

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С. З. ГИЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **«Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів**
інерційних транспортерів»

Виконав: студент VI курсу групи Маш-62

Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

(шифр і назва)

Роман КОРЧИК
(Ім'я та прізвище)

Керівник: Сергій БАРАНОВИЧ
(Ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ**

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

д.т.н., професор Власовець В.М.
“28” лютого 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу студенту
Корчику Роману Олександровичу

1. Тема роботи: «Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів інерційних транспортерів»

Керівник роботи: Баранович Сергій Миколайович, к.т.н., доцент

Затверджена наказом по університету від 28.02.2025 року № 140/к-с.

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 5.12.2025 року

3. Вихідні дані: Літературні джерела за тематикою кваліфікаційної роботи відомих технологічних процесів роботи, будови і експлуатації транспортерів для сипких матеріалів; матеріали навчальної, методичної довідкової та наукової літератури; методики визначення економічної ефективності впровадження нового технологічного рішення у виробництво.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Конструкції інерційних транспортерів та їх характеристики;
2. Основні принципи теорії проектування інерційних транспортерів;
3. Дослідження інерційних транспортерів;
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;
- Висновки і пропозиції;
- Бібліографічний список.

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

Ілюстративний матеріал представити у вигляді презентації у застосунку Microsoft PowerPoint.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1,2,3	Баранович С.М. к.т.н., доцент кафедри машинобудування			
4	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 28.02.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	<i>Виконання розділу: «Огляд конструкцій та принципу роботи інерційних транспортерів»</i>	28.02.25-28.03.25	
2.	<i>Виконання другого розділу: «Теорія розрахунку інерційних транспортерів»</i>	31.03.25-2.05.25	
3.	<i>Виконання розділу: «Аналітичне дослідження роботи інерційного транспортера»</i>	5.05.25-28.06.25	
4.	<i>Виконання розділу: «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях»</i>	1.09.25-7.11.25	
6.	<i>Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки. Завершення роботи в цілому</i>	10.11.25-5.12.25	

Студент _____ Роман КОРЧИК
(підпис)

Керівник роботи _____ Сергій БАРАНОВИЧ
(підпис)

Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів інерційних транспортерів.

Корчик Роман Олександрович – Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С. З. Ґжицького, 2025. 62с. текст. част., 17 рис., 1 табл., 19 джерел.

У роботі розглянуто будову, класифікацію та принцип дії інерційних транспортерів, а також особливості їх застосування для переміщення сипучих і штучних матеріалів у різних галузях промисловості. Проаналізовано основні конструктивні схеми, переваги й недоліки інерційних транспортерів та вплив коливальних параметрів на ефективність і продуктивність транспортування.

Розглянуто динамічні режими роботи інерційних транспортерів з постійним і змінним тиском вантажу, а також наведено математичні моделі руху матеріалу та умови забезпечення ефективного транспортування. Проаналізовано кінематичні характеристики кривошипно-коромислового приводу й показано вплив параметрів коливань, геометрії механізму та властивостей матеріалу на продуктивність і рівномірність роботи транспортера.

В третьому розділі виконано аналітичне дослідження роботи інерційного транспортера з чотириланковим приводом, визначено вплив конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів на продуктивність та стабільність транспортування сипких матеріалів. На основі математичного моделювання й аналізу отриманих залежностей обґрунтовано оптимальні режими роботи транспортера, що забезпечують підвищення ефективності та надійності його експлуатації.

У розділі з охорони праці проаналізовано аварійні та травмонебезпечні ситуації, які можуть виникати під час роботи з інерційним транспортером. Розглянуто заходи щодо захисту населення у випадку надзвичайних ситуацій.

ЗМІСТ

	ст.
Вступ	7
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ІНЕРЦІЙНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ	9
1.1 Класифікація інерційних транспортерів	9
1.2 Будова і призначення елементів інерційних транспортерів	9
1.3 Принцип роботи інерційних транспортерів	19
Висновки до розділу	21
РОЗДІЛ 2. ТЕОРІЯ РОЗРАХУНКУ ІНЕРЦІЙНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ	22
2.1 Динамічні режими роботи інерційних транспортерів	22
2.2 Динамічні режими роботи інерційних транспортерів за умови змінного тиску вантажу на дно жолоба транспортера	25
2.3 Кінематичні характеристики руху ланок приводу інерційного транспортера	30
Висновки по розділу	35
РОЗДІЛ 3. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ІНЕРЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА	36
3.1 Мета і програма досліджень	36
3.2 Методика вдосконалення інерційного транспортера системи і визначення факторів, які мають вплив на його роботу	38
3.3 Визначення продуктивності інерційного транспортера	41
3.4 Опис експериментальної установки та отриманих результатів	44
3.5 Аналітичні залежності в чотириланковому механізмі	47

3.6	Залежність продуктивності інерційного транспортера від конструктивних і кінематичних параметрів приводу	50
	Висновки по розділу	35
	РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	54
4.1	Обґрунтування чинників травмонебезпечних ситуацій	54
4.2	Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки	55
4.3	Безпека в надзвичайних ситуаціях	57
	Висновки до розділу	59
	ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	60
	БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	61

Вступ

Сучасний стан розвитку промисловості характеризується зростанням вимог до ефективності та надійності технологічного обладнання, зокрема машин і механізмів для транспортування різноманітних матеріалів. У багатьох галузях значна частина виробничих процесів пов'язана з переміщенням сипких, кускових або штучних вантажів. Саме тому створення простих, енергоощадних і водночас здатних працювати у складних умовах транспортних систем є важливим інженерним завданням.

Інерційні транспортери посідають помітне місце серед засобів механізації транспортних операцій завдяки низці переваг. Їх конструкція вирізняється відносною простотою та невибагливістю в експлуатації, а використання інерційних сил для переміщення матеріалу дозволяє уникнути складних стрічкових або ланцюгових систем. Це, у свою чергу, зменшує ймовірність поломок, скорочує витрати на технічне обслуговування та забезпечує високу надійність роботи.

Актуальність дослідження конструктивно-кінематичних параметрів інерційних транспортерів зумовлена необхідністю оптимізації процесу транспортування та підвищення енергетичної ефективності таких механізмів. Від правильного вибору частоти й амплітуди коливань, типу приводу, геометричних параметрів лотка, умов тертя та динамічної взаємодії матеріалу з робочою поверхнею залежить продуктивність, надійність і довговічність обладнання.

Метою даної роботи є обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів інерційних транспортерів з урахуванням особливостей їх динамічної роботи та взаємодії з транспортованим матеріалом. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити класифікацію та конструктивні особливості існуючих інерційних транспортерів;
- проаналізувати фізичні процеси, що лежать в основі інерційного переміщення матеріалу;

- встановити залежності між кінематичними параметрами коливального руху та ефективністю транспортера;

Об'єктом дослідження є інерційні транспортери як технічні системи для переміщення сипких та штучних матеріалів. Предметом дослідження виступають конструктивно-кінематичні параметри та їх вплив на ефективність роботи транспортера.

Практична цінність роботи полягає у можливості застосування отриманих результатів під час проектування нових конструкцій інерційних транспортерів, модернізації існуючого обладнання та підвищення енергоефективності транспортних процесів у різних галузях промисловості.

Таким чином, дослідження конструктивно-кінематичних параметрів інерційних транспортерів є важливим етапом створення високоефективних транспортних систем, що відповідають сучасним вимогам виробництва та забезпечують надійне, економічне і безперервне переміщення матеріалів.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ІНЕРЦІЙНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ.

1.1 Класифікація інерційних транспортерів.

В інерційних транспортерах рух матеріалу здійснюється за рахунок механічних коливань або імпульсних збурень. Згідно з класифікацією, вони виділяються в окремий тип разом із вібраційними транспортерами, на відміну від стрічкових або роликкових, де рух безперервний.

Існують різні конструктивні схеми інерційних транспортерів – наприклад, жолобчасті (лоткові) транспортери, в яких жолоб закріплений на еластичних або пружних опорах, що дозволяють здійснювати коливання.

Залежно від напрямку коливань, конструкції можуть мати як поздовжні (вздовж жолоба), так і поперечні компоненти руху. У деяких конструкціях комбінуються обидва напрямки для досягнення необхідного режиму переміщення матеріалу.

Інерційні транспортери можуть бути відкритими (з відкритим жолобом) або закритими, наприклад, для роботи з пилоподібними або агресивними матеріалами.

Часто вони використовуються в спеціалізованих секторах, наприклад для бетонних сумішей.

1.2. Будова і призначення елементів інерційних транспортерів

Інерційний або коливальний транспортер це вид обладнання для переміщення матеріалів, у якому відкритий або закритий жолоб (інколи у вигляді труби) закріплений на опорній рамі. Під час роботи жолоб здійснює періодичні поступальні рухи «туди-назад», завдяки чому матеріал усередині робить невеликі просування вперед і поступово переміщується вздовж усього маршруту транспортування [2].

Інерційні та вібраційні транспортери два основні види коливальних транспортних систем. В інерційних транспортерах вантаж ковзає по жолобу під впливом сили інерції, тоді як у вібраційних він відривається від жолоба і пересувається всередині за рахунок невеликих «мікрострибків».

