text{max}}}{2k_{\text{н}}} = \frac{38294,6}{2 \cdot 0,85} = 22526,2 \text{ Н.}$$

Фактичний запас міцності ланцюга під час пуску

$$n_{\text{л}} = \frac{F_{\text{розр}}}{S_{\text{max}}} = \frac{224000}{22526,2} = 9,94.$$

2.4 Блок-схема розрахунку похилих ланцюгових елеваторів

Одним з основних елементів ланцюгових ковшових елеваторів є його привід. Отже, потужність приводу елеватору є однією з його важливих технічних характеристик. За величиною потужності обираються елементи приводу: двигун, редуктор, муфти, гальмо (зупинник).

Для визначення технічних характеристик приводу елеватору за приведеною методикою потрібно провести розрахунок тягового органу (ланцюгів), тяговий розрахунок та виконати підбір основних елементів приводу. На відміну від розрахунку стрічкових елеваторів при розрахунку ланцюгових необхідно врахувати, що може бути два або один ланцюг в залежності від необхідної ширини ковшів.

Блок-схема розрахунку ланцюгових елеваторів приведена на рис. 2.5.

Вихідними даними для проектування стрічкових ковшових елеваторів є: продуктивність Π , висота підйому H , тип вантажу, кут нахилу елеватору до горизонту β . Тип вантажу будемо характеризувати величиною γ .

Для пошуку аналітичних та графічних залежностей потужності приводу від проектних параметрів проведемо аналіз параметричної залежності всіх розрахункових величин, приведених в блок-схемі (рис. 2.5), від вихідних проектних параметрів елеватору Π , H , γ , β . Отже, маємо:

1) швидкість ланцюга $v = f(\gamma)$, щільність вантажу $\rho = f(\gamma)$, коефіцієнт наповнення ковша $\psi = f(\gamma)$;

2) лінійна місткість ковшів $i_0/t = f(\Pi, v(\gamma), \psi(\gamma), \rho(\gamma)) = f(\Pi, \gamma)$;

3) місткість ковшів $i_0 = f(i_0/t) = f(\Pi, \gamma)$;

4) уточнення вибору ковша за його вильотом $A_k(\gamma)$;

5) кількість та крок ланцюгів $n = f(i_0(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma)$,
 $t_{\text{л}} = f(i_0(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma)$ відповідно;

6) діаметр зірочки $D = f(v(\gamma)) = f(\gamma)$;

7) частота обертання зірочки $n_{\text{зір}} = f(D(\gamma), v(\gamma)) = f(\gamma)$;

8) полюсна відстань $l = f(n_{\text{зір}}(\gamma)) = f(\gamma)$;

9) розподілена вага вантажу $q_{\text{в}} = f(\Pi, v(\gamma)) = f(\Pi, \gamma)$;

10) лінійна вага ланцюга з ковшами $q_x = f(n(\Pi, \gamma), \Pi) = f(\Pi, \gamma)$;

11) лінійне навантаження на робочу гілку
 $q_p = f(q_{\text{в}}(\Pi, \gamma), q_x(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma)$;

12) зусилля $S_2 = f(q_{\text{в}}(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma)$;

13) зусилля $S_3 = f(S_2(\Pi, \gamma), q_e(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma)$;

14) зусилля $S_4 = f(S_3(\Pi, \gamma), q_p(\Pi, \gamma), H, \beta) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$;

15) зусилля $S_1 = f(S_2(\Pi, \gamma), q_x(\Pi, \gamma), H, \beta) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$;

16) розрахункове тягове зусилля в ланцюгах
 $S_{p1} = f(S_4(\Pi, \gamma, H, \beta), q_p(\Pi, \gamma), H, v(\gamma), n(\Pi, \gamma)) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$;

17) вибір марки ланцюга за розривним зусиллям
 $F_{розр} = f(S_{p1}(\Pi, \gamma, H, \beta)) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$;

18) тягове зусилля $F_0 = f(S_4(\Pi, \alpha, H, \beta), S_1(\Pi, \gamma, H, \beta)) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$;

19) розрахункова потужність двигуна
 $P_p = f(F_0(\Pi, \gamma, H, \beta), v(\gamma)) = f(\Pi, \gamma, H, \beta)$.

Для подальшого аналізу необхідно визначити параметричну залежність значення розрахункової потужності двигуна від проектних параметрів похилого елеватору.

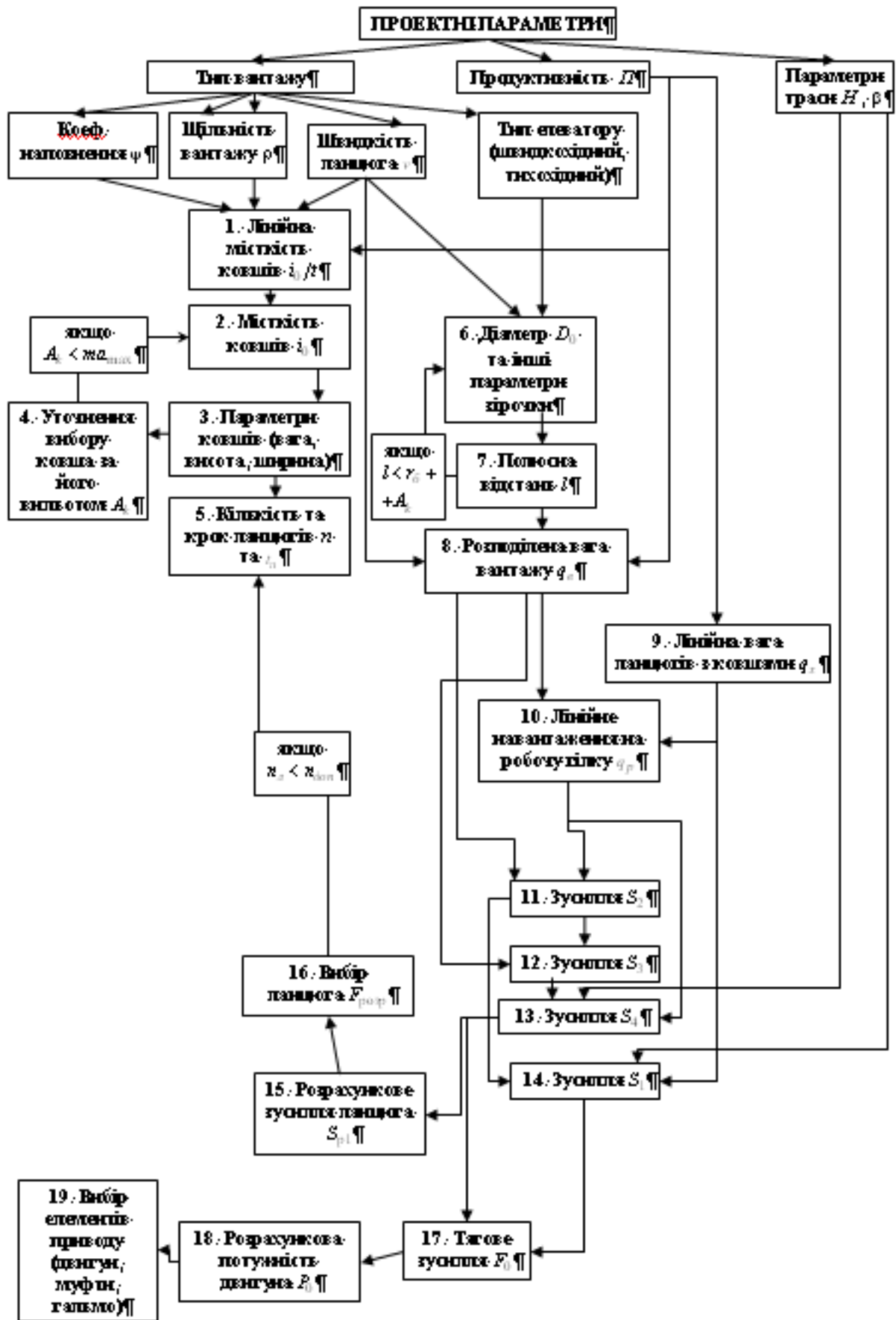


Рис. 2.5. Блок-схема розрахунку похилих ланцюгових елеваторів

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОХИЛОГО ЛАНЦЮГОВОГО ЕЛЕВАТОРУ НА ЙОГО ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1 Залежність лінійного навантаження на робочу гілку від продуктивності

Потужність приводу залежить від багатьох факторів. Основними параметрами, які впливають на її величину є: тип вантажу, необхідна продуктивність, висота підйому вантажу, кут нахилу.

Як відомо, для визначення достатньої потужності приводу ківшевих ланцюгових елеваторів, в тому числі похилі, необхідно провести детальний розрахунок його елементів, використовуючи методику, викладену у попередньому розділі. Метою подальшого дослідження є визначення закону, за яким змінюється безпосередньо потужність двигуна в залежності від проектних значень продуктивності, висоти підйому вантажу, типу вантажу, кута нахилу елеватора. При цьому слід врахувати тип вантажу (щільність та інші фізико-механічні властивості), стандартні розміри та параметри ковшів, кількість та тип ланцюгів.

В пункті 2.3 попереднього розділу визначено основні компоненти загального розрахунку елеватору, які в тій чи іншій мірі залежать від проектних даних. Для побудови параметричної залежності розрахункової потужності приводу елеватору від проектних даних необхідно побудувати аналітичні залежності всіх величин, вказаних у пункті 2.3.

Для подальших досліджень введемо до розгляду величину γ , яка враховує властивості транспортованого вантажу.

Лінійна місткість ковшів елеватору (л/м)

$$\frac{i_0}{t} = \frac{\Pi}{3,6v\rho\psi} = \frac{\Pi}{\gamma}, \quad (3.1)$$

де $\gamma = 3,6v\rho\psi$ – величина, яка враховує властивості вантажу, що

транспортується, т·м/л·год; ψ – коефіцієнт заповнення ковшів (відповідно до фізико-механічних властивостей вантажу); t – крок розміщення ковшів, м; ρ – густина вантажу, т/м³; v – швидкість руху стрічки, м/с.

Для побудови загальної залежності потужності приводу від продуктивності будемо використовувати необхідні коефіцієнти при величинах, які дозволяють при конкретних типах вантажів рахувати відповідні значення необхідної потужності приводу.

За отриманим значенням лінійної місткості ковшів елеватору, розрахованим за формулою (3.1), обирається тип ковша та крок їх розміщення за таблицею 3.1 ([2]). Вибір типу ковшів залежить від властивостей матеріалу, що транспортується. Ковші з бортовими напрямними використовуються для середньо- та крупнокускових вантажів при зімкненому розміщенні ковшів на тяговому елементі.

Таблиця 3.1

Значення лінійної місткості ковшів

Ширина ковшу B_k , мм	Крок ковшів t , мм	Ківш			
		гострокутний		заокруглений	
		i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м	i_0 , л	$\frac{i_0}{t}$, л/м
160	160	0,65	4,06	-	-
200	200	1,3	6,5	-	-
250	200	2,0	10	-	-
320	250	4,0	16	6,4	25,6
400	320	7,8	24,4	14	43,7
500	400	16,5	41,2	28	70
650	500	-	-	60	120
800	630	-	-	118	187
1000	630	-	-	148	235

В залежності від значення коефіцієнта γ (тобто від типу вантажу) в формулі (3.1) побудуємо таблицю відповідності параметрів елеватору, визначених в таблиці 3.1, значенням продуктивності елеватору. Отримані дані помістимо в таблиці 3.2 та 3.3 для гострокутних та заокруглених ковшів відповідно.

Таблиця 3.2

Параметри гострокутних ковшів

Ширина ковшу B_k , мм	Крок ковшів t , мм	Ємність ковша i_0 , л	Продуктивність елеватору, т/год
160	160	0,65	4,06 γ
200	200	1,3	6,5 γ
250	200	2,0	10 γ
320	250	4,0	16 γ
400	320	7,8	24,4 γ
500	400	16,5	41,2 γ

Таблиця 3.3

Параметри заокруглених ковшів

Ширина ковшу B_k , мм	Крок ковшів t , мм	Ємність ковша i_0 , л	Продуктивність елеватору, т/год
1	3	4	5
320	250	6,4	25,6 γ
400	320	14	43,7 γ
500	400	28	70 γ
650	500	60	120 γ
800	630	118	187 γ
1000	630	148	235 γ

На основі проектного значення продуктивності елеватору та типу матеріалу, що транспортується, за таблицями 3.2 та 3.3 обираються параметри ковшу, крок їх розміщення на ланцюзі.

Для обраного типу ковшу визначаються за табл. 3.4 його характеристики: ширина B_k , виліт ковша A_k , висота ковша h .