Траси таких транспортерів можуть бути горизонтальними, слабо нахиленими (з підйомом або спуском під кутом до 15°), а також вертикальними, як у конструкціях вібраційних підйомників, де вантаж рухається по спіральній поверхні. Інерційні та вібраційні системи зазвичай використовуються для переміщення сипучих матеріалів і рідше штучних виробів. Горизонтальні лінії інерційних або вібраційних транспортерів зазвичай не перевищують 100 м, із продуктивністю до 400 м³/год. Вертикальні конструкції можуть піднімати вантажі на висоту до 12 м при продуктивності до 20 м³/год.

Інерційні транспортери застосовують на підприємствах хімічної та металургійної промисловості, а також під час виробництва будівельних матеріалів, коли необхідно забезпечити герметичне переміщення вантажів, що утворюють пил, є хімічно активними, гарячими, газоутворюючими або токсичними.

Горизонтальні інерційні транспортери ефективно переміщують важку металеву стружку (наприклад, чавунну та сталеву), яка важко піддається транспортуванню, гарячі металеві вироби у металургійних цехах та дрібне лиття на машинобудівних підприємствах. Вертикальні інерційні транспортери (вібраційні) використовують як бункери-накопичувачі для подачі дрібних деталей заклепок, гвинтів тощо на ділянках механічної обробки та в процесах складання.

Перевагами інерційних транспортерів є герметичність; простота конструкції; можливість поєднання транспортування з технологічними операціями, такими як сушка, грохочення чи охолодження; низьке енергоспоживання; а також невелике зношування жолоба (для вібраційних варіантів транспортерів).

Серед недоліків інерційних транспортерів варто відзначити: складність переміщення липких матеріалів; передавання динамічних навантажень на опорні конструкції; швидке зношування жолоба; обмежений термін служби пружних елементів і підшипників; а також зниження швидкості та продуктивності при транспортуванні дрібнодисперсних вантажів.

Залежно від взаємодії вантажонесучого жолоба з вантажем і величини тиску вантажу на його поверхню, виділяють два основні типи транспортерів: з постійним тиском вантажу на робочу поверхню (система Маркуса) та зі змінним тиском (система Крейса). Характер роботи та режим експлуатації транспортувального обладнання визначаються його конструктивними особливостями, типом опорних механізмів і режимом роботи приводу.

Інерційний транспортер системи Маркуса з постійним тиском вантажу на дно жолоба (рис. 1.1, а) включає жолоб 1, опорні котки 2 та спеціальний двокривошипний привід 3, кінематична схема якого наведена на рис. 1.1, б. Жолоб рухається в горизонтальній площині прямолінійно і здійснює змінні зворотно-поступальні переміщення, при цьому траєкторії прямого і зворотного ходів відрізняються за характером руху.

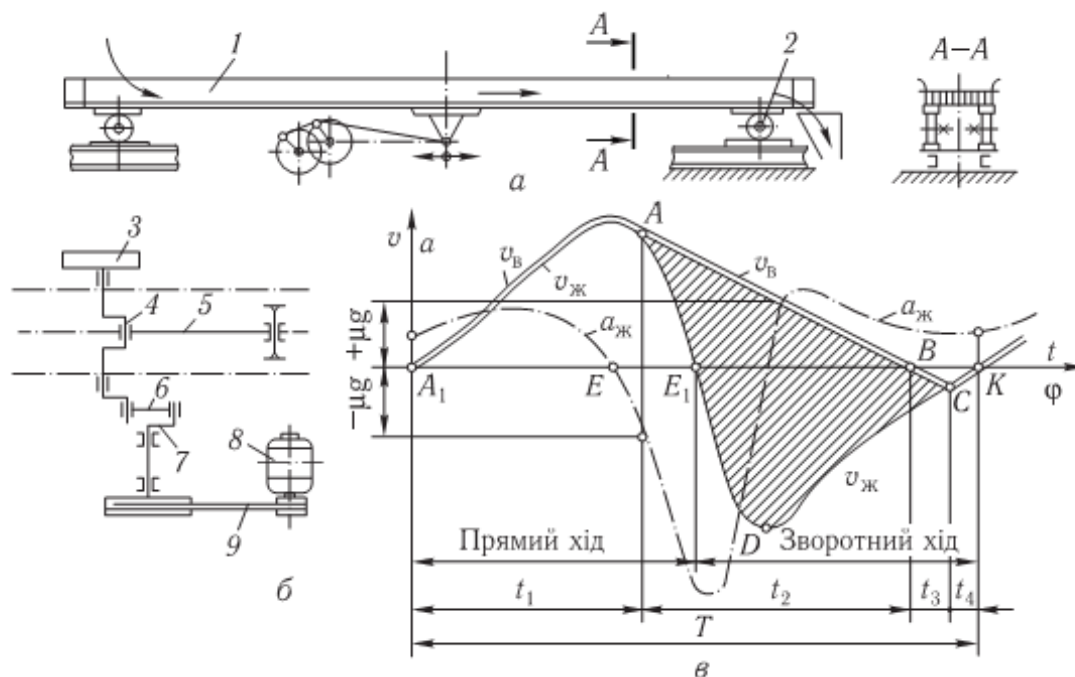


Рисунок 1.1 – Інерційний транспортер Маркуса

a – схема транспортера; b – схема кривошипного приводу; 1 – жолоб транспортера; 2 – опорні елементи транспортера; 3 – маховик; 4 – колінчастий вал; 5 – привідний шатун; 6 – з'єднувальна планка; 7 – кривошип; 8 – електричний привідний двигун; 9 – пасова передача.

На діаграмі швидкості (рис. 1.1, в) видно, що протягом значної частини прямого ходу в проміжку часу t_1 швидкість жолоба поступово зростає, а потім різко падає до нуля. Під час зворотного ходу швидкість жолоба за абсолютною величиною спочатку різко збільшується, а потім плавно зменшується. Прискорення жолоба також спочатку поступово зростає, потім різко зменшується, змінює напрямок, досягає максимальної від'ємної величини і знову різко зростає.

Вантаж, що знаходиться на жолобі під час прямого ходу у проміжку t_1 , рухається разом із жолобом без ковзання, накопичуючи кінетичну енергію. У точці A , коли швидкість жолоба різко змінюється, а прискорення досягає граничного значення fg , вантаж за інерцією продовжує рух уперед із деяким уповільненням fg , ковзаючи по дну жолоба навіть під час зворотного ходу. У цій фазі здається, ніби жолоб висковзує з-під вантажу.

У точці B швидкість вантажу змінює напрямок, і він починає рухатися назад, ковзаючи по дну жолоба. У точці C ковзання припиняється, і вантаж знову рухається разом із жолобом до точки D . Після цього цикл повторюється. Таким чином, вантаж переміщується вперед переважну частину часу ($t_1 + t_2$) під час прямого і зворотного ходу жолоба, а лише невеликий проміжок ($t_3 + t_4$) рухається назад.

Щоб забезпечити максимальне просування вантажу вперед, конструктор повинен підбирати розміри і режими роботи інерційного транспортера так, щоб часи t_3 і t_4 були мінімальними.

Коливальний (інерційний) транспортер зі змінним тиском вантажу на дно його жолоба

Коливальні (інерційні) транспортери застосовують для переміщення насипних матеріалів (іноді й штучних виробів, наприклад, відливок) у

горизонтальному та полого-похилому напрямках (кут нахилу до $5\text{--}20^\circ$) на відносно невеликі відстані з продуктивністю приблизно до 400 т/год. Найбільш доцільним є використання інерційних, особливо вібраційних, транспортерів для герметичного транспортування пилоподібних, газовиділяючих, гарячих, токсичних та хімічно агресивних насипних вантажів, коли необхідна повна ізоляція від навколишнього середовища (рис. 1.2.).

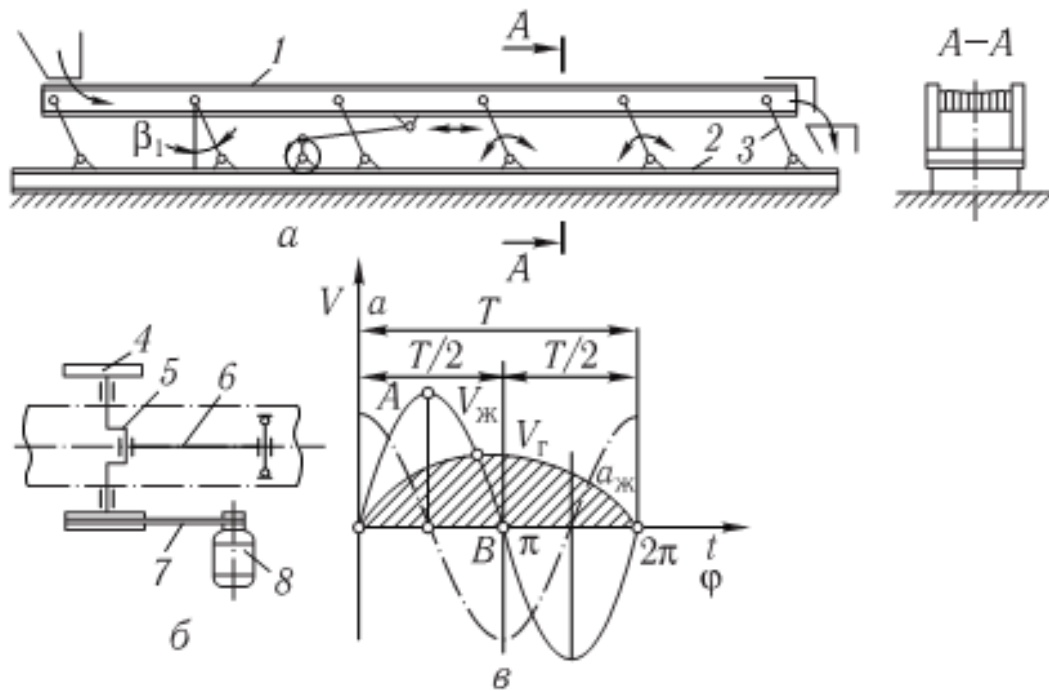


Рисунок 1.2 – Коливний (інерційний) транспортер з змінним тиском вантажу на жолоба

а – схема конвеєра; б – схема привода; в – схема швидкостей переміщення вантажу, жолоба і прискорення жолоба транспортера; 1 – жолоб транспортера; 2 – рама транспортера; 3 – пружна підвіска транспортера; 4 – маховик приводу; 5 – кривошип; 6 – шатун; 7 – пасова передача; 8 – електричний двигун приводу.

Інерційні транспортери з кривошипно-шатунним (ексцентриковим) приводом (рис. 1.2, а) відносяться до опорних транспортерів із пружними елементами або ресорами. Жолоби з таким приводом забезпечують широкий діапазон амплітуд переміщень (до 15 мм) та здатні транспортувати різноманітні вантажі. Опорні транспортери з ексцентриковим приводом мають широке

поширення завдяки можливості виготовлення великої довжини (до 30–35 м) та ширини жолоба (200–1000 мм для труб діаметром 160–400 мм).

Під час роботи опорних транспортерів фундамент піддається значним динамічним навантаженням. Щоб зменшити цей недолік, використовують системи з жолобом, врівноваженим противагою (рамою), або з двох паралельно працюючих труб, з'єднаних між собою пружними елементами та шарнірними коромислами. В якості з'єднувальних елементів застосовують гумо-металеві блоки та втулки. Труби, врівноважуючи одна одну, рухаються зі зміщенням фаз на 180° . Під час експлуатації таких транспортерів критично важливо підтримувати систему максимально врівноваженою. Навіть невелике відхилення від балансу може спричинити додаткові навантаження на фундамент, який повинен бути розрахований на найнебезпечніший варіант роботи.

Горизонтальні та пологі вібраційні транспортери

Підвісні інерційні транспортери. Жолоб або труба інерційного транспортера підвісної конструкції (рис. 1.3) вільно підвішені на амортизаторах до опорних стійок, що дозволяє їм коливатися під дією зовнішніх сил. Жолоб сприймає спрямовані коливання від відцентрового приводу, який може бути встановлений зверху або знизу. Для забезпечення ефективного переміщення вантажу привод розташовують під кутом $\beta = 20\text{--}30^\circ$ до поздовжньої осі транспортера.

Лінія дії збурюючої сили, що викликає коливання системи, повинна проходити через центр мас (інерції) транспортера, щоб уникнути додаткових крутильних коливань, які можуть негативно впливати на рівномірність і стабільність переміщення вантажу. Висока жорсткість кріплення приводу до жолоба забезпечує надійну передачу коливань і запобігає деформації або руйнуванню труби під час експлуатації.

Збільшення габаритних розмірів вантажонесучого елемента підвищує його масу і одночасно зменшує амплітуду коливань, тому довжина підвісних інерційних транспортерів обмежується 6–8 м. Для оптимізації роботи таких

систем конструктори часто підбирають співвідношення жорсткості амортизаторів і маси жолоба, а також регулюють частоту та амплітуду коливань, що дозволяє підвищити продуктивність і продовжити термін служби обладнання.

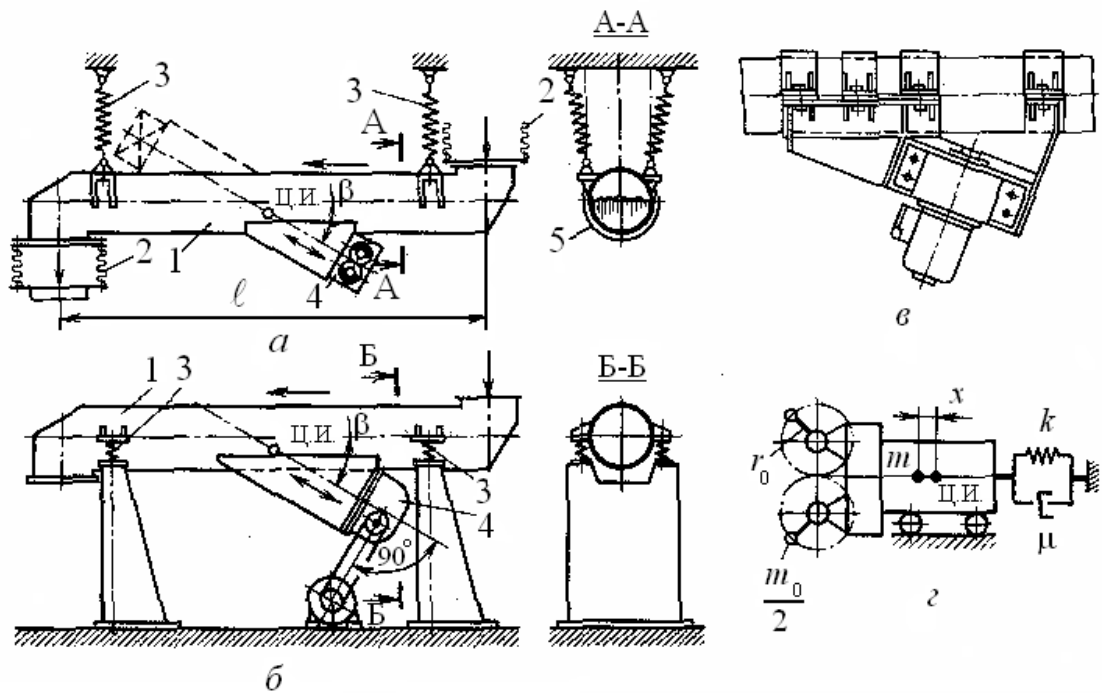


Рисунок 1.3 Схеми одномасних коливальних вібраційних транспортерів
а, б, в – схеми конструктивні; г – схема розрахункова; 1 – жолоб або труба
транспортера; 2 – гофрований патрубкок; 3 – амортизатор транспортера; 4 –
привід транспортера; 5 – запобіжний пояс транспортера.

Перевагами підвісних інерційних транспортерів є їхня простота конструкції, можливість проміжного завантаження та розвантаження вантажу, мала маса обладнання та невеликі динамічні навантаження на опори. Серед недоліків слід зазначити обмежену довжину переміщення, невелику амплітуду коливань і зменшення амплітуди під час збільшення навантаження.

Опорні інерційні транспортери. Інерційний транспортер опорної конструкції (рис. 1.4) складається з вантажонесучого елемента, який встановлюється на пружних опорах під кутом β до вертикальної осі опорної

рами. Рама може бути розташована безпосередньо на фундаменті або встановлена на пружних амортизаторах.

Збурююча сила приводу повинна бути спрямована під кутом β до напрямку коливань, а її лінія дії проходити через центр мас (інерції) коливальної системи для забезпечення оптимальної роботи. Головним недоліком таких транспортерів є їхня незрівноваженість і передача вібрацій на опорні конструкції, що робить обов'язковим встановлення транспортерів на фундамент. Для зменшення динамічних навантажень часто застосовують важку раму на амортизаторах, що значно збільшує масу всієї системи.

Опорні транспортери з відцентровими приводами налаштовуються в зарезонансному режимі, а з електромагнітними або ексцентриковими приводами у резонансному режимі пружної системи.

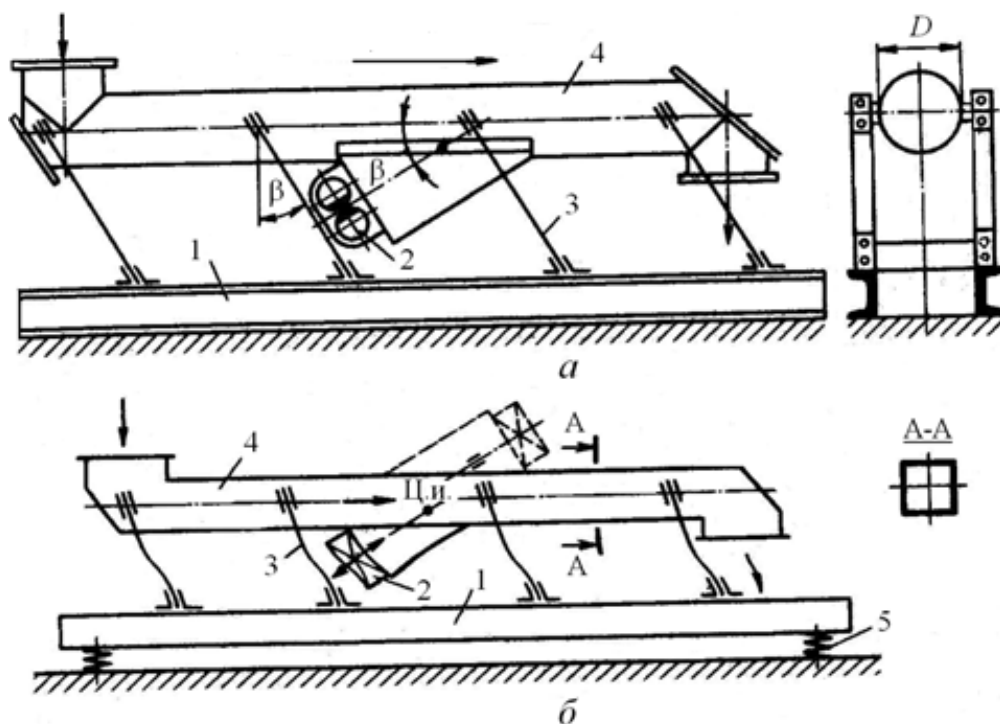


Рисунок 1.4 Схеми опорних вібраційних (інерційних) транспортерів
а – одномасний; *б* – двомасний; 1 – рама опорна транспортера; 2 – привід транспортера; 3 – елементи опорні пружні; 4 – жолоб, труба для вантажу; 5 – амортизатори транспортера.