Таблиця 3.4

Характеристика ковшів елеватору

Тип ковша	Внутрішні розміри ковша, мм				Місткість ковша, л
	ширина B_k	виліт A_k	висота	R	
1	2	3	4	5	6
Гострокутний з бортовими напрямними О	160	105	155	–	0,65
	200	125	195	–	1,3
	250	140	195	–	2
	320	165	245	–	4
	400	225	310	–	7,8
	500	280	390	–	16,5
Заокруглений з бортовим напрямними С	320	165	235	60	6,4
	400	215	305	80	14
	500	270	385	100	28
	650	340	485	125	60
	800	435	615	160	118
	1 000	435	615	160	148

В якості тягового органу в ланцюгових елеваторах використовуються пластинчасті, втулкові, роликові та каткові ланцюги за ГОСТ 588-81 з кроком 100...630 мм та зварні круглоланкові з круглої сталі діаметром 16...28 мм по ГОСТ 2319-81 з термічною обробкою ланок.

Для визначеності подальших досліджень приймемо в якості тягового органу ківшевого елеватору пластинчастий тяговий ланцюг за ГОСТ 588-81.

Кількість ланцюгів, як відомо, визначається за наступними рекомендаціями: один – при ширині ковша менше 250 мм, при більшій ширині - два.

Виліт ковша має задовольняти умову

$$A_k \geq m a_{\max} . \quad (3.2)$$

Коефіцієнт $m = 2,0 \dots 2,5$ для рядових та $m = 4 \dots 5$ для сортувальних матеріалів.

За рекомендаціями Н.К. Фадєєва для тихохідних елеваторів з самопливним розвантаженням діаметр початкового кола зірочки знаходиться за формулою:

$$D \geq 0,6v^2 \text{ м.} \quad (3.3)$$

Кількість зубів зірочки обирається в залежності від типу, кроку обраного ланцюга та обирається за табл. LXXXVI [2].

Частота обертання зірочки визначається для перевірки отриманого типу розвантаження елеватору за полюсною відстанню

$$n_{зир} = \frac{60v}{\pi D_0} \text{ об/хв.} \quad (3.4)$$

Полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n^2} \text{ м.} \quad (3.5)$$

При самопливному розвантаженні має дотримуватись умова $l > r_{\bar{o}} + A_k$. Якщо ця умова виконується, тоді продовжується розрахунок, в протилежному випадку – обирається ківш іншого розміру.

Розподілена вага вантажу на 1 м тягового органу

$$q_B = \frac{\Pi g}{3,6v} = \lambda \Pi , \quad (3.6)$$

де $\lambda = \frac{g}{3,6v}$ – коефіцієнт, який залежить від швидкості ланцюга, Н·с/кг·м.

Таблиця 3.5

Розподілена вага вантажу елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розподілена вага вантажу при роботі елеватору з гострокутними ковшами q_B , Н/м	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	4,06γλ	4,06γ
200	6,5γλ	6,5γ
250	10γλ	10γ
320	16γλ	16γ
400	24,4γλ	24,4γ
500	41,2γλ	41,2γ

Таблиця 3.6

Розподілена вага вантажу з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розподілена вага вантажу при роботі елеватору з заокругленими ковшами q_B , т/год	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	25,6γλ	25,6γ
400	43,7γλ	43,7γ
500	70γλ	70γ
650	120γλ	120γ
800	187γλ	187γ
1 000	235γλ	235γ

Вагу ковша визначають за таблицею 3.7 або розраховують за емпіричною формулою:

$$m_k = (94A_k^2 + 182,5B_k) \delta, \quad (3.7)$$

де A_k , B_k – відповідно виліт та ширина ковша, м;

δ – товщина листа, з якого виготовлено ківш, м.

Вага ковшу елеватора природно залежить від його типу та розміру.

Приблизні значення ваги ковшів наведені в таблиці 3.7:

Таблиця 3.7

Орієнтовна маса ковшів елеватору

Ширина ковшу, мм	Товщина стінки, мм	Маса одного ковша, кг	
		Гострокутний	Заокруглений
160	2	1,2	-
200	2	2	-
250	3	3	-
320	3	5	-
400	4	12	15,3
500	5	19	36
650	5	-	63
800	6	-	116
1000	6	-	128

Лінійна вага ланцюгів з ковшами визначається за емпіричною формулою

$$q_x = k_M g \Pi, \quad (3.8)$$

де k_M визначається за табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Значення коефіцієнта k_M для елеваторів

Продуктивність елеватору Π , т/год	k_M для елеватору	
	одноланцюговий	дволанцюговий
до 10	1,1	2
10...25	1,1	1,2
25...50	0,85	1,0
50...100	0,7	1,1
понад 100	-	0,9

Використовуючи формулу (3.8) залежність лінійної ваги ланцюгів з ковшами приведена в табл. 3.9 та 3.10.

Таблиця 3.9

Лінійна вага ланцюгів з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Лінійна вага ланцюгів з гострокутними ковшами q_x , Н/м	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$39,8\gamma k_M$	4,06 γ
200	$63,7\gamma k_M$	6,5 γ
250	$98\gamma k_M$	10 γ
320	$156,8\gamma k_M$	16 γ
400	$239,1\gamma k_M$	24,4 γ
500	$403,8\gamma k_M$	41,2 γ

Таблиця 3.10

Розподілена вага вантажу з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Лінійна вага ланцюгів з заокругленими ковшами q_x , Н/м	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$250,9\gamma k_M$	25,6 γ
400	$428,3\gamma k_M$	43,7 γ
500	$686\gamma k_M$	70 γ
650	$1176\gamma k_M$	120 γ
800	$1832,6\gamma k_M$	187 γ
1 000	$2303\gamma k_M$	235 γ

Лінійне навантаження на робочу гілку знаходиться за формулою:

$$q_p = q_x + q_b. \quad (3.9)$$

Розраховане за формулою (3.9) лінійне навантаження на робочу гілку в залежності від проектної продуктивності елеватору та типу ковшів приведено в табл. 3.11, 3.12.

Таблиця 3.11

Лінійне навантаження на робочу гілку з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Лінійне навантаження на робочу гілку q_p , Н/м	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$4,06\gamma(\lambda+gk_m)$	$4,06\gamma$
200	$6,5\gamma(\lambda+gk_m)$	$6,5\gamma$
250	$10\gamma(\lambda+gk_m)$	10γ
320	$16\gamma(\lambda+gk_m)$	16γ
400	$24,4\gamma(\lambda+gk_m)$	$24,4\gamma$
500	$41,2\gamma(\lambda+gk_m)$	$41,2\gamma$

Таблиця 3.12

Лінійне навантаження на робочу гілку з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Лінійне навантаження на робочу гілку з заокругленими ковшами q_p , Н/м	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$25,6\gamma(\lambda+gk_m)$	$25,6\gamma$
400	$43,7\gamma(\lambda+gk_m)$	$43,7\gamma$
500	$70\gamma(\lambda+gk_m)$	70γ
650	$120\gamma(\lambda+gk_m)$	120γ
800	$187\gamma(\lambda+gk_m)$	187γ
1 000	$235\gamma(\lambda+gk_m)$	235γ

3.2 Залежність тягового зусилля на приводній зірочці від проектних параметрів похилого елеватору

Тяговий розрахунок ланцюгового ківшевого елеватору виконується методом обходу за контуром. Основний принцип методу полягає у виявленні характерних точок траси, в яких відбувається зміна натягу ланцюгів. При цьому натяг у наступній $(i + 1)$ точці дорівнює сумі натягу ланцюга у даній (i) точці та опору переміщенню стрічки на ділянці між цими точками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i,i+1}. \quad (3.10)$$

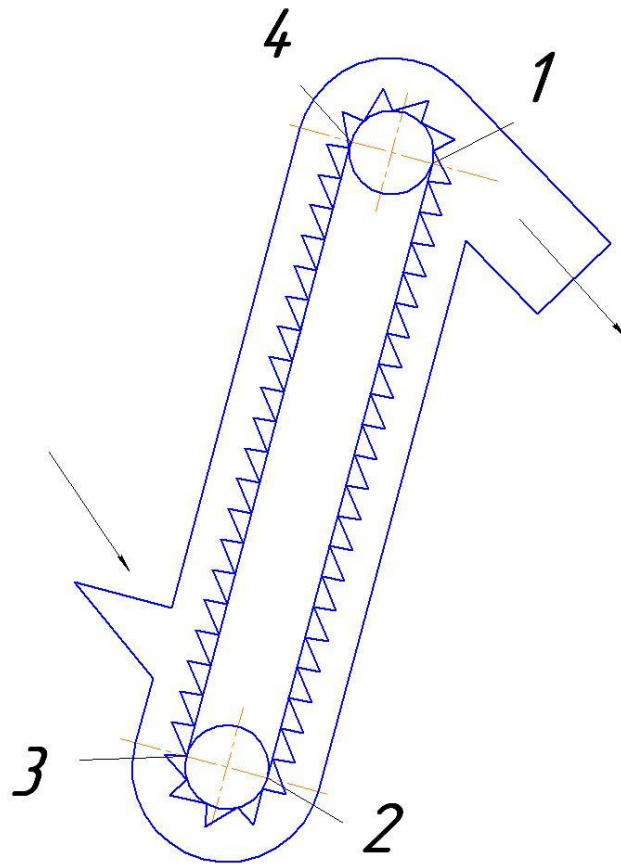


Рис. 3.1. Схема ланцюгового ківшевого елеватора похилого типу

У разі обертання приводної зірочки (рис. 3.1) за годинниковою стрілкою мінімальний натяг буде в точці 2 – S_2 .

Такий натяг у тяговому елементі при нормальному зачерпуванні матеріалу задовольняє умову

$$S_2 = S_{\min} \geq 5q_B. \quad (3.11)$$

Сила натягу ланцюга у точці 3 складається з сили натягу S_2 , опору на барабані та опору зачерпуванню вантажу W_{2-3} :

$$S_3 = kS_2 + W_{2-3}, \quad (3.12)$$

де $k=1,1$ – коефіцієнт збільшення натягу в стрічці з ковшами при обгинанні зірочки.

Опір зачерпуванню (Н) матеріалу визначається за формулою

$$W_{2-3} = \frac{k_3 q_B}{g}, \quad (3.13)$$

де k_3 – коефіцієнт зачерпування (Нм/кг), який визначається питомою роботою, витрачуваною на зачерпування 1 кг матеріалу. При швидкості ковшів $v=1,0\dots1,25$ м/с $k_3=12,5\dots25$ Нм/кг для порошкоподібних і дрібногрудкового матеріалів та $k_3=20\dots40$ Нм/кг – для середньогрудкового матеріалу.

Таким чином, підставляючи формули (3.11) та (3.13) в (3.12), маємо:

$$S_3 = q_B \left(5,4 + \frac{k_3}{g} \right). \quad (3.14)$$

Обираючи значення $k_3=25$ Нм/кг (задовольняє всім вантажам), маємо:

$$S_3 = 7,95q_B. \quad (3.15)$$

Сили натягу у точках 1 та 4 визначаються за формулами:

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + W_{3-4} = 7,95q_B + q_p H (\omega \cdot ctg\beta + 1), \quad (3.16)$$

$$S_1 = S_{зб} = S_2 + W_{2-1} = 5q_B + q_x H (\omega \cdot ctg\beta + 1). \quad (3.17)$$

ω – коефіцієнт опору руху ланцюга по напрямним [8], який приймає значення з відрізка $0,25\dots0,35$.

Значення сил натягу у точці 4 залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша, висоти підйому, типу вантажу, кута нахилу та кількості ланцюгів зведені в таблиці 3.13-3.14.

Таблиця 3.13

Значення сил натягу у точці 4 елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_K , мм	Значення сил натягу у точці 4 S_4 , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$32,3\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$4,06\gamma$
200	$51,7\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$6,5\gamma$
250	$79,5\gamma(\lambda + 10\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))$	10γ
320	$127,2\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	16γ
400	$194\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$24,4\gamma$
500	$327,5\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$41,2\gamma$

Таблиця 3.14

Значення сил натягу у точці 4 елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_K , мм	Значення сил натягу у точці 4 S_4 , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$203,5\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$25,6\gamma$
400	$347,4\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$43,7\gamma$
500	$556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	70γ
650	$954\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	120γ
800	$1486,7\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	187γ
1 000	$1868,3\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	235γ

Значення сил натягу у точці 1 залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша, висоти підйому вантажу, типу вантажу, кута нахилу та кількості ланцюгів зведені в таблиці 3.15-3.16:

Таблиця 3.15

Значення сил натягу у точці 1 елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Значення сил натягу у точці 1 S_1 , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$20,3\gamma\lambda+39,8\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	4,06 γ
200	$30,3\gamma\lambda+63,7\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	6,5 γ
250	$50\gamma\lambda+98\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	10 γ
320	$80\gamma\lambda+156,8\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	16 γ
400	$124\gamma\lambda+239,1\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	24,4 γ
500	$206\gamma\lambda+403,8\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	41,2 γ

Таблиця 3.16

Значення сил натягу у точці 1 елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Значення сил натягу у точці 1 S_1 , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$128\gamma\lambda+250,9\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	25,6 γ
400	$218,5\gamma\lambda+428,3\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	43,7 γ
500	$350\gamma\lambda+686\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	70 γ
650	$600\gamma\lambda+1176\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	120 γ
800	$935\gamma\lambda+1832,6\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	187 γ
1 000	$1175\gamma\lambda+2303\gamma k_M H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1)$	235 γ

Вага ходової частини елеватору та насипного вантажу:

$$G = (cq_X + q_B)L, \quad (3.18)$$

де $c = 1,5$ - коефіцієнт зменшення ваги зведеної ходової частини елеватора.