Основні параметри інерційних транспортерів опорної конструкції включають: амплітуду коливань жолоба близько 6 мм, частоту коливань 680

хв⁻¹, кут напрямку коливань 22° та температуру вантажу, що транспортується, не вище 100 °С.

Двотрубний інерційний транспортер (рис. 1.5) складає зрівноважену двомасову коливальну систему, що складається з верхньої та нижньої вантажонесучих труб. Труби рухаються зворотно-поступально, паралельно одна одній, зі зміщенням фаз на 180°. Це означає, що коли одна труба рухається вперед, інша відхиляється назад на таку ж величину, що забезпечує баланс рухомих мас. При цьому вантаж переміщується по верхній і нижній трубах у одному напрямі, незважаючи на протилежний рух труб.

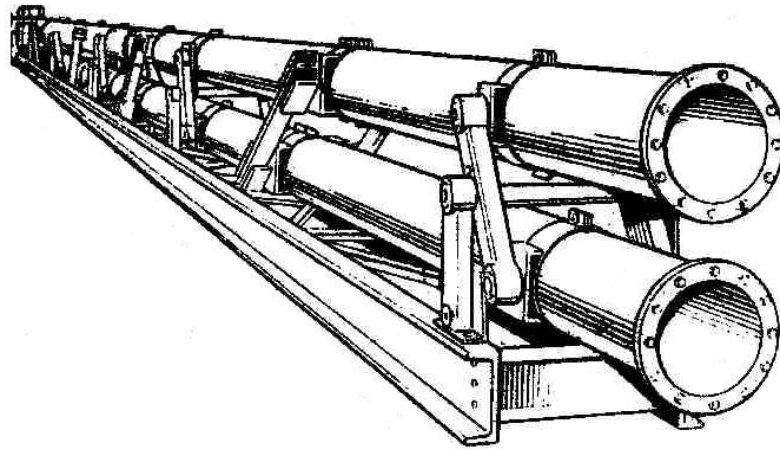


Рисунок 1.5. Двотрубний інерційний транспортер (вібраційний)

Перевагами двотрубних інерційних транспортерів є врівноваженість коливальних мас, стабільна амплітуда коливань, подвоєна продуктивність і низьке енергоспоживання завдяки резонансному налаштуванню пружної системи. До недоліків можна віднести великі габарити конструкції та ускладнені вузли проміжного завантаження і розвантаження вантажу.

Вертикальний інерційний транспортер-елеватор (рис. 1.6) складається з жорсткого каркаса, до зовнішньої сторони якого прикріплений відкритий жолоб або труба, по яких вантаж піднімається знизу вгору.

Верхня або нижня частина каркаса оснащується віброприводом, який створює поздовжні та крутильні коливання каркаса, що забезпечують переміщення вантажу вгору по спіралі. Каркас кріпиться за допомогою

пружних елементів до опорних конструкцій будівлі або до фундаменту, що зменшує передачу вібрацій на основу та забезпечує стабільну роботу системи.

Вертикальні компоненти відцентрових сил $P_z P_z$ (рис. 1.6) створюють коливання транспортера вздовж його вертикальної осі, тоді як горизонтальні компоненти $P_x P_x$, спрямовані від центру в різні боки, формують момент, що викликає крутильні коливання конструкції. Поєднання цих коливань із певною частотою та амплітудою забезпечує підйом вантажу вгору по спіралі.

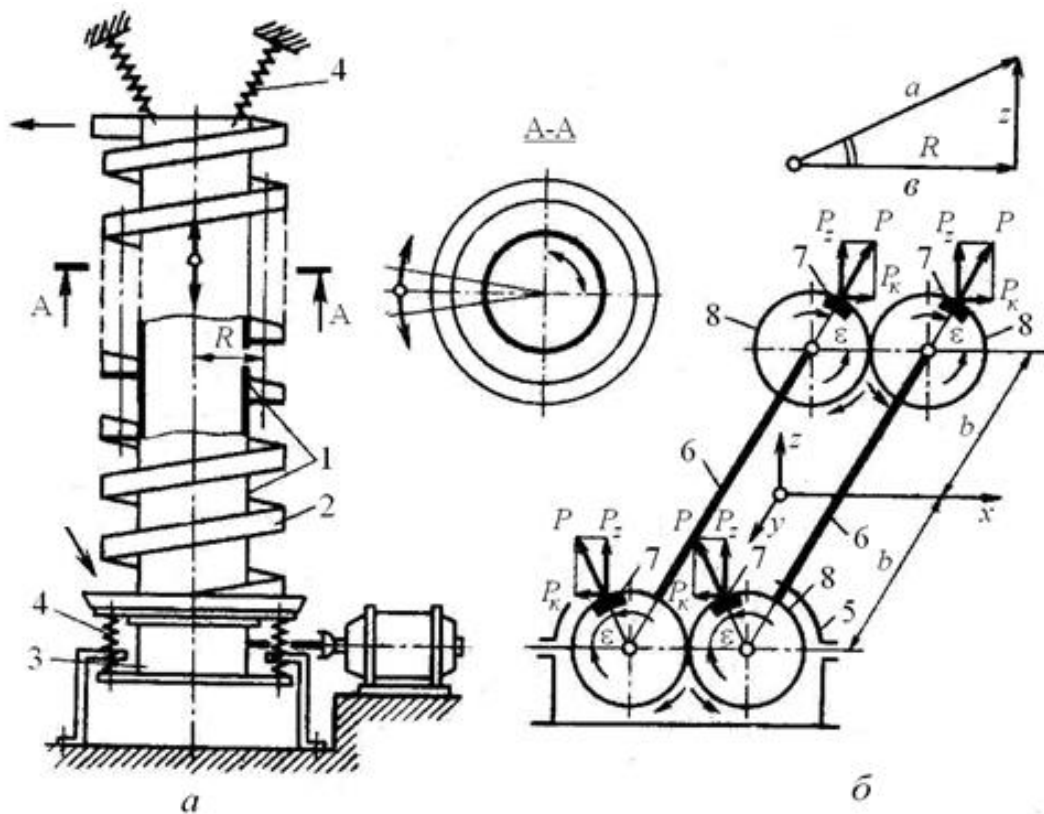


Рисунок 1.6 Схема інерційного вібраційного транспортера вертикального:

a – конструктивна схема транспортера; b – віброзбудник транспортера; c – складові коливання амплітуди транспортера; 1 труба; 2 жолоб; 3 вібропривід транспортера; 4 пружні елементи транспортера; 5 рама транспортера; 6 - паралельні вали; 7 диски; 8 зубчасті передачі привода.

Вертикальні вібротранспортери працюють із частотою коливань від 1000 до 3000 обертів за хвилину, а сумарна амплітуда їхніх рухів становить від 0,5 до 8 мм.

Інерційні транспортери характеризуються простотою конструкції та здатністю ефективно переміщувати матеріали завдяки коливальному руху. Регулювання частоти та амплітуди коливань дозволяє оптимізувати продуктивність і точність подачі вантажу, що робить їх ефективними для різних промислових застосувань [1, 8].

1.3. Принцип роботи інерційних транспортерів.

Основою роботи інерційного транспортера є використання спеціально сформованих коливальних рухів жолоба, завдяки яким у матеріалі виникають інерційні сили, що спрямовують його уздовж транспортної лінії. Жолоб здійснює періодичні зворотно-поступальні переміщення, і саме цей керований рух стає рушійною силою для пересування сипкого або штучного вантажу.

Коливання можуть мати різну конфігурацію. Найпоширеніші поздовжні, коли рух відбувається уздовж осі транспортера. Проте в багатьох конструкціях застосовують компоненти поперечних коливань, що створює складнішу, комбіновану траєкторію переміщення частинок. Завдяки такій синергії зміщується не лише напрямок транспортування, а й характер взаємодії матеріалу з робочою поверхнею жолоба.

Під час роботи жолоб періодично піднімається та опускається відносно свого середнього положення. У фазі прискореного руху вперед інерційні сили перевищують сили зчеплення та тертя між частинками й поверхнею, що спричиняє їх активне просування. Коли жолоб сповільнюється або рухається у зворотному напрямку, матеріал прагне повернутися назад, проте завдяки оптимально підібраним параметрам амплітуді, частоті та жорсткості пружних

елементів цей небажаний зворотний рух зводиться до мінімуму. У результаті виникає поступальна подача матеріалу з визначеною продуктивністю.

Під час проєктування інерційних транспортерів окрему увагу приділяють динамічним режимам. Уникаючи небажаних резонансів, конструкцію роблять стабільною та надійною. Водночас у деяких типах установок саме резонансний режим використовують свідомо, адже він дозволяє значно знизити потребу в енергоспоживанні й забезпечити плавні, економічно вигідні коливання.

Керування роботою таких пристроїв здійснюється через регулювання частоти та амплітуди коливань, що дає можливість адаптувати процес до конкретного матеріалу. Тип сировини її щільність, розмір частинок, шорсткість, властивості тертя а також вимоги до продуктивності визначають оптимальні параметри роботи. Завдяки цьому інерційні транспортери залишаються універсальними та ефективними механізмами для переміщення різноманітних вантажів у промислових системах.

Переваги і недоліки інерційних транспортерів.

До переваг можна віднести наступне:

- простота конструкції: порівняно з складними приводними транспортерами, інерційні транспортери можуть мати менш складні механізми;
- менші операційні витрати: завдяки стратегічному використанню коливань, енергоспоживання може бути оптимізоване. Наприклад, у розглянутій конструкції для бетонної суміші інерційний конвеєр дозволив підвищити швидкість транспортування в кілька разів у порівнянні з вібротранспортером;
- гнучкість щодо матеріалів: можливість адаптації коливальних параметрів під різні сипкі матеріали;
- можливість закритого виконання: для пилових або агресивних матеріалах можна забезпечити герметичність.

До недоліків можна віднести наступне:

- складність динамічного розрахунку: необхідно ретельно моделювати коливальні системи, щоб уникнути небажаних коливань або резонансів;

- спрацювання пружних елементів: пружини, амортизатори або торсійні вали можуть з часом деградувати, особливо при інтенсивному режимі коливань;
- обмеження на швидкість транспортування: якщо неправильно підібрана частота та амплітуда, ефективність може знижуватись;
- вихідний шум або вібрації: через коливальні рухи може виникати шум або передаватись вібрації на фундамент або раму.

Висновок до розділу

Інерційні транспортери використовують коливальні рухи для переміщення сипких вантажів, що робить їх простими у конструкції та надійними під час роботи. Щоб така система працювала без збоїв і витрачала мінімум енергії, необхідно ретельно виконувати всі інженерні розрахунки. Вони визначають оптимальні параметри коливань, запобігають перевантаженням механізмів і забезпечують високу ефективність та довговічність обладнання під час експлуатації.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРІЯ РОЗРАХУНКУ ІНЕРЦІЙНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Інерційні транспортери посідають важливе місце серед обладнання для переміщення сипких та штучних матеріалів завдяки простоті конструкції, надійності та здатності працювати в складних виробничих умовах. Ефективність їхньої роботи визначається правильним добором параметрів коливальних, масових характеристик та динаміки руху робочого органу. Тому теоретичне обґрунтування та точний розрахунок інерційних транспортерів є ключовими етапами під час проектування цих механізмів. У цьому розділі розглядаються основні принципи дії, математичні моделі та методи розрахунку, що дозволяють забезпечити оптимальну продуктивність, безпеку та довговічність обладнання.

2.1. Динамічні режими роботи інерційних транспортерів.

Розглянемо умови взаємодії сил і прискорень, за яких може відбуватися такий характер переміщення вантажу.

Коли жолоб рухається вперед і має додатне прискорення (рис. 1.1, в), на окрему частинку матеріалу масою G , що спирається на його дно, діють сила тяжіння та сила тертя:

$$F_t = fG = fmg \quad (2.1)$$

тоді сила інерції:

$$F_i = ma_{жс} \quad (2.2)$$

де m – маса вантажу на жолобі транспортера;

f – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу;

g – прискорення тяжіння.

Вантаж залишатиметься у спільному русі з жолобом у тому випадку, коли сила тертя, що утримує частинку на поверхні, не поступатиметься за величиною інерційним силам, які намагаються зрушити її назад. Іншими словами, умова зчеплення матеріалу з дном жолоба виконується тоді, коли тертя компенсує або перевищує дію інерції. Саме за такого співвідношення сил

частинка не відстає від рухомого жолоба й переміщується синхронно з ним, забезпечуючи стабільний режим транспортування та запобігаючи ковзанню вантажу, тобто за умови:

$$F_t \geq F_i \quad (2.3)$$

підставивши значення з формул 2.1 і 2.2, набуде вигляду

$$fmg \geq ma_{\text{жс}}, \quad (2.4)$$

тобто за умови прискорення жолоба транспортера

$$a_{\text{жс}} \leq fg.$$

Коли прискорення жолоба стає від'ємним (тобто після точки Е на рис. 1.12, в), інерційна сила F_i починає спрямовувати вантаж уперед відносно жолоба. У цей момент сила тертя F_t протидіє цьому рухові, намагаючись утримати частинки на місці. Матеріал почне ковзати вперед у напрямку поступального руху жолоба лише тоді, коли інерційна сила за своєю величиною перевищить силу тертя. Іншими словами, ковзання можливе за такої умови, коли дія інерції стає домінуючою і здатна подолати опір тертя, що забезпечує відносне переміщення вантажу по поверхні жолоба. Це співвідношення сил визначає момент початку ковзання та формує характер подальшого руху матеріалу в інерційному транспортері, тобто за такої умови:

$$F_t < F_i \text{ або } fmg < ma_{\text{жс}}, \quad (2.5)$$

тоді, прискорення жолоба транспортера буде

$$a_{\text{жс}} > fg. \quad (2.6)$$

Починаючи з моменту, що відповідає точці А, вантаж починає рухатися вперед по дну жолоба, маючи початкову швидкість V_a , яка збігається зі швидкістю самого жолоба в цій точці. Через те, що під час ковзання на матеріал діє сила тертя між ним і поверхнею жолоба, швидкість руху вантажу поступово зменшується. На графіку це гальмування відображено відрізком прямої А–С, що характеризує рівномірне спадання швидкості.

У точці С відносний рух матеріалу припиняється: сила тертя повністю компенсує залишкову інерцію, і вантаж знову «прилипає» до жолоба,

переходячи до спільного руху з ним без ковзання. Таким чином, фаза ковзання триває протягом інтервалу часу $t_2 + t_3$ кожного циклу роботи механізму, тобто повторюється при кожному оберті кривошипа.

Оскільки протягом усього процесу вантаж постійно притиснутий до дна жолоба власною вагою, величина нормальної сили залишається незмінною. Це означає, що й сила тертя, яка визначається добутком коефіцієнта тертя на нормальний тиск, також має сталу величину. Такий сталий тиск і постійний характер сили тертя забезпечують повторюваність динаміки руху вантажу й формування стабільного режиму роботи інерційного транспортера.

Згідно з даними, наведені проф. П. С. Козьмінім, відстань s , яку проходить вантаж за один повний оберт вала кривошипа, може бути визначена як частка площі $ACBA$ на діаграмі швидкостей (рис. 1.1, в). Ця площа обмежена кривими швидкостей вантажу V_2 і жолоба $V_{ж}$ протягом інтервалу часу $t_2 + t_3$, з урахуванням масштабу по осі часу, прийнятого для побудови графіка.

На основі цього визначення можна розрахувати середню швидкість вантажу, яка відображає ефективну швидкість його переміщення по жолобу за весь період ковзання. Середня швидкість враховує зміну швидкості вантажу під дією тертя та інерційних сил, і її значення дозволяє оцінити продуктивність транспортувальної системи, визначити оптимальні параметри руху та забезпечити стабільний режим роботи інерційного транспортера.

$$V_{cp} = \frac{sn}{60} \text{ м/с}, \quad (2.7)$$

де n – частота обертання вала приводного.

Для інерційних транспортерів, у яких вантаж постійно притиснутий до дна жолоба, при проектуванні приймають певні стандартні параметри, що забезпечують ефективну роботу транспортера. Зокрема, радіус ведучого кривошипа, який визначає амплітуду коливань жолоба, зазвичай вибирають у межах $r = 50 \dots 150$ мм. Частота обертання ведучого валу, яка безпосередньо впливає на швидкість і ритм коливань, приймається $n = 40 \dots 85$ об/хв. Ширина жолоба, що визначає пропускну здатність транспортера, коливається в діапазоні

$b = 200 \dots 1200$ мм, а коефіцієнт заповнення жолоба матеріалом зазвичай становить $\psi = 0,5 \dots 0,6$, що дозволяє забезпечити оптимальне переміщення вантажу без його просипання та надмірного тиску на механізми. Вибір цих параметрів є критично важливим, оскільки вони визначають продуктивність, стабільність руху та надійність роботи інерційного транспортерного обладнання [1, 8].