Динамічна сила, що діє на ланцюги:

$$S_d = \frac{6Gv^2}{z^2 t}. \quad (3.19)$$

З використанням формул (3.18), (3.19) та залежностей з табл. 3.5, 3.6, 3.9,

3.10, залежність динамічної сили S_d , що діє на ланцюги, наведено в табл. 3.17, 3.18:

Таблиця 3.17

Залежність динамічної сили S_d , що діє на ланцюги елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Динамічна сила S_d , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$24,4\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$4,06\gamma$
200	$39\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$6,5\gamma$
250	$60\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	10γ
320	$96\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	16γ
400	$146,4\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$24,4\gamma$
500	$247,2\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$41,2\gamma$

Таблиця 3.18

Залежність динамічної сили S_d , що діє на ланцюги елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Динамічна сила S_d , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$153,6\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$25,6\gamma$
400	$262,2\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$43,7\gamma$
500	$420\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	70γ
650	$720\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	120γ
800	$1122\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	187γ
1 000	$1410\gamma(\lambda+cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	235γ

Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах

$$S_p = S_4 + S_d. \quad (3.20)$$

З використанням формул (3.20) та залежностей з табл. 3.13, 3.14, 3.17, 3.18,

залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p наведено в табл. 3.19, 3.20:

Таблиця 3.19

Залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах S_p , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$32,3\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 24,4\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$4,06\gamma$
200	$51,7\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 39\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$6,5\gamma$
250	$79,5\gamma(\lambda + 10\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 60\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	10γ
320	$127,2\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 96\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	16γ
400	$194\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 146,4\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$24,4\gamma$
500	$327,5\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 247,2\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$41,2\gamma$

Таблиця 3.20

Залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p елеватору з

заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах S_p , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$203,5\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 153,6\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$25,6\gamma$
400	$347,4\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 262,2\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$43,7\gamma$
500	$556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 420\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	70γ
650	$954\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 720\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	120γ
800	$1486,7\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 1122\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	187γ
1 000	$1868,3\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 1410\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	235γ

Розрахункове зусилля в одному ланцюзі

$$S_{p1} = \frac{S_p}{nk_H}, \quad (3.21)$$

де $k_H = 0,85$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження двох ланцюгів;

n – кількість ланцюгів.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{\text{розр}} \geq n_L S_{p1}, \quad (3.22)$$

де n_L – коефіцієнт запасу міцності ланцюга: $n_L = 8 \dots 10$ – для тягових пластинчастих, $n_L = 8 \dots 14$ – для круглolanкових зварних ланцюгів.

За дод. LXXXVII [2] обирається марка тягового пластинчастого ланцюга з прийнятим кроком і розривним зусиллям.

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки визначається за формулою

$$F_o = S_4 - S_1 + (k' - 1)(S_4 + S_1), \quad (3.23)$$

де $k' = 1,08$ – коефіцієнт опору обертанню приводного барабана.

Після алгебраїчних перетворень маємо:

$$F_o = 1,08S_4 - 0,92S_1. \quad (3.24)$$

Значення тягового зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша та кількості ланцюгів зведені в таблиці 3.21-3.22:

Таблиця 3.21

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки F_o
елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки F_o , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$16,2\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	4,06 γ
200	$28\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	6,5 γ
250	$39,9\gamma\lambda + 10\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	10 γ
320	$63,8\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	16 γ
400	$95,4\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	24,4 γ
500	$164,2\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	41,2 γ

Таблиця 3.22

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки F_0
елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводної зірочки F_0 , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$102\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$25,6\gamma$
400	$174,2\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$43,7\gamma$
500	$279\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	70γ
650	$478,3\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	120γ
800	$745,4\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	187γ
1 000	$936,8\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + 1,57k_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	235γ

Привід ланцюгового ковшового елеватору проектується з циліндричним двоступінчатим редуктором, інколи – з конічно-циліндричним та черв'ячним. Кінематична схема приводу наведена на рис. 3.2.

Коефіцієнт корисної дії приводу знаходиться з формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_L \eta_M, \quad (3.25)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_L = 0,95$ – коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі;

$\eta_M = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_L \eta_M = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,89.$$

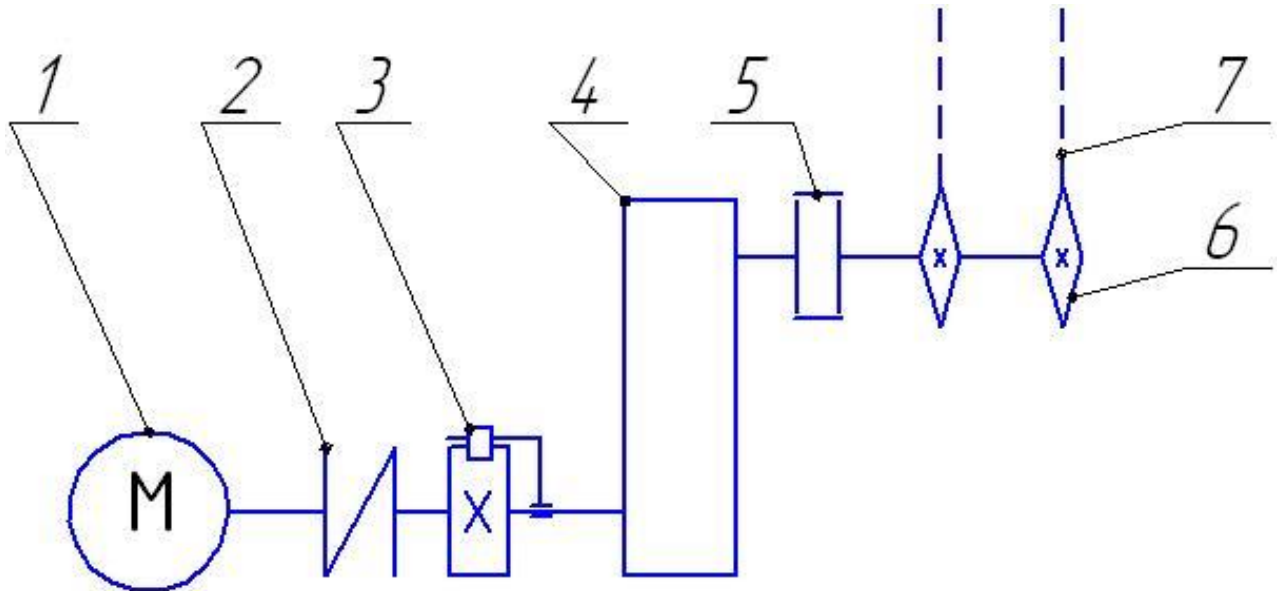


Рис. 3.2. Схема привода ківшевого елеватора:

1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – стопорний пристрій; 4 – редуктор; 5 – зубчаста муфта; 6 – привідна зірочка; 7 – ланцюг

Розрахункова потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_p = \frac{F_o v}{1000 \eta}, \quad (3.26)$$

де F_o – слід підставляти у Ньютонах; v – у метрах за секунду; η – коефіцієнт корисної дії привода.

Установлювана потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_0 = n_y P_p \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Оскільки $\eta = 0,89$ та $n_y = 1,1$, отримуємо:

$$P_p = \frac{F_o v}{1000 \eta} = 0,001 F_o v.$$

Для подальших досліджень приймаємо коефіцієнт опору руху ланцюга по напрямним $\omega = 0,3$.

Значення розрахункової потужності двигуна залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша зведені в таблиці 3.23-3.24:

Таблиця 3.23

Розрахункова потужність двигуна P_p при гострокутних ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна P_p , Вт	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$(16,2\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$4,06\gamma$
200	$(28\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$6,5\gamma$
250	$(39,9\gamma\lambda + 10\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	10γ
320	$(63,8\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	16γ
400	$(95,4\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$24,4\gamma$
500	$(164,2\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$41,2\gamma$

Таблиця 3.24

Розрахункова потужність двигуна при P_p заокруглених ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна P_p , Вт	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$(102\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$25,6\gamma$
400	$(174,2\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$43,7\gamma$
500	$(279\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	70γ
650	$(478,3\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	120γ
800	$(745,4\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	187γ
1 000	$(936,8\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	235γ

3.3 Аналіз впливу проектних параметрів на потужність приводу похилого ланцюгового елеватору для транспортування кам'яного вугілля

Проведемо аналіз впливу проектної продуктивності елеватору для транспортування кам'яного вугілля (розрахунок якого приведено у пункті 2.2

попереднього розділу) на потужність необхідного приводу. В даному випадку, згідно з даними табл. 2.1, враховуючи фізико-механічні властивості кам'яного вугілля, обрано ланцюговий елеватор з зімкненими заокругленими ковшами з бортовими напрямними та самопливним направленим розвантаженням. Швидкість руху ланцюгів беремо $v = 0,5$ м/с; коефіцієнт заповнення ковшів $\psi = 0,7$; $\rho = 0,8$ т/м³ – густина кам'яного вугілля; висота підйому вантажу $H = 25$ м, кут нахилу $\beta = 75^\circ$. Враховуючи зміни величин продуктивності та відповідних їй ковшів та кількості ланцюгів (один або два), величину коефіцієнта k_m обираємо відповідно до табл. 3.8.

За цих умов

$$\gamma = 3,6v\rho\psi = 3,6 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 1,01 \text{ т} \cdot \text{м/л} \cdot \text{год};$$

$$\gamma\lambda = 3,6v\rho\psi \frac{g}{3,6v} = \rho\psi g = 0,8 \cdot 0,7 \cdot 9,8 = 5,49 \text{ Н/м}^3.$$

За цих умов залежність розрахункова потужність електродвигуна приводу ланцюгового елеватору від проектної продуктивності має вигляд:

Таблиця 3.25

Розрахункова потужність двигуна P_p при гострокутних ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна при P_p , Вт	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	441,2	4,1
200	712	6,57
250	1086,7	10,1
320	1773	16,2
400	2698,6	24,6
500	4389,4	41,6

Розрахункова потужність двигуна P_p при заокруглених ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна при P_p , Вт	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	2727,4	25,9
400	4655,9	44,1
500	7800,3	70,7
650	13039,3	121,2
800	19521,3	188,9
1 000	24532,3	237,4

Таким чином, за отриманими аналітичними залежностями потужності приводу елеватору від проектної продуктивності, маємо, що при початкових даних: $v = 0,5$ м/с; $\psi = 0,7$; $\rho = 0,8$ т/м³; $H = 25$ м; $\beta = 75^\circ$; $k_M = 1,1$, за табл. 3.24 при $\Pi = 63$ т/год потужність приводу $P_p = 7,8$ кВт.

Враховуючи, що при повному розрахунку коефіцієнт запасу потужності $n_y = 1,2$, а при виведенні залежностей в табл. 3.21-3.22 $n_y = 1,1$ установлювана потужність двигуна, отримана за розрахунком в пункті 2.2 $P_0 = 8,6$ кВт.

Таким чином, похибка скороченого розрахунку складає:

$$\Delta = \frac{8,6 - 7,8}{8,6} 100\% = 9,3\% , \quad (3.28)$$

що є припустимим при розрахунках.