2.2. Динамічні режими роботи інерційних транспортерів за умови змінного тиску вантажу на дно жолоба транспортера

Розглянемо рух окремої частинки матеріалу, що перебуває на коливній поверхні транспортера. У процесі коливання нахиленої площини, розташованої під кутом α до горизонтальної лінії (рис. 2.1), ця площина здійснює прискорення $j_{\text{ж}}$, спрямоване під певним кутом β відносно самої поверхні. Частинка матеріалу, що знаходиться на цій площині, починає рухатися вздовж її напрямку під дією інерційних сил. При цьому на неї діє нормальна сила тиску N , що виникає внаслідок взаємодії частинки з опорною поверхнею дном труби або жолоба транспортера. Цей нормальний тиск є ключовим фактором, який визначає силу тертя між вантажем і коливною поверхнею, що безпосередньо впливає на характер і швидкість переміщення матеріалу під час коливального руху.

$$N = mg \cos(\alpha) + m j_y, \quad (2.8)$$

де m – маса частинки насипного вантажу;

j_y – складова частини прискорення $j_{\text{ж}}$ вздовж осі y ;

$$j_y = -j_{\text{ж}} \sin(\beta) = -a\omega^2 \sin(\varphi) \sin(\beta). \quad (2.9)$$

Тоді силу тиску можна визначити за наступною формулою:

$$N = m (g \cos(\alpha) - a\omega^2 \sin(\varphi) \sin(\beta)), \quad (2.10)$$

де a – амплітуда коливань жолоба транспортера;

ω – кутова швидкість вала приводу транспортера;

$\varphi = \omega \cdot t$ – кут коливань, фазовий (t час).

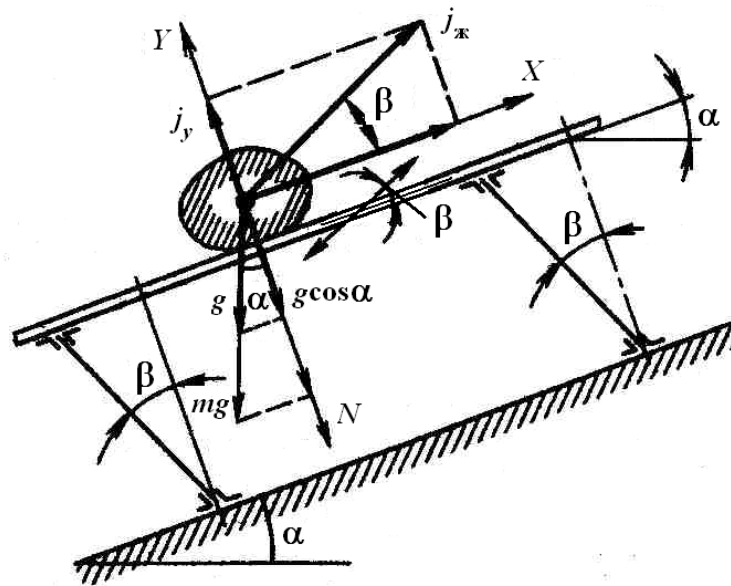


Рисунок 2.1 Розрахункова схема для визначення величини тиску вантажу, що діє на поверхню дна жолоба

Якщо виконується умова $g \cdot \cos \alpha > a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$, сила тиску вантажу на дно жолоба спрямована вниз і приймається за позитивну величину. Це відповідає випадку, коли частинка матеріалу щільно притиснута до поверхні жолоба і залишається на його дні.

Навпаки, якщо виконується співвідношення $g \cdot \cos \alpha < a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$, напрямок сили тиску змінюється вгору, і вантаж намагається відірватися від площини, тобто відбувається часткове або повне відривання матеріалу від дна жолоба.

При зміні кута φ від 0° до 360° значення функції $\sin \varphi$ також змінюється, і досягає свого максимального значення $\sin \varphi = 1$ при $\varphi = \pi/2$ (90°). Цей момент відповідає піковій величині прискорення в напрямку, що сприяє відриву вантажу від поверхні, що є важливим для розрахунку динамічних режимів роботи інерційного транспортерного механізму.

Отже, параметр режиму роботи інерційного транспортера даного типу можна визначити за формулою:

$$\Gamma = \frac{a\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}. \quad (2.11)$$

У випадку горизонтального транспортера нахил площини відсутній, тобто кут $\alpha = 0^\circ$. Відповідно, $\cos \alpha = \cos 0^\circ = 1$, що спрощує розрахунок нормальної сили тиску вантажу на дно жолоба. Це означає, що вага матеріалу повністю спрямована перпендикулярно до поверхні транспортера, а проєкція сили тяжіння уздовж дна відсутня. Така умова дозволяє розглядати тиск вантажу як максимально можливий у вертикальному напрямку і спрощує аналіз динаміки руху частинок матеріалу на горизонтальній коливній поверхні.

$$\Gamma = \frac{a\omega^2 \sin \beta}{g}. \quad (2.12)$$

Параметр Γ використовується для характеристики режиму роботи інерційного транспортера та динаміки руху вантажу по коливній поверхні.

- Якщо $\Gamma < 1$, вантаж постійно контактує з коливальною поверхнею і рухається разом із нею без відриву. Такий режим відповідає типовій роботі інерційних транспортерів, де матеріал переміщується плавно, а ковзання відсутнє.
- Якщо $\Gamma > 1$, виникає умова відриву вантажу від коливальної площини, і матеріал рухається невеликими стрибкоподібними переміщеннями, що можна спостерігати на рисунку 2.2. У цьому випадку рух стає більш дискретним і менш передбачуваним.
- При $\Gamma = 1$ мають місце граничні умови (рис. 2.3), коли вантаж перебуває на межі між безперервним рухом по поверхні та частковим відривом, що є критичним режимом для оцінки динамічної стабільності системи.

Оптимальним для переміщення окремих частинок матеріалу вважається режим, що відповідає $1 < \Gamma \leq 3,3$. У цьому діапазоні рух частинки відбувається поетапно, розподіляючись на різні інтервали часу протягом одного повного

циклу коливань площини. Такий режим дозволяє поєднувати достатню динаміку матеріалу з відносною стабільністю руху, забезпечуючи високу ефективність транспортування.

Найбільш ефективним і бажаним є рух вантажу без ковзання по поверхні, коли частинки матеріалу постійно контактують із жолобом і пересуваються узгоджено з коливальною поверхнею. Це забезпечує рівномірну подачу матеріалу, зменшує втрати енергії та мінімізує зношування конструкцій транспортера.

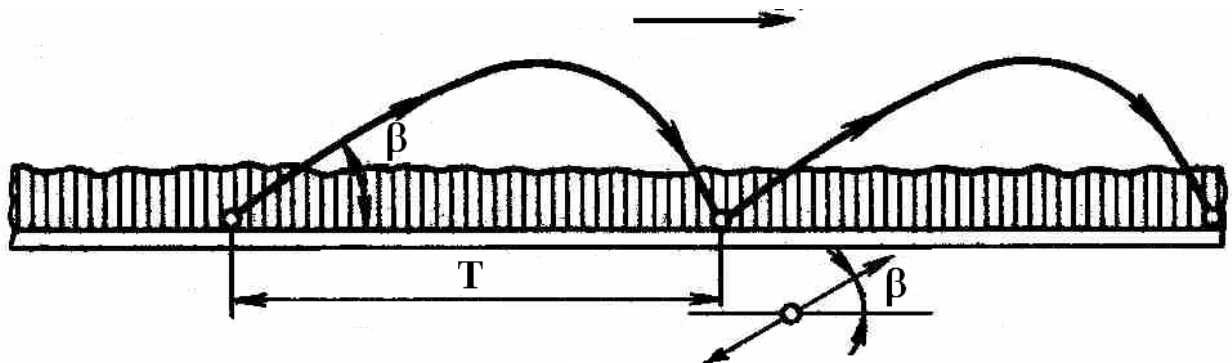


Рисунок 2.2 – Схема руху частинки по площині транспортера

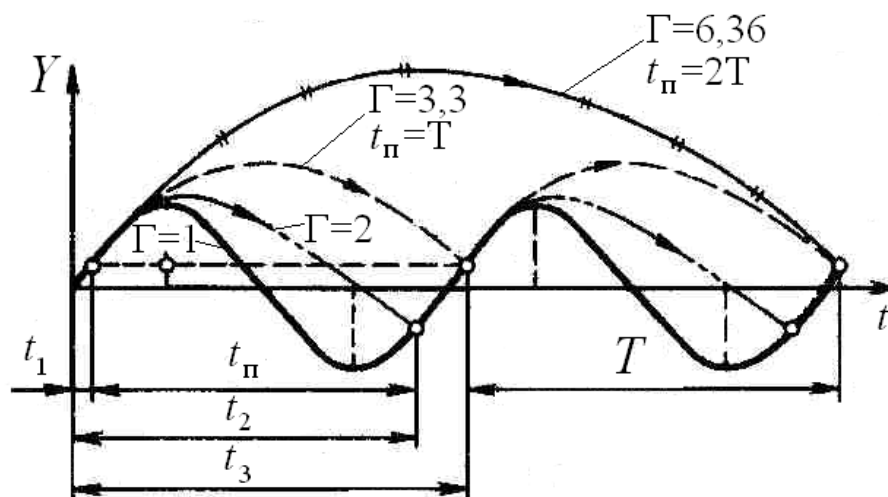


Рисунок 2.3 Діаграма руху часток вантажу по транспортуючій площині

Найбільш ефективними та раціональними режимами роботи інерційного транспортера вважаються ті, за яких рух частинок матеріалу відбувається з безперервним підкиданням. У цьому випадку частинки короткочасно

відриваються від поверхні жолоба, перебуваючи у так званому мікропольоті. Тривалість такого мікропольоту позначається як i для оптимальної роботи транспортера повинна задовольняти співвідношення $t_n = \rho T$, де ρ ціле число, а T період коливань площини. Це забезпечує синхронізацію підкидань частинок з циклом коливань, що дозволяє досягти стабільного та рівномірного переміщення матеріалу без непотрібних ударів і втрат енергії.