Враховуючи стандартні значення потужності трьохфазних асинхронних короткозамкнених електродвигунів серії 4А з синхронною частотою обертання 750 об/хв, для приводу ланцюгового елеватору для транспортування кам'яного вугілля маємо таблицю відповідності проектної продуктивності та необхідної потужності, марки двигуна:

Таблиця 3.27

Потужність двигуна при гострокутних ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Потужність двигуна P , кВт	Тип двигуна	Продуктивність елеватору, т/год
160	0,55	4A80B8Y3	4,1
200	0,75	4A90LA8Y3	6,57
250	1,1	4A90LB8Y3	10,1
320	2,2	4A112MA8Y3	16,2
400	3,0	4A112MB8Y3	24,6
500	5,5	4A132M8Y3	41,6

Таблиця 3.28

Потужність двигуна при заокруглених ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Потужність двигуна P , кВт	Тип двигуна	Продуктивність елеватору, т/год
320	3,0	4A112MB8Y3	25,9
400	5,5	4A132M8Y3	44,1
500	11	4A160M8Y3	70,7
650	15	4A180M8Y3	121,2
800	22	4A200L8Y3	188,9
1 000	30	4A225M8Y3	237,4

За результатами вищеприведених розрахунків наведемо графічну залежність потужності приводу ланцюгового елеватору для транспортування кам'яного вугілля від величини продуктивності при використанні загострених та заокруглених ковшів:

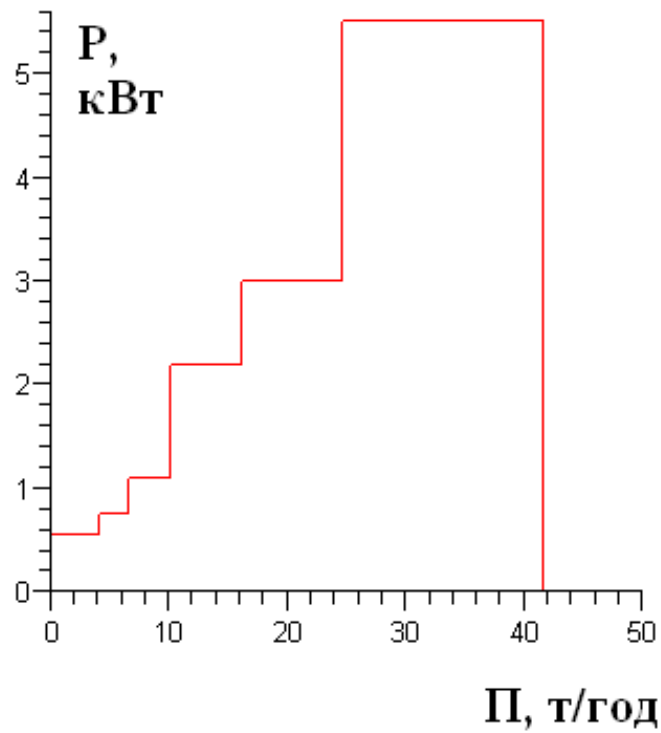


Рис. 3.3. Залежність потужності приводу похилого ланцюгового елеватору ($\beta = 75^\circ$) від продуктивності при використанні загострених ковшів

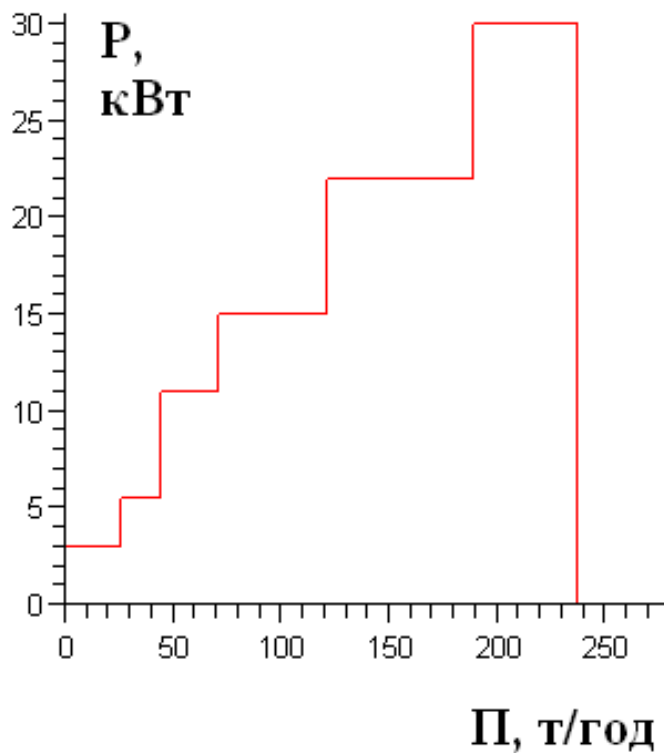


Рис. 3.4. Залежність потужності приводу похилого ланцюгового елеватору ($\beta = 75^\circ$) від продуктивності при використанні заокруглених ковшів

4 АЛГОРИТМ ПРИСКОРЕНОГО РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ

4.1 Обґрунтування побудови алгоритму

Основними публікаціями, які описують будову, конструктивні особливості, експлуатаційні та розрахункові параметрів таких елеваторів є [1, 2, 9, 10, 13]. Для визначення параметрів приводу елеватору, зокрема його потужності, потрібно провести розрахунок його зірочок, тягового органу (ланцюга), тяговий розрахунок та виконати підбір основних елементів приводу. Порядок проведення таких розрахунків детально описаний в роботах [2, 12]. Але при залученні такої методики розрахунку приводу елеваторів витрачається досить великий час. Тому задача удосконалення алгоритму визначення потужності приводу елеваторів для конкретних проектних характеристик та якісного підбору його основних елементів є досить актуальною в процесі проектування елеваторів.

Метою роботи є дослідження впливу проектних характеристик похилих ковшових ланцюгових елеваторів на параметри його приводу, зокрема потужність, а також - побудова алгоритму прискореного розрахунку величини потужності приводу елеватору по його проектним характеристикам, який враховує тип вантажу, висоту підйому, необхідну продуктивність, кут нахилу траси елеватору до горизонту, стандартні параметри ковшів.

4.2 Будова алгоритму

Основні типи вантажів, для транспортування яких використовують ковшові ланцюгові елеватори з гострокутними та заокругленими з бортовими напрямними ковшами, та відповідні ним рекомендовані за джерелом [2] види ковшів та розрахункові параметри елеваторів, приведені в таблиці 4.1.

Типи вантажів та відповідні ним характеристики елеваторів

Насипний вантаж	Тип ковша	Середній коефіцієнт заповнення ковша	Швидкість ланцюга, м/с	Щільність матеріалу, т/м ³
Гравій	О, С	0,8	0,4...0,63	1,7 - 1,85
Руда	О, С	0,8	0,4...0,63	1,1 – 1,6
Шлаки	О, С	0,8	0,4...0,63	0,6 – 1,0
Кам'яне вугілля	О, С	0,7	0,4...0,63	0,7 – 0,9
Каміння	О, С	0,7	0,4...0,63	2,0 – 2,3
Кокс	О, С	0,7	0,4...0,63	0,38 – 0,53
Деревне вугілля	О, С	0,7	0,4...0,63	0,19

Примітка: Типи ковшів: О – гострокутний з бортовими напрямними, С – заокруглений з бортовими напрямними.

За рекомендаціями Н.К. Фадєєва для тихохідних елеваторів з самопливним розвантаженням діаметр початкового кола зірочки знаходиться за формулою:

$$D \geq 0,6v^2 \text{ м.} \quad (4.1)$$

Кількість зубів зірочки обирається в залежності від типу, кроку обраного ланцюга та обирається за табл. LXXXVI [2].

Частота обертання зірочки визначається для перевірки отриманого типу розвантаження елеватору за полюсною відстанню

$$n_{зир} = \frac{60v}{\pi D_0} \text{ об/хв.} \quad (4.2)$$

Полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n^2} \text{ м.} \quad (4.3)$$

При самопливному розвантаженні має дотримуватись умова $l > r_0 + A_k$. Якщо ця умова виконується, тоді продовжується розрахунок, в протилежному випадку – обирається ківш іншого розміру.

Тяговий розрахунок ланцюгового ківшевого елеватору виконується

методом обходу за контуром. Основний принцип методу полягає у виявленні характерних точок траси, в яких відбувається зміна натягу ланцюгів. Схема ківшевого ланцюгового елеватора з зімкнутими ковшами приведена на рис. 4.1.

Для подальших досліджень введемо до розгляду наступні коефіцієнти, які враховують властивості вантажу, що транспортується:

$$\gamma = 3,6v\rho\psi \text{ т}\cdot\text{м/л}\cdot\text{год}, \quad (4.4)$$

$$\lambda\gamma = \rho\psi g \text{ Н/м}^3, \quad (4.5)$$

де ψ – коефіцієнт заповнення ковшів (відповідно до фізико-механічних властивостей вантажу, табл. 4.1); ρ – щільність вантажу, т/м^3 ; v – швидкість руху ланцюга, м/с ; g - прискорення вільного падіння, Н/кг .

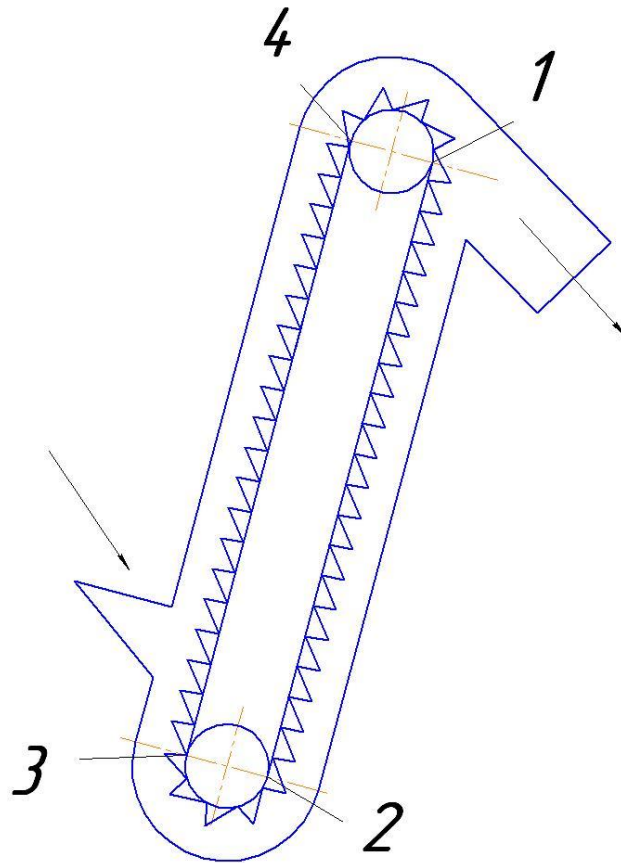


Рис. 4.1. Схема ланцюгового ківшевого елеватора похилого типу

Для визначеності в подальших дослідженнях будемо далі приймати швидкість руху ланцюга та щільність матеріалу, як середнє значення між двома

граничами інтервалу. Для таких значень швидкості із врахуванням даних таблиці 4.1 приведено величини коефіцієнтів γ та $\gamma\lambda$ в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Розрахункові параметри вантажу та елеватору

Насипний вантаж	Коефіцієнт заповнення ковша ψ	Щільність вантажу, т/м^3	Рекомендована швидкість руху ланцюга v , м/с	Значення коефіцієнтів	
				γ , $\text{т}\cdot\text{м/л}\cdot\text{год}$	$\gamma\lambda$, Н/м^3
Гравій	0,8	1,77	0,51	2,6	13,88
Руда	0,8	1,35	0,51	1,98	10,58
Шлаки	0,8	0,8	0,51	1,18	6,27
Кам'яне вугілля	0,7	0,8	0,51	1,02	5,49
Каміння	0,7	2,15	0,51	2,76	14,75
Кокс	0,7	0,45	0,51	0,58	3,09
Деревне вугілля	0,7	0,19	0,51	0,24	1,30

Як відомо, максимальне зусилля в стрічці виникає в кінці робочої гілки, тобто у точці 4 (див. рис. 4.1). В розділі 3 побудовано параметричну залежність значень зусиль у точці 4 та потужності приводу ківшевого ланцюгового елеватору від його проектної продуктивності, що дало можливість отримувати необхідне значення потужності приводу із врахуванням типу та фізико-механічних властивостей вантажів, величини висоти підйому, кута нахилу до горизонту, залучаючи для розрахунку лише одну формулу. Залежності зусилля в точці 4 від коефіцієнтів γ та $\gamma\lambda$, висоти підйому, будови та розміру ковша, приведені в таблицях 4.3 та 4.4.

Таблиця 4.3

Значення сил натягу у точці 4 елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_K , мм	Значення сил натягу у точці 4 S_4 , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$32,3\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$4,06\gamma$
200	$51,7\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$6,5\gamma$
250	$79,5\gamma(\lambda + 10\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))$	10γ
320	$127,2\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	16γ
400	$194\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$24,4\gamma$
500	$327,5\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$41,2\gamma$

Таблиця 4.4

Значення сил натягу у точці 4 елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_K , мм	Значення сил натягу у точці 4 S_4 , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$203,5\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$25,6\gamma$
400	$347,4\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	$43,7\gamma$
500	$556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	70γ
650	$954\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	120γ
800	$1486,7\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	187γ
1 000	$1868,3\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1)$	235γ

Вага ходової частини елеватору та насипного вантажу:

$$G = (cq_X + q_B)L, \quad (4.6)$$

де $c = 1,5$ - коефіцієнт зменшення ваги зведеної ходової частини елеватора.

Динамічна сила, що діє на ланцюги:

$$S_d = \frac{6Gv^2}{z^2t}. \quad (4.7)$$

Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах

$$S_p = S_4 + S_d. \quad (4.8)$$

З використанням формули (4.8) та залежностей з табл. 4.3, 4.4, залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p наведено в табл. 4.5, 4.6:

Таблиця 4.5

Залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p елеватору з гострокутними ковшами

Ширина ковшу B_K , мм	Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах S_p , Н	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$32,3\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 24,4\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$4,06\gamma$
200	$51,7\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 39\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$6,5\gamma$
250	$79,5\gamma(\lambda + 10\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 60\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	10γ
320	$127,2\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 96\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	16γ
400	$194\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 146,4\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$24,4\gamma$
500	$327,5\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + gk_M)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 247,2\gamma(\lambda + \text{cg}k_M)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$41,2\gamma$

Залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах S_p , Н	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$203,5\gamma\lambda + 25,6\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 153,6\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$25,6\gamma$
400	$347,4\gamma\lambda + 43,7\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 262,2\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	$43,7\gamma$
500	$556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 420\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	70γ
650	$954\gamma\lambda + 120\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 720\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	120γ
800	$1486,7\gamma\lambda + 187\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 1122\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	187γ
1 000	$1868,3\gamma\lambda + 235\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 1410\gamma(\lambda + \text{cg}k_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	235γ

Розрахункове зусилля в одному ланцюзі

$$S_{p1} = \frac{S_p}{nk_H}, \quad (4.9)$$

де $k_H = 0,85$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження двох ланцюгів;

n – кількість ланцюгів.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{\text{розр}} \geq n_{\text{л}} S_{p1}, \quad (4.10)$$

де $n_{\text{л}}$ – коефіцієнт запасу міцності ланцюга: $n_{\text{л}} = 8 \dots 10$ – для тягових пластинчастих, $n_{\text{л}} = 8 \dots 14$ – для круглоланкових зварних ланцюгів.

За дод. LXXXVII [2] обирається марка тягового пластинчастого ланцюга з прийнятим кроком і розривним зусиллям.

Привід ланцюгового ковшового елеватора проектується з циліндричним двоступінчатим редуктором, інколи – з конічно-циліндричним та черв'ячним. Кінематична схема приводу наведена на рис. 4.2.

Коефіцієнт корисної дії приводу знаходиться з формулою:

$$\eta = \eta_p \eta_L \eta_M, \quad (4.11)$$

де $\eta_p = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_L = 0,95$ – коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі;

$\eta_M = 0,98$ – коефіцієнт корисної дії муфти.

Таким чином

$$\eta = \eta_p \eta_L \eta_M = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,89.$$

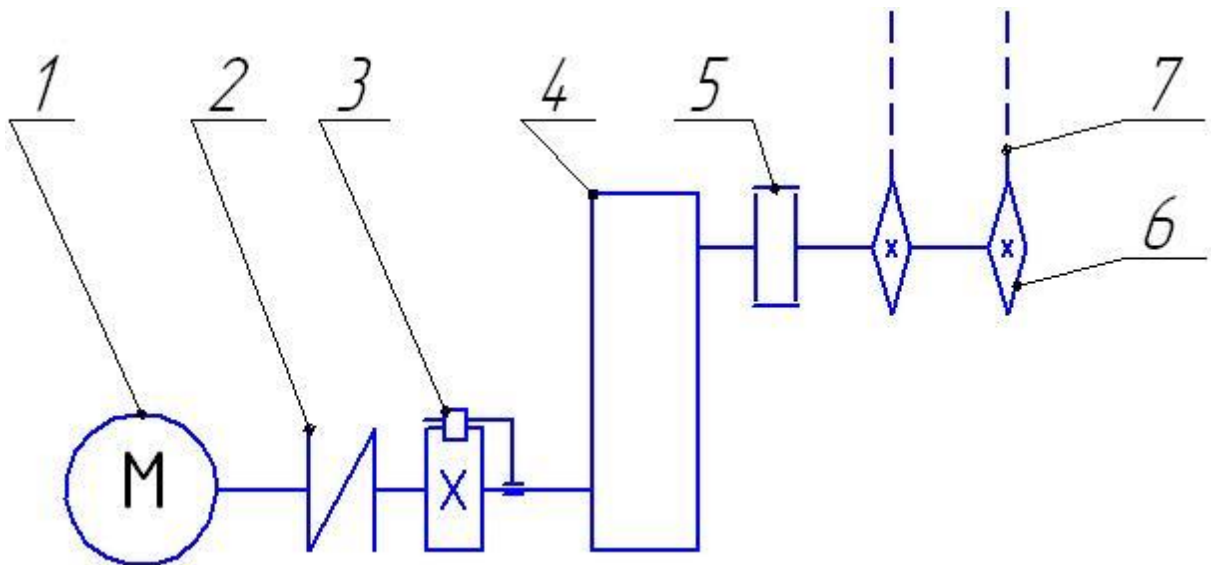


Рис. 4.2. Схема приводу ківшевого елеватора:

1 – двигун; 2 – пружна муфта; 3 – стопорний пристрій; 4 – редуктор; 5 – зубчаста муфта; 6 – привідна зірочка; 7 – ланцюг

Розрахункова потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_p = \frac{F_0 v}{1000 \eta}, \quad (4.12)$$

де F_0 – слід підставляти у Ньютонах; v – у метрах за секунду;
 η – коефіцієнт корисної дії привода.

Установлювана потужність двигуна (кВт) визначається за формулою

$$P_0 = n_y P_p \text{ кВт}, \quad (4.13)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

Оскільки $\eta = 0,89$ та $n_y = 1,1$, отримуємо:

$$P_p = \frac{F_0 v}{1000 \eta} = 0,001 F_0 v.$$

Для подальших досліджень приймаємо коефіцієнт опору руху ланцюга по напрямним $\omega = 0,3$.

Значення розрахункової потужності двигуна залежно від значення проектної продуктивності, типу ковша зведені в таблиці 4.7-4.8:

Таблиця 4.7

Розрахункова потужність двигуна P_p при гострокутних ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна P_p , Вт	Продуктивність елеватору з гострокутними ковшами, т/год
160	$(16,2\gamma\lambda + 4,06\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$4,06\gamma$
200	$(28\gamma\lambda + 6,5\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$6,5\gamma$
250	$(39,9\gamma\lambda + 10\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	10γ
320	$(63,8\gamma\lambda + 16\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	16γ
400	$(95,4\gamma\lambda + 24,4\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$24,4\gamma$
500	$(164,2\gamma\lambda + 41,2\gamma(\lambda + 1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v$	$41,2\gamma$

Таблиця 4.8

Розрахункова потужність двигуна при P_p заокруглених ковшах

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункова потужність двигуна P_p , Вт	Продуктивність елеватору з заокругленими ковшами, т/год
320	$(102\gamma\lambda+25,6\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	25,6 γ
400	$(174,2\gamma\lambda+43,7\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	43,7 γ
500	$(279\gamma\lambda+70\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	70 γ
650	$(478,3\gamma\lambda+120\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	120 γ
800	$(745,4\gamma\lambda+187\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	187 γ
1 000	$(936,8\gamma\lambda+235\gamma(\lambda+1,57k_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta+1))v$	235 γ

4.3 Загальний вигляд алгоритму

Отже, алгоритм визначення потужності приводу ланцюгового елеватора при заданих продуктивності Π , висоти підйому H , кута нахилу β , типу вантажу має такий вигляд:

1. За таблицею 4.2 обираємо величину коефіцієнту $\gamma\lambda$ та рекомендовану швидкість руху ланцюга v .
2. За таблицею 4.1 обираємо вид ковша (гострокутний або заокруглений з бортовими напрямними) для заданого вантажу.
3. За таблицями 3.2-3.4 обираємо ківш з необхідними параметрами: шириною B_k , вилітом A_k та за умовою (3.2) перевіряємо правильність його вибору.
4. За формулою (4.1) розраховуємо величину діаметр привідної зірочки елеватора D та обираємо його значення зі стандартного ряду, вибір параметрів ланцюга.
5. За формулами (4.2) та (4.3) розраховуємо частоту обертання зірочки $n_{зир}$ та полюсну відстань елеватору l , а також перевіряємо умову, що гарантує самопливне завантаження: $l > r_0 + A_k$.

6. За таблицями 4.5, 4.6 (в залежності від конфігурації ковша, величини γ (див. табл. 4.2)) розраховуємо для означеної величини продуктивності значення зусилля S_p .

7. За отриманим значенням S_p перевіряємо на міцність обраний ланцюг за формулою (4.10) (за необхідністю уточнюємо розмір ланцюга, перераховуємо величину S_p та знову перевіряємо ланцюг).

8. За таблицями 4.7, 4.8 (в залежності від конфігурації ковша, величини γ (див. табл. 4.2)) обираємо тип параметричної залежності розрахункової потужності та розраховуємо її значення за вихідними даними.

9. За обраною залежністю будуємо графічну залежність розрахункової потужності від висоти підйому вантажу $P = f(H)$.

10. Підставивши задану висоту підйому вантажу в отриману залежність $P = f(H)$ розраховуємо орієнтовне значення необхідної потужності приводу елеватору.

11. При фіксованій величині висоти підйому вантажу H визначаємо залежність значення потужності приводу від продуктивності та будуємо її графічне зображення.

Блок-схема розрахунку величини потужності ковшового стрічкового елеватору за побудованим алгоритмом показана на рис. 4.3.

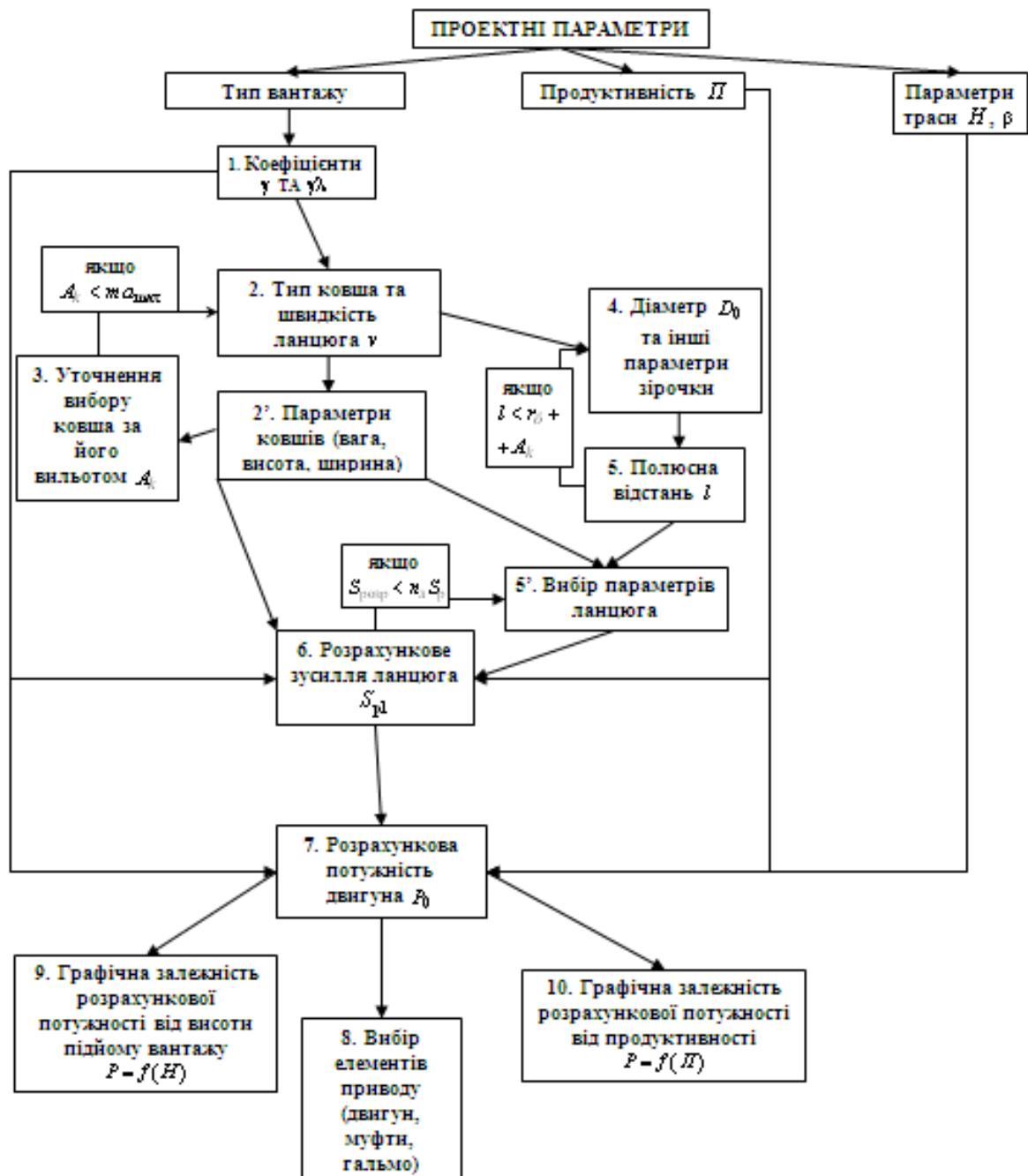


Рис. 4.3. Блок-схема розрахунку потужності приводу елеватору за побудованим алгоритмом

4.4 Приклад застосування алгоритму

Розглянемо методику побудови залежності потужності від основних параметрів (продуктивності, висоти підйому, кута нахилу та типу вантажу) для розрахунку елеватору на наступному прикладі:

вантаж – кам'яне вугілля;

продуктивність $P = 63$ т/год;

висота підйому $H = 25$ м;

кут нахилу $\beta = 75^\circ$

За запропонованим вище алгоритмом проведемо розрахунок:

1. За таблицею 4.2 для кам'яного вугілля обираємо:

- величину коефіцієнту $\gamma = 1,02$ Н/м³;

- рекомендовану швидкість руху стрічки $v = 0,5$ м/с;

- величину коефіцієнту $\gamma\lambda = 5,49$ т·м/л·год;

2. За таблицею 4.1 обираємо вид ковша для транспортування кам'яного вугілля – гострокутний або заокруглений з бортовими напрямними.