Рух частинок із безперервним підкиданням реалізується при певних значеннях параметра Γ , який визначається спеціальною формулою (наведеною нижче).

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 \rho + 1}. \quad (2.13)$$

Цей параметр враховує співвідношення інерційних сил, сили тяжіння та геометричні характеристики транспортера, і його правильний вибір дозволяє забезпечити оптимальний динамічний режим, максимальну продуктивність та мінімальне зношування механічних елементів конструкції.

Якщо прийняти $\rho = 1$, тривалість мікропольоту частинки t_n дорівнює одному повному періоду коливань площини транспортера (рис. 2.3). Це забезпечує повну синхронізацію руху матеріалу з циклом коливань, що сприяє рівномірному та стабільному переміщенню вантажу без різких ривків.

Дослідження динамічних режимів роботи коливальних транспортерів показали, що при $\rho > 1$ і значеннях параметра $\Gamma > 3,3$ виникають області, де швидкість руху вантажу зменшується. У цих умовах транспортер працює з підвищеним прискоренням, що призводить до значних динамічних навантажень на конструктивні елементи механізму це збільшує знос деталей і знижує надійність обладнання.

З урахуванням цих факторів для інерційних і вібротранспортерів оптимальний режим роботи визначається значенням параметра Γ у межах $1 < \Gamma \leq 3,3$. Такий діапазон забезпечує ефективне переміщення матеріалу, зменшує динамічні удари, підтримує стабільність роботи транспортера та мінімізує механічне навантаження на його елементи, що продовжує ресурс обладнання і підвищує продуктивність системи.

2.3. Кінематичні характеристики руху ланок приводу інерційного транспортера

Оскільки коливальний рух жолоба транспортера забезпечується кривошипно-коромисловим механізмом, доцільно розглянути задачу визначення кінематичних характеристик руху його окремих ланок. На основі схеми, представленої на рис. 2.4, можна визначити положення, швидкість і прискорення всіх рухомих елементів приводу в різні моменти часу. Такий аналіз дозволяє оцінити взаємодію між ланками механізму, зрозуміти закономірності передачі руху до жолоба та забезпечити точний розрахунок кінематичних параметрів для оптимізації роботи інерційного транспортера.

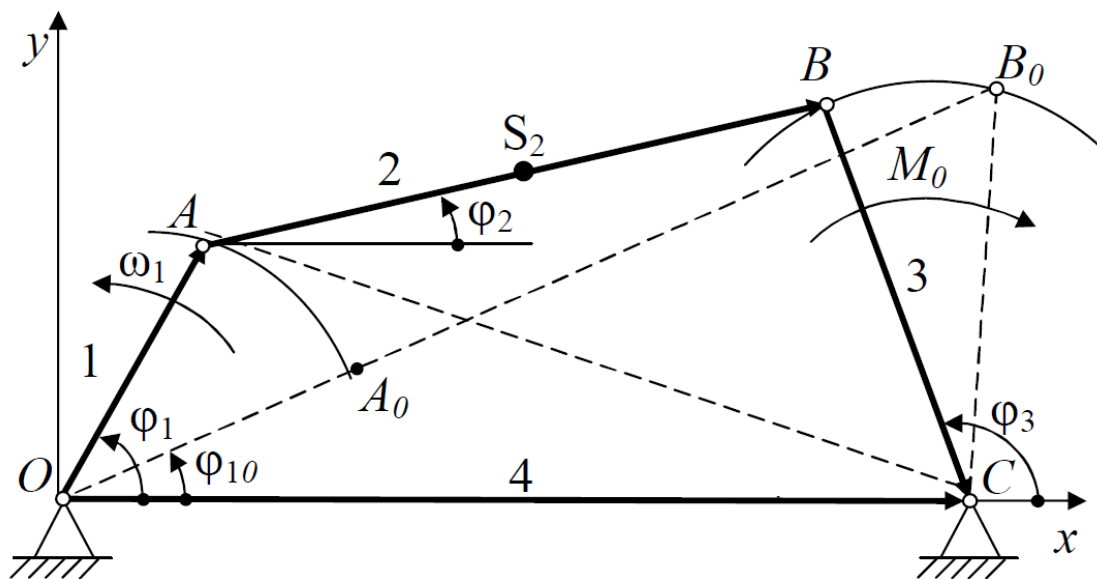


Рисунок 2.4 Схематичне зображення плоского чотириланкового шарнірного механізму

Для розв'язання поставленої задачі доцільно застосувати методику, засновану на побудові замкнутого векторного контуру. У рамках цієї методики механізм розглядається як сукупність окремих ланок, кожна з яких представлена вектором. Замкнутий контур формується шляхом послідовного

з'єднання ланок 1, 2, 3 та 4 механізму, при цьому кінцева точка останньої ланки збігається з початковою точкою першої ланки.

Математично цей контур можна описати системою векторних рівнянь, де кожен вектор характеризується своїм модулем та напрямком. Використання такого підходу дозволяє врахувати взаємне положення та орієнтацію ланок у просторі, а також визначити положення та переміщення будь-якої точки механізму через геометричні та алгебраїчні співвідношення.

Застосування методу замкнутого векторного контуру дає змогу не лише отримати точні аналітичні залежності для визначення положення ланок, а й спростити розрахунки руху механізму, оскільки всі вектори об'єднуються в єдиний математичний опис, що забезпечує логічну і наочну структуру аналізу. Такий підхід широко використовується при дослідженні складних механізмів, де важливо враховувати взаємодію усіх ланок у замкнутому циклі, можна описати рівнянням:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 = \bar{l}_4.$$

Після того як було сформульовано векторне рівняння механізму, наступним кроком є його проєкція на координатні осі. Зокрема, розкладання векторного рівняння на складові вздовж осей xxx та ууу дозволяє перетворити векторну задачу у дві скалярні залежності. Такий підхід дає змогу виокремити горизонтальні та вертикальні компоненти руху ланок механізму, спростити математичний аналіз і зробити більш наочним вплив кожної ланки на загальну геометрію та положення механізму.

Проєкції на координатні осі також створюють основу для подальшого розв'язання системи рівнянь, яка описує кінематику механізму, та дозволяють визначити конкретні значення координат точок, що цікавлять дослідника. Таким чином, перехід від векторного до скалярного представлення є ключовим етапом у повному аналізі руху замкнутого механізму:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 = l_4 \cos \varphi_4 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 = l_4 \sin \varphi_4 \end{cases} \quad (2.14)$$

За умови $\varphi_4=0^\circ$, а відповідно $\sin \varphi_4=0$, $\cos \varphi_4=1$.

Таким чином, відомі величини, що входять до системи рівнянь механізму, будуть представлені у спрощеній формі, що забезпечує наочність і зручність для подальшого аналітичного або числового аналізу. Відомі величини матимуть наступний вигляд:

$$\begin{cases} l_4 - l_1 \cos \varphi_1 = q \\ l_1 \sin \varphi_1 = u \end{cases} \quad (2.15)$$

Рівняння кінематики механізму (2.14) набуде наступного вигляду:

$$\begin{cases} l_2 \cos \varphi_2 = q - l_3 \cos \varphi_3 \\ l_2 \sin \varphi_2 = -u - l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2.16)$$

Запишемо наступні позначення для розв'язків системи:

$$\frac{u}{q} = \operatorname{tg} \nu \quad (2.17)$$

$$\frac{q^2 + u^2 - l_3^2 + l_2^2}{2ql_2} = c \quad (2.18)$$

$$\frac{q^2 + u^2 + l_3^2 - l_2^2}{2ql_3} = a \quad (2.19)$$

Після виконання всіх необхідних аналітичних перетворень та послідовного розв'язання системи рівнянь (2.16) можна визначити конкретні значення кутів повороту окремих ланок механізму. Зокрема, в результаті обчислень одержуються кути повороту шатуна та коромисла, які характеризують їхнє положення в даний момент часу або за умови заданих початкових умов. шатуна та коромисла відповідно:

$$\varphi_3 = \arccos(c \cos \nu) - \nu; \quad (2.20)$$

$$\varphi_2 = \arccos(a \cos \nu) + \nu; \quad (2.21)$$

Цей етап дозволяє не лише отримати числові значення кутів, а й оцінити взаємозв'язок між рухом окремих ланок, що входять до складу механізму. Завдяки цьому можна проаналізувати кінематичну поведінку системи, визначити положення точок з'єднання та оцінити амплітуду і фазові співвідношення між рухом шатуна і коромисла. Такий підхід забезпечує повну

аналітичну картину кінематики механізму і є ключовим для подальших розрахунків швидкостей, прискорень та силових характеристик.

Для визначення кутових швидкостей ω_2 та ω_3 і кутових прискорень ε_2 та ε_3 ланок 2 і 3 застосовується метод диференціювання відповідних рівнянь механізму за часом. Виконання цієї процедури дозволяє перейти від статичних або геометричних співвідношень до динамічних характеристик руху, оскільки швидкості та прискорення відображають зміни кутових положень ланок у часі.