Для визначеності подальших досліджень приймаємо: ланцюговий елеватор з зімкненими заокругленими ковшами з бортовими напрямними.

3. За таблицями 3.3 обираємо заокруглений ківш з необхідними параметрами: шириною B_k , вилітом A_k

Таблиця 4.9

Параметри заокруглених ковшів

Ширина ковшу B_k , мм	Крок ковшів t , мм	Ємність ковша i_0 , л	Продуктивність елеватору, т/год
1	3	4	5
320	250	6,4	26,1
400	320	14	44,6
500	400	28	71,4
650	500	60	122,4
800	630	118	194,5
1000	630	148	239,7

Для обраного ковша (ширина $B_k = 500$ мм) за табл. 3.4 маємо його характеристики: виліт ковша A_k , висота ковша h , зведені в таблицю 4.10.

Таблиця 4.10

Характеристика ковшів елеватору

Тип ковша	Внутрішні розміри ковша, мм				Місткість ковша, л
	ширина B_k	виліт A_k	висота	R	
1	2	3	4	5	6
Заокруглений з бортовим напрямними С	500	270	385	100	28

В якості тягового органу в ланцюгових елеваторах використовуються пластинчасті, втулкові, роликові та каткові ланцюги за ГОСТ 588-81 з кроком 100...630 мм та зварні круглоланкові з круглої сталі діаметром 16...28 мм по ГОСТ 2319-81 з термічною обробкою ланок.

Для визначеності подальших досліджень приймемо в якості тягового органу ківшевого елеватору пластинчастий тяговий ланцюг за ГОСТ 588-81. Кількість ланцюгів, як відомо, визначається за наступними рекомендаціями: один – при ширині ковша менше 250 мм, при більшій ширині - два. В нашому випадку два ланцюги.

Виліт ковша задовольняє умову (3.2):

$$270 = A_k \geq t a_{\max} = 2,5 \cdot 100 = 250.$$

Коефіцієнт $m = 2,0...2,5$ для рядових та $m = 4...5$ для сортувальних матеріалів.

4. За формулою (4.1) розраховуємо величину діаметр привідної зірочки елеватора D :

- для тихохідних елеваторів з самопливним розвантаженням діаметр початкового кола зірочки знаходимо за формулою:

$$D \geq 0,6v^2 = 0,6 \cdot 0,5^2 = 0,15 \text{ м.}$$

Для пластинчастого ланцюга з кроком $t_{\text{л}} = 200$ мм обираємо зірочку, у якої $z = 8$, діаметр ділильного кола $D_0 = 522,62$ мм.

5. За формулами (4.2) та (4.3) розраховуємо частоту обертання зірочки $n_{\text{зир}}$

та полюсну відстань елеватору l :

- частота обертання зірочки:

$$n_{зир} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,5226} = 18,3 \text{ об/хв.}$$

- полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n^2} = \frac{895}{18,3^2} = 2,67 \text{ м.}$$

При самопливному розвантаженні має дотримуватись умова $l > r_{\bar{o}} + A_k$; в дійсності $2,67 = l > r_{\bar{o}} + A_k = 0,531$. Умова витримана.

6. За таблицею 4.6 розраховуємо для означеної величини продуктивності значення зусилля S_p .

Для обраного випадку, маємо наступну залежність значення зусилля S_p :

Таблиця 4.11

Залежність розрахункового тягового зусилля в ланцюгах S_p елеватору з заокругленими ковшами

Ширина ковшу B_k , мм	Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах S_p , Н	Продуктивність елеватору, т/год
500	$556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 420\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta$	71,4

$$S_p = 556,5\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + gk_m)H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1) + 420\gamma(\lambda + cgk_m)Hv^2/z^2t \sin\beta = 36935,4 \text{ Н.}$$

7. За отриманим значенням S_p перевіряємо на міцність обраний ланцюг за формулою (4.10) (за необхідністю уточнюємо розмір ланцюга, перераховуємо величину S_p та знову перевіряємо ланцюг).

Розрахункове зусилля в одному ланцюзі

$$S_{p1} = \frac{S_p}{2k_H} = \frac{36935,4}{2 \cdot 0,85} = 21726,7 \text{ Н}, \quad (4.14)$$

де $k_H = 0,85$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження двох ланцюгів.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{розр} \geq n_{л} S_{p1} = 10 \cdot 21726,7 = 217267 \text{ Н}, \quad (4.15)$$

де $n_{л}$ – коефіцієнт запасу міцності ланцюга: $n_{л} = 8...10$ - для тягових пластинчастих, $n_{л} = 8...14$ – для круглоланкових зварних ланцюгів.

За дод. LXXXVII [2] обираємо тяговий пластинчастий ланцюг М224 з кроком $t_{л} = 200$ мм і розривним зусиллям $F_{розр} = 224$ кН.

8. Оскільки проектна продуктивність $\Pi = 63$ т/год, тоді за таблицею 4.8 обираємо залежність, що знаходиться у 2-ому стовбці у 3-ому рядку, тобто відповідає ширині ковша 500 мм:

$$P_p = (279\gamma\lambda + 70\gamma(\lambda + 1,57k_M))H(\omega \cdot \text{ctg}\beta + 1))v. \quad (4.16)$$

Таким чином, за отриманими аналітичними залежностями потужності приводу елеватору від проектної продуктивності, маємо, що при початкових даних: $v = 0,5$ м/с; $\psi = 0,7$; $\rho = 0,8$ т/м³; $H = 25$ м; $\beta = 75^\circ$; $k_M = 1,1$, за табл. 4.8 при $\Pi = 63$ т/год потужність приводу $P_p = 7,8$ кВт.

Враховуючи, що при повному розрахунку коефіцієнт запасу потужності $n_y = 1,2$, а при виведенні залежностей в табл. 3.21-3.22 $n_y = 1,1$ установлювана потужність двигуна, отримана за розрахунком в пункті 2.2 $P_0 = 8,6$ кВт.

Таким чином, похибка скороченого розрахунку складає:

$$\Delta = \frac{8,6 - 7,8}{8,6} 100\% = 9,3\%, \quad (4.17)$$

що є припустимим при розрахунках.

9. За обраною залежністю будемо графічну залежність розрахункової потужності від висоти підйому вантажу $P = f(H)$.

$$P_p = 765,9 + 274,1H. \quad (4.18)$$

Графічна залежність значення потужності приводу елеватору при транспортуванні кам'яного вугілля з проектною продуктивністю $\Pi = 63$ т/год від висоти підйому зображена на рис. 4.4.

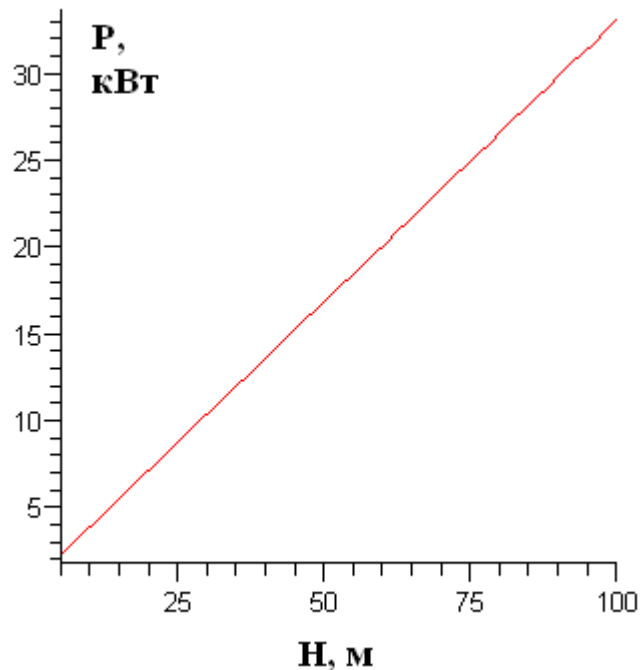


Рис. 4.4. Залежність потужності приводу похилого ланцюгового елеватору ($\beta = 75^\circ$) від висоти підйому при використанні заокруглених ковшів

10. Підставивши задану висоту підйому вантажу в отриману залежність $P = f(H)$ розраховуємо орієнтовне значення необхідної потужності приводу елеватору:

$$P_p = 765,9 + 274,1 \cdot 25 = 7,818 \text{ Вт.}$$

11. За результатами вищепроведених розрахунків наведемо графічну залежність потужності приводу ланцюгового елеватору для транспортування кам'яного вугілля від величини продуктивності при використанні заокруглених ковшів:

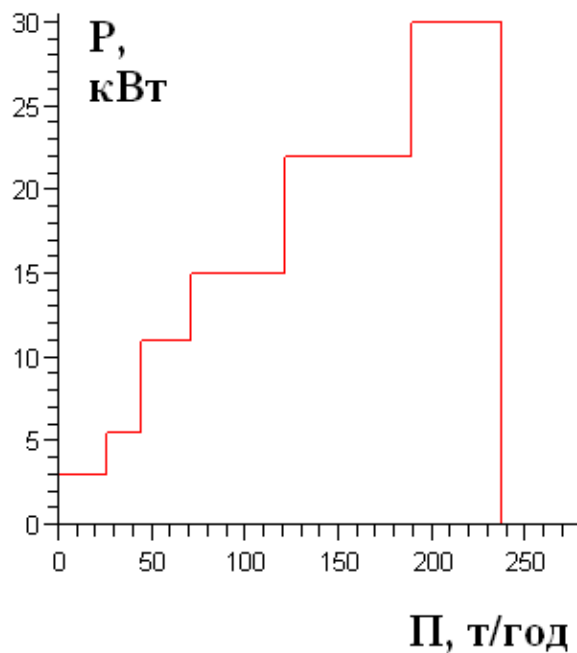


Рис. 4.5. Залежність потужності приводу похилого ланцюгового елеватору ($\beta = 75^\circ$) від продуктивності при використанні заокруглених ковшів

Отже, підсумовуючи наведені результати, можна зробити висновки: для тихохідних ківшевих ланцюгових елеваторів побудовано алгоритм прискореного розрахунку орієнтовного значення потужності приводу від його проектних характеристик, що дає можливість досить швидкого отримання значення потужності приводу із врахуванням типу та фізико-механічних властивостей вантажів, величини висоти підйому, кута нахилу до горизонту та проектної продуктивності. Для прикладу розглянуто алгоритм визначення величини потужності приводу елеватору, призначеного для транспортування кам'яного вугілля. Для такого елеватору також побудовано графічні залежності потужності приводу від проектної продуктивності та висоти підйому вантажу. Встановлено, що функція зміни величини потужності елеватору від проектної продуктивності (при фіксованих висоті підйому, типу вантажу, швидкості руху ланцюга, куті нахилу) є кусково-сталою та монотонно зростаючою, а від висоти підйому (при фіксованих продуктивності, типу вантажу, швидкості руху ланцюга, куті нахилу) – лінійною.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека праці, як галузь практичної діяльності, спрямована на створення безпечних і нешкідливих умов праці. На сучасному етапі розвитку виробництва вона набуває все більш важливого значення.

Створення безпечних і нешкідливих умов праці на виробництві вимагає значних матеріальних витрат, впровадження знань і рішень науково-дослідних робіт в галузі охорони праці. Поки поміж тим, що ми знаємо про методи і засоби охорони праці, і тим, що реалізовано на виробництві, різниця все ще велика.

Безпека праці на підприємстві може бути на належному рівні тільки тоді, коли всебічно виконуються вимоги трудового законодавства, державних стандартів України, норм і правил, розроблених для збереження здоров'я працюючих. Важливе місце при цьому належить виконанню організаційних вимог з охорони праці, а також трудовій та виробничій дисципліні працюючих. Для цього необхідно виконання вимог НПАОП 0.00-4.15-98 "Положення про розробку інструкцій з охорони праці", ГОСТ 12.2.022-80 ССБТ "Конвеєри. Загальні вимоги безпеки", СНиП 2.05.07-91 "Промисловий транспорт".

5.1 Охорона праці під час експлуатації елеваторів

Вимоги безпеки до елеваторів викладені в ГОСТ 12.2.022-80 ССБТ "Конвеєри. Загальні вимоги безпеки".

До роботи машиністами елеватора (далі також - машиніст) допускаються працівники не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд, навчання за відповідними програмами, перевірку знань в обсязі інструкції з охорони праці за професією (суміщають професії) та інструктаж на робочому місці з безпечного виконання робіт.

Навчання машиніста з охорони праці проводиться у вигляді: вступного інструктажу, первинного інструктажу на робочому місці, повторного інструктажу, позапланового інструктажу, цільового інструктажу та спеціального

навчання в обсязі програми підготовки за професією, що включає питання охорони праці та вимоги технічних умов заводу - виробника обладнання з безпечної його експлуатації.

Вступний інструктаж проводить працівник служби охорони праці або працівник, який його заміщує, з усіма прийнятими на роботу за програмою, затвердженою роботодавцем та погодженою з профспілковим комітетом чи іншим представницьким органом працівників.

Первинний інструктаж на робочому місці проводить посадова особа (майстер, начальник ділянки тощо) індивідуально до початку виробничої діяльності працівника за програмою охорони праці за професією.

Повторний інструктаж проводиться за програмою первинного інструктажу щоквартально безпосереднім керівником робіт індивідуально або з групою працівників аналогічних професій, включаючи і суміщені роботи .

Позаплановий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при зміні інструкцій з охорони праці, технологічного процесу, технологічного обладнання, на вимогу органів нагляду тощо, що визначають обсяг і зміст інструктажу.

Цільовий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при виконанні разових робіт, не пов'язаних з прямими обов'язками працівника за професією.

Згідно з вимогами ГОСТ 12.2.022 ССБТ основні умови безпеки елеваторів зводяться до наступних:

- застосування пристроїв, що виключають або зменшують необхідність ручної праці;
- застосування пускового пристрою, заблокованого з пристроєм звукового сигналу так, що механізм елеватора приходить в дію тільки через 1-2 хвилини після включення сигналу; застосування пристрою для зупинки елеватора з будь-якого місця;

- огорожу елеваторів, розміщених над робочими місцями, проїздами та проходами, міцними сітками, здатними витримати вантаж і деталі елеватору в разі їх падіння;

- влаштування постійних перехідних містків з поручнями у місцях розташування елеваторів на невеликій висоті над підлогою приміщення.

Відповідно до ГОСТ 12.2.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы» під час роботи на машиніста елеватору можуть впливати такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори [27]:

- вібрація від робочих механізмів елеваторів;
- шум;
- рухомі елементи транспортних засобів, обладнання і переміщувані ними вантажі, матеріали, особливо при розміщенні цих засобів і устаткування у тунелях, галереях і в інших обмежених умовах;
- оберткові елементи приводних, натяжних, завантажувальних, розвантажувальних вузлів та ін;
- ураження електричним струмом;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони і виробничих приміщень;
- недостатня освітленість.

Особливу небезпеку при використанні обладнання безперервної дії являє контактування з рухливими елементами (зубчастими колесами, шківками, вантажем та ін) і зони набігання стрічки (у шківів, роликів), захват за незастебнутий, не заправлений належним чином спецодяг, рукавиці тощо.

Машиніст елеватора повинен забезпечуватися такими засобами індивідуального захисту: костюмом бавовняним, черевиками шкіряними, захисною каскою, рукавицями комбінованими, респіратором.

Взимку, при роботі в неопалюваних корпусах, додатково видаються куртка і брюки на утеплювальній прокладці, валянки і калоші на валянки.

Крім того, одним з важливих шкідливих факторів є шум.

Шум – це звуки, які негативно впливають на організм людини і заважають його роботі та відпочинку.

Важливою характеристикою шуму є його частотний склад. Якщо в складі шуму переважають звуки з частотою коливань до 400 Гц, такий шум називається низькочастотним, якщо переважають звуки з частотою 400 – 1000 Гц – середньочастотним, якщо понад 1000 Гц – високочастотним. Низькочастотний шум інтенсивністю до 100 дБ не викликає відчутної несприятливої дії на орган слуху; для середньочастотного шуму ця норма становить 85 – 90 дБ; для високочастотного – 75 – 85 дБ. Несприятливі суб'єктивні відчуття і вплив на організм людини зумовлює високочастотний шум.

Шум несприятливо впливає на людину. У робітників, які мають справу з гуркотливими машинами та механізмами, виникають стійкі порушення слуху, що нерідко призводить до професійних захворювань (глухуватості і глухоти). Найбільша втрата слуху спостерігається протягом перших десяти років роботи, і з плином часу ця небезпека зростає. Тривала дія шуму на організм людини призводить до розвитку хронічної перевтоми, зниження працездатності, виникнення таких симптомів як поганий сон, сонливість, зниження слуху, порушення терморегуляції. Усе це може спричинити аварію на виробництві. Короткочасний, навіть одноразовий вплив шуму високої інтенсивності може спричинити повну загибель спірального органу або розрив барабанної перетинки, що супроводжується почуттям закладеності та різким болем у вухах. Наслідком баротравми нерідко буває повна втрата слуху. Шум впливає на систему травлення і кровообігу, серцево-судинну систему. У разі постійного шумового фону до 70 дБ виникає порушення ендокринної та нервової систем, до 90 дБ — порушує слух, до 120 дБ — призводить до фізичного болю, який може бути нестерпним. Шум не лише погіршує самопочуття людини, а й знижує продуктивність праці на 10-15 %. У зв'язку з цим боротьба з ним має не лише санітарно-гігієнічне, а й велике техніко-економічне значення.

Початкові прояви професійної приглухуватості найчастіше зустрічаються у осіб зі стажем роботи в умовах шуму близько 5 років. При високих рівнях шуму слухова чутливість падає вже через 1 – 2 роки, при середніх – виявляється набагато пізніше, через 5 – 10 років, тобто зниження слуху відбувається повільно, хвороба розвивається поступово.

У працюючих в умовах шуму основними скаргами є: зниження слуху, головний біль тупого характеру, відчуття важкості і шуму в голові, що виникають до кінця робочої зміни або після роботи, запаморочення при зміні положення тіла, підвищена дратівливість, швидка стомлюваність, зниження працездатності, уваги, підвищена пітливість, порушення ритму сну (сонливість вдень, тривожний сон у нічний час). Можуть спостерігатися неприємні відчуття в області серця у вигляді поколювань, серцебиття. Відзначається виражена нестійкість пульсу і артеріального тиску, особливо в період перебування в умовах шуму.

Одним з важливих профілактичних засобів попередження стомлення при дії шуму є чергування періодів роботи і відпочинку. Відпочинок знижує негативний вплив шуму на працездатність лише в тому випадку, якщо його тривалість та кількість відповідають умовам, в яких відбувається найефективніше відновлення нервових центрів. Важливе значення для осіб, зайнятих на роботах із шумом, має короткочасний відпочинок під час роботи, а також організоване дозвілля поза робочим часом. Захист від високочастотного шуму забезпечують засоби індивідуального захисту (наушники, заглушки для вух та ін.).

Важливе значення у попередженні розвитку шумової патології мають попередні (під час прийняття на роботу) і періодичні (протягом трудової діяльності) медичні огляди. Згідно з наказом Міністерства охорони здоров'я України від 21.05.2007 № 246 «Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій» таким оглядам підлягають особи, які працюють на виробництвах, де шум перевищує гранично допустимий рівень,

тобто умови праці є шкідливими згідно з наказом Міністерства охорони здоров'я України від 08.04.2014р. №248 Про затвердження Державних санітарних норм і правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу».

Кратність проведення періодичних медичних оглядів встановлюється в залежності від інтенсивності шуму. Огляди проводяться за участю отоларинголога, невропатолога і терапевта. Одним з методів дослідження гостроти слуху є аудіометрія. Аудіометрія – це дослідження, що вимірює гостроту слуху, визначає слухову сприйнятливість до звукових коливань різної частоти.

Захист від шуму повинен забезпечуватися розробкою шумобезпечної техніки, застосуванням засобів і методів колективного захисту, в тому числі будівельно-акустичних, застосуванням засобів індивідуального захисту.

Колективні засоби захисту поділяються на засоби, що знижують шум у джерелі його виникнення, і засоби, що знижують шум на шляху його поширення від джерела до об'єкта, що захищається.

Зниження шуму в джерелі здійснюється за рахунок поліпшення конструкції машини або зміни технологічного процесу. Методи і засоби колективного захисту, в залежності від способу реалізації, поділяються на будівельно-акустичні, архітектурно-планувальні та організаційно-технічні і включають в себе:

- зміну спрямованості випромінювання шуму;
- раціональне планування підприємств і виробничих приміщень;
- акустичну обробку приміщень;
- застосування звукоізоляції.

У низці випадків величина показника спрямованості досягає 10-15 дБ, що необхідно враховувати при використанні установок з направленим

випромінюванням, орієнтуючи ці установки так, щоб максимум випромінюваного шуму був спрямований у протилежний бік від робочого місця.

Раціональне планування підприємств і виробничих приміщень дозволяє знизити рівень шуму на робочих місцях за рахунок збільшення відстані до джерел шуму.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) застосовуються в тому разі, якщо іншими способами забезпечити допустимий рівень шуму на робочому місці не вдається. Принцип дії ЗІЗ — захистити найбільш чутливий канал впливу шуму на організм людини — вухо. Застосування ЗІЗ дозволяє попередити розлад не тільки органів слуху, а й нервової системи від дії надмірного подразника.

Найбільш ефективні ЗІЗ, як правило, в області високих частот.

ЗІЗ включають в себе протишумні вкладиші (беруші), навушники, шоломи і каски, спеціальні костюми.

При необхідності, за умовами виконання окремих видів робіт, машиніст повинен забезпечуватися каскою захисною, наголовним захисним щитком, навушниками протишумними та іншими засобами індивідуального захисту.

Вібрація – механічні коливання, що виникають у пружних тілах та передаються на тіло людини. Людина може відчувати вібрацію в діапазоні частот від частки Герца до 8000 Гц.

Згідно ДСН 3.3.6. 039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» за способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та локальну вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами і обладнанням, деталями, які обробляються та ін. (далі обладнання, яке вібрує).

Особливо небезпечними для людини є коливання з частотою 4-8 Гц, що збігаються з власною частотою коливань ряду внутрішніх органів, які пружно

закріплені на скелеті (серце, печінка, нирки та ін.), і близько 30 Гц (частота власних коливань тіла людини).

Загальні методи боротьби з вібрацією базуються на аналізі та порівнянні, котрі описують коливання машин у виробничих умовах і класифікуються наступним чином:

- зниження вібрацій в джерелі виникнення шляхом зниження або усунення збуджувальних сил;
- відлагодження від резонансних режимів раціональним вибором приведеної маси або жорсткості системи, котра коливається;
- вібродемпферування - зниження вібрацій за рахунок тертя демпферного пристрою, тобто переведення коливної енергії в тепло;
- динамічне гасіння - введення в коливну систему додаткових мас або збільшення жорсткості системи
- віброізоляція - введення в коливну систему додаткового пружного зв'язку, з метою послаблення передавання вібрацій, суміжному елементу конструкції або робочому місцю;
- використання індивідуальних засобів захисту.

Перед початком роботи машиніст елеватора повинен надіти спецодяг та спецвзуття.

Перед пуском елеватора необхідно перевірити:

- стан транспортерної стрічки та її стиків;
- справність звукової та світлової сигналізації;
- справність сигналізують датчиків, блокувань;
- наявність і працездатність протипожежного захисту елеватора (для пожежонебезпечних умов роботи);
- надійність роботи пристроїв аварійної зупинки елеватора;
- правильність натягу ланцюга;
- наявність і справність роликів;

- наявність захисного заземлення електрообладнання, броні кабелів, рами конвеєра;
- наявність і надійність огорожень приводних, натяжних і кінцевих барабанів.

Машиніст елеватора повинен вжити заходів щодо усунення виявлених недоліків, а при неможливості зробити це повідомити змінному майстру і не включати елеватори до усунення всіх несправностей.

Машиніст елеватора зобов'язаний:

- бути уважним і виконувати вимоги встановлених звукових і світлових сигналів;
- пересуватися за встановленими проходах і перехідних містках;
- стежити за справністю огорожень приводних, натяжних станцій і роликкоопор конвеєра;
- стежити за справним станом перевантажувальних точок, натяжних барабанів, редукторів живильників, автоматичних пристроїв, встановлених на конвеєрі, за правильної розвантаженням матеріалів у приймальні агрегати;
- містити зону обслуговування конвеєра і робоче місце в чистоті, не захаращуючи їх сторонніми предметами.

При централізованому дистанційно-автоматичному управлінні технологічним обладнанням і транспортуванням переробляється і готової продукції запуск конвеєрів проводиться з пульта управління диспетчером заводу.

Перед запуском обладнання диспетчером подаються попереджувальний світловий і звуковий сигнали.

Перед початком завантаження обладнання необхідно перевірити роботу конвеєра на холостому ходу. При цьому встановлюється правильність руху стрічки конвеєра, відсутність бічних зсувів стрічки, її стан.

Роботи з очищення та мастилі елеваторів, по натягуванню і напруженню стрічки по роликах, з прибирання просипу вручну з-під головних , хвостових і відхиляють барабанів дозволяється проводити тільки при вимкненому

електродвигуні і знятих запобіжниках, а на пускових пристроях повинні бути вивішені попереджувальні плакати "Не включати! Працюють люди!". Відключення від мережі необхідно проводити в діелектричних рукавичках, стоячи на ізолюючому килимку .

Під час роботи елеватора машиністу забороняється:

- переставляти або замінювати підтримують і напрямні ролики;
- стояти на рамі конвеєра або перебувати на рухомій стрічці;
- направляти рух стрічки, а також поправляти бортове ущільнення вручну;
- йти без дозволу змінного майстра зі свого робочого місця.

Для запобігання аварійних ситуацій необхідно не допускати сходу стрічки з барабанів, завалу конвеєра, забивання розвантажувальних воронки і жолобів, обриву і пробуксовки стрічки.

Під час роботи елеватора не допускається :

- усунення перекосу конвеєрної стрічки з використанням металевого прута, труби, палиці і т.п., регулювання положення барабанів і роликів опор;
- зберігання горючих рідин, мастильних і обтиральних матеріалів поблизу пускових пристроїв конвеєра;
- застосування для редукторів приводів конвеєрів мастильних матеріалів, не ухваленого заводом-виробником;
- робота при несправних реле швидкості, реле захисту від пробуксовки конвеєрної стрічки, реле сходу конвеєрної стрічки, сигнальних пристроях і пристроях екстреної зупинки елеватора, при утворилися завалах транспортується на конвеєрній стрічці;
- усунення пробуксовки конвеєрної стрічки з використанням підсіпки між стрічкою і барабаном каніфолі, бітуму, піску, що транспортується та іншого матеріалу. Усунення пробуксовки конвеєрної стрічки необхідно проводити при зупиненому конвеєрі натягом стрічки способом, передбаченим у конструкції конвеєра;
- змащення підшипників та інших деталей, що труться;

- допуск сторонніх осіб до управління конвеєром.

У процесі експлуатації елеватора необхідно систематично контролювати:

- правильність завантаження конвеєрної стрічки транспортуються матеріалом;

- плавність руху і стан конвеєрної стрічки;

- становище і роботу щіток і скребків.

Елеватори повинні бути негайно зупинені:

- при пробуксовці стрічки на приводних барабанах;

- при появі запаху гару, диму, полум'я;

- при ослабленні натягу стрічки понад допустимого;

- при збіганні конвеєрної стрічки на роlikоопорах або барабанах до торкання нею нерухомих частин конвеєра та інших предметів;

- при несправності захистів, блокувань, засобів екстреної зупинки конвеєра;

- при відсутності або несправності огорожувальних пристроїв;

- при несправних болтових з'єднаннях, при виявленні затягнутих болтах болтів;

- при ненормальному стукоті і підвищеному рівні шуму в редукторі приводу;

- при забиванні транспортуються матеріалом перевантажувального вузла;

- за відсутності двох і більше роликів на суміжних опорах;

- при пошкодженнях конвеєрної стрічки та її стикового з'єднання, що створюють небезпеку аварії;

- при порушенні футеровки приводного і притискного барабанів;

- при заклинювання барабанів.

Зупинку ковшового конвеєра слід проводити (при нормальній роботі) після сходження з нього вантажу.

Після закінчення роботи елеватора необхідно:

- відключити елеватор від електромережі;

- зробити запис у журналі огляду та ремонту елеватора про виявлені неполадки і заходи щодо їх усунення.

У разі раптового припинення подачі електроенергії пускові пристрої електродвигунів і важелі керування елеваторів переводяться негайно в положення "Стоп".

При роботі з пересувними елеватору особлива увага повинна звертатися на огорожу місць можливого заземлення в зоні набігання стрічки на барабан, ролик, шків.

При переміщенні пересувних елеваторів працівники, що виробляють ці переміщення, повинні знаходитися позаду чи попереду елеватора.

Робота пересувного ковшового конвеєра не допускається при несправній ходовій частини, відсутності обмежувального болта на підйомній рамі.

При роботі пересувного елеватора з підйомною рамою, що має підйомний пристрій для зміни кута нахилу, знаходження людей під піднятою рамою не допускається.

Електричний кабель, що живить привід пересувного ковшового конвеєра, повинен розміщуватися таким чином, щоб виключалися випадки наїзду на нього транспортних засобів; роз'єми секцій кабелю повинні розташовуватися під землею.

Для запобігання випаданню важких вантажів або здування легких сипучих вантажів з стрічки пересувного ковшового конвеєра рекомендується встановлювати бічні обмежувальні щитки висотою не менше 200 мм, які одночасно виконують роль укриття небезпечних зон можливого заземлення.

5.2 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

При роботі елеватора можуть виникнути такі основні аварійні ситуації:

- обрив ланцюга;
- завал елеватора;
- забивання розвантажувальних воронок і жолобів;

- загоряння електрообладнання, замикання електропроводки.

При виникненні аварійної ситуації машиніст ковшового конвеєра повинен зупинити елеватор, повісити табличку "Не вмикати!" і про те, що трапилося повідомити змінному майстру.

При завалі і пробуксовці стрічки елеватора необхідно в місці завалу очистити стрічку, барабани, ролики від матеріалу.

Участь у роботах з відновлення стрічки, ліквідації завалів елеватора здійснюється за вказівкою змінного майстра, при цьому повинні бути вжиті заходи, що виключають помилкове або мимовільне включення приводу елеватора.

При виникненні замикання електропроводки, її загоряння, загоряння електрообладнання машиніст конвеєра повинен негайно відключити джерело електроживлення, повідомити диспетчеру і приступити до ліквідації загоряння, використовуючи порошкові вогнегасники [26, 27].

При виникненні пожежі робітник повинен негайно вжити наступних заходів: припинити всі роботи, не пов'язані з ліквідацією аварії; зупинити привід конвеєру та механізми, на яких виникла пожежа; обезструмити ділянку, на якій виникла пожежа; вивести з приміщення робітників, не зайнятих аварійними роботами; викликати пожежну команду за телефоном; виконувати роботи щодо ліквідації пожежі із застосуванням захисних засобів та засобів пожежогасіння (вогнегасників, гідрантів, піску).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Магістерська робота присвячена дослідженню впливу проектних характеристик похилих ковшових ланцюгових елеваторів на параметри його приводу, зокрема потужність, а також - побудова алгоритму прискореного розрахунку величини потужності приводу елеватору по його проектним характеристикам, який враховує тип вантажу, висоту підйому, необхідну продуктивність, кут нахилу траси елеватору до горизонту, стандартні параметри ковшів.

Для досягнення поставленої мети в роботі виконано:

- аналіз традиційної методики розрахунку похилих ковшових ланцюгових елеваторів та побудова блок-схеми такого розрахунку;
- аналіз впливу проектних параметрів ланцюгового елеватору на всі елементи його розрахунку;
- побудова аналітичної та графічної залежностей значення потужності приводу елеватору від його проектних продуктивності, висоти підйому, типу вантажу, кута нахилу з урахуванням стандартних розмірів ковшів;
- побудова алгоритму прискореного розрахунку величини потужності приводу елеватору
- співставлення результатів розрахунків, отриманих за традиційною методикою та за алгоритмом на прикладі елеватору для транспортування кам'яного вугілля, яке показало, що обидва отримані значення близькі;
- розробка заходів безпеки праці при роботі елеватору.

Наступні дослідження доцільно провести у напрямку автоматизації розрахунків похилих ковшових ланцюгових елеваторів та підбору елементів його приводу за проектними даними (продуктивність, висота підйому вантажу, тип вантажу, кут нахилу).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник /М.П. Александров. – М.: изд-во МГТУ им. Н. Баумана: Высш. шк., 2000. – 522 с.
2. Бондарев, В.С. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник /В.С. Бондарев, О.І. Дубінець, М.П. Колісник та інш. – К.: Вища школа, 2009. – 734 с.
3. Богомаз, В.М. Дослідження впливу проектної продуктивності елеватору на потужність його приводу /В.М. Богомаз, К.Ц. Главацький, О.А. Мазур // Наука та прогрес трансп. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. - № 2 (56). – С. 189-206.
4. Богомаз, В.М. Аналіз впливу проектних характеристик елеватору на параметри його приводу /В.М. Богомаз // Наука та прогрес трансп. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. - № 3 (57). – С. 189-206.
5. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности : атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
6. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины [Текст] : учеб. для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
7. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроит. спец. техникумов. – М.: Высш. школа, 1984. – 336с.
8. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобок – М.: Машиностроение. 1987. – 432 с.
9. Иванченко, Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин [Текст] / Ф.К. Иванченко [и др.]. – К.: Вища шк., 1978. – 576 с.
10. Катрюк, И.С. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация: учеб. пособие /И.С. Катрюк, Е.В. Мусяченко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.

- 11.Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя. в 2-х томах / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков – М.: Машиностроение, 1986. – 426с.
- 12.Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск: Вышэйшая шк., 1983. – 350 с.
- 13.Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учебн. пособие - М.: издательский дом «Академия», 2008. – 432с.
- 14.Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины [Текст] : учеб. пособие для машиностроит. вузов / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
- 15.Степыгин, В.И. Проектирование подъемно-транспортных установок [Текст]: учеб. для вузов / В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов – М.: Машиностроение, 2005. – 288 с.
- 16.Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин /С.А. Чернавский, К.Н. Чернов, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
- 17.Поздняков, В.О. Розробка алгоритму прискореного розрахунку потужності похилого ланцюгового елеватору: Тези доповідей 80-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених, магістрантів та студентів Наука і сталий розвиток транспорту. Секція «Механіка» : [Текст] / друкується в авторській редакції Дніпровськ. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – с. 45.
- 18.Романов Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учебн. Пособие /Н.Е. Романов – М.: Изд. центр “Академия”, 2008. – 432с.
19. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

20. Марон, Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск: Высш. шк., 1984. – 272 с.

21. Катрюк, И.С. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация: учеб. пособие / И.С. Катрюк, Е.В. Мусяиченко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.

22. Ивашков, И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин: учеб. для машиностроительных вузов / И. И. Ивашков. – М.: Машиностроение, 1981. – 335 с.

23. Евграфов, В. А. Основы теории и расчета сопротивлений движению в машинах непрерывного транспорта с тяговым элементом: учеб. пособие / В. А. Евграфов, А. К. Миненко. – Л.: ЛИВТ, 1989. – 59 с.

24. Меновщиков, В. А. Подъемно-транспортные машины в примерах и задачах: учеб. пособие / В. А. Меновщиков, В. М. Ярлыков. – Красноярск: Изд-во Краснояр. гос. аграр. ун-та, 2004. – 203 с.

25. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок: ДНАОП 0.00-1.32-01: Затв. 21.06.2001 № 272 / Держ. Департамент України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду.

26. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів: ДНАОП 0.00-1.21-98: Затв. 09.01.98 № 4 / Держнаглядохоронпраці.

27. Правила будови і безпечної експлуатації підйомників: НПАОП 00.0-1.36-04: Затв. 08.12.2003 №232 / Держнаглядохоронпраці.