Після диференціювання вихідних виразів і проведення необхідних алгебраїчних перетворень одержуємо систему рівнянь, яка представлена як рівняння (2.14). Ця система забезпечує аналітичну залежність кутових швидкостей і прискорень від відомих геометричних параметрів та положень ланок механізму, а також дозволяє врахувати взаємозв'язок між рухом суміжних ланок.

Отримані результати є фундаментальними для подальшого кінематичного та динамічного аналізу механізму, оскільки вони дозволяють не лише визначити швидкісні та прискорювальні характеристики окремих ланок, а й оцінити поведінку всієї системи при заданих умовах руху. Такий підхід є класичним у механіці машин і механізмів, оскільки він забезпечує повний опис руху ланок та їхніх кінематичних параметрів.

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \quad (2.22)$$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_3) + \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 + \varphi_3) + \omega_3^2 l_3}{-l_2 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \quad (2.24)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \omega_2^2 l_2 + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)}{-l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \quad (2.25)$$

Система рівнянь для проекції швидкості точки S_2 на осі x та y :

$$\begin{cases} \mathcal{G}_{xS_2} = -\omega_1 l_1 \sin \varphi_1 - l_{AS_2} \omega_2 \sin \varphi_2 \\ \mathcal{G}_{yS_2} = -\omega_1 l_1 \cos \varphi_1 - l_{AS_2} \omega_2 \cos \varphi_2 \end{cases}; \quad (2.26)$$

Величина швидкості, з якою переміщується центр мас другої ланки, тобто точка S_2 , визначає кінематичний стан цієї ланки в процесі руху механізму. Іншими словами, це векторна характеристика, що показує, з якою швидкістю і в якому напрямку переміщається маса ланки 2 в будь-який момент часу, враховуючи одночасний обертальний і поступальний рух ланки.

$$\mathcal{G}S_2 = \sqrt{(\mathcal{G}x_{S_2})^2 + (\mathcal{G}y_{S_2})^2}. \quad (2.27)$$

В якості нульового положення під час дослідження механізму приймають одне з його граничних станів, у якому шатун та кривошип розташовані уздовж однієї прямої (див. рис. 2.4). Саме це положення використовується як відправна точка для всіх подальших кінематичних розрахунків.

Отже, розрахунок руху механізму та визначення його кінематичних характеристик слід починати від початкової кутової координати кривошипа, яка задається відповідною аналітичною формулою. Використання цього нульового положення забезпечує уніфіковану систему відліку для всіх кутових величин і дозволяє коректно визначати положення, швидкості та прискорення ланок механізму на всіх етапах його руху.

Такий підхід гарантує узгодженість результатів при моделюванні та чисельному аналізі кінематики механізму:

$$\varphi_{1(0)} = \arccos \left[\frac{(l_1 + l_2)^2 + l_4^2 - l_3^2}{2(l_1 + l_2)l_4} \right]. \quad (2.28)$$

На основі наведених вище аналітичних формул здійснюється повний розрахунок кінематичних характеристик кривошипно-коромислового механізму. Цей розрахунок дозволяє визначити положення, кутові координати, швидкості та прискорення всіх ланок механізму у будь-який момент часу.

Використання зазначених формул забезпечує систематичне та послідовне обчислення кінематичних параметрів, враховуючи геометричні та взаємозалежні характеристики ланок. Завдяки цьому можна отримати повну картину руху механізму, що є необхідною умовою для подальшого динамічного аналізу, оцінки силових навантажень і перевірки працездатності механізму в різних режимах його роботи.

Висновки до розділу

Дослідження показали, що рівномірність роботи коливального транспортера визначається одночасним впливом кількох ключових факторів. Серед них насамперед слід виділити кінематичні характеристики приводу механізму та геометричні параметри жолоба транспортера, які визначають траєкторію і швидкість переміщення вантажу. Крім того, на режим роботи транспортера суттєво впливають фізико-механічні властивості матеріалу, що подається, такі як густина, сипкість, в'язкість та здатність до спресування. Не менш важливу роль відіграє амплітуда коливань транспортера, яка безпосередньо впливає на фізико-механічний стан матеріалу та його здатність переміщуватися без зупинок і застоїв вантажу.

Таким чином, за заданими геометричними параметрами механізму приводу та профілем жолоба, а також залежно від виду та властивостей матеріалу, що транспортується, можна отримати різні значення продуктивності транспортера і різну рівномірність його роботи. Іншими словами, зміна будь-якого з цих факторів призводить до відчутного впливу на кінематичну ефективність і стабільність роботи коливального транспортного пристрою. Це підкреслює необхідність комплексного підходу при проектуванні і налаштуванні транспортера, що дозволяє досягти оптимального співвідношення продуктивності та рівномірності переміщення вантажу, враховуючи специфіку конкретного матеріалу та умови експлуатації механізму.

РОЗДІЛ 3. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ІНЕРЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА

3.1. Мета і програма досліджень

Ефективність переміщення сипких матеріалів до технологічного обладнання за допомогою інерційного транспортера є ключовим чинником, що визначає продуктивність та стабільність роботи всього виробничого процесу. Успішність цього етапу впливає не лише на швидкість подачі матеріалу, а й на якість кінцевої продукції, рівномірність завантаження обладнання та загальну енергоефективність підприємства.

На ефективність роботи інерційного транспортера впливає цілий комплекс факторів, які можна умовно поділити на дві великі групи. Перша група включає властивості самого матеріалу, що транспортується: фізико-механічні характеристики, такі як густина, гранулометричний склад, вологість, сипкість та здатність до злежування. Ці властивості безпосередньо визначають, з якою швидкістю та рівномірністю матеріал буде переміщатися, а також наскільки стабільною буде робота транспортера в різних режимах експлуатації.

Друга група факторів пов'язана з конструктивними характеристиками та режимами роботи самого інерційного транспортера. Сюди належать параметри важільного приводу, зокрема довжина кривошипа та інших ланок механізму, амплітуда коливань жолоба, а також частота цих коливань, яка, у свою чергу, визначається швидкістю обертання електродвигуна. Крім того, на ефективність впливає правильний вибір кута нахилу жолоба, матеріал його поверхні, ступінь зношеності вузлів та умови експлуатації транспортера — температура, вологість та наявність абразивних частинок у переміщуваному матеріалі.

Високий рівень технологічної ефективності транспортування досягається лише при комплексному підході, який поєднує врахування фізико-механічних властивостей матеріалу з оптимальною наладкою та конструктивним удосконаленням інерційного транспортера. Наприклад, правильне підбирання частоти коливань жолоба дозволяє уникнути злежування матеріалу та

утворення грудок, а оптимальна конфігурація важільного приводу забезпечує рівномірне та безперебійне подавання матеріалу, що в результаті підвищує продуктивність обладнання та знижує енергетичні витрати.

Таким чином, системний аналіз усіх факторів, що впливають на процес транспортування сипких матеріалів, дозволяє значно покращити показники роботи інерційного транспортера, підвищити ефективність виробництва та забезпечити стабільність технологічних процесів на підприємстві.

Ефективність подачі сипких матеріалів до технологічного обладнання за допомогою інерційного транспортера є важливим чинником, що визначає стабільність і продуктивність виробничого процесу. Вона залежить від численних факторів, які можна розділити на дві основні групи: властивості матеріалу та характеристики самого транспортера.

Фізико-механічні властивості матеріалу, такі як густина, гранулометричний склад, вологість і сипкість, істотно впливають на швидкість та рівномірність його подачі. Водночас на ефективність транспортування значний вплив мають конструктивні параметри інерційного транспортера: довжина ланок важільного приводу, амплітуда коливань жолоба та частота його рухів, яка визначається швидкістю обертання електродвигуна. Крім того, важливими є кут нахилу жолоба, матеріал його поверхні та умови експлуатації.

Для досягнення високої продуктивності процесу необхідно враховувати як властивості сипкого матеріалу, так і оптимальні режими роботи транспортера. Правильне налаштування частоти та амплітуди коливань жолоба забезпечує рівномірну подачу, запобігає злежуванню матеріалу та підвищує загальну ефективність виробництва.

Програма досліджень складена відповідно до поставлених цілей, а саме оптимізації технологічного процесу транспортування сипких матеріалів, та передбачає виконання наступних етапів аналітичного дослідження:

- розробка математичної моделі приводу інерційного транспортера;
- визначення оптимальних конструктивних та технологічних параметрів приводу транспортера на основі аналітичних розрахунків і моделювання,

з подальшою обробкою отриманих даних для встановлення закономірностей;

- порівняння результатів аналітичних розрахунків із наявними теоретичними даними та оцінка точності моделі.

3.2 Методика вдосконалення інерційного транспортера системи і визначення факторів, які мають вплив на його роботу

Аналіз шляхів удосконалення процесу транспортування сипких матеріалів здійснювався на основі опрацювання наявних наукових досліджень і публікацій, зокрема представлених у джерелі [18]. Вибір об'єкта модернізації ґрунтувався на детальному розгляді класифікацій коливальних транспортерів, що дало змогу зіставити їхні конструктивні особливості, експлуатаційні переваги та притаманні їм недоліки. Визначення ключових факторів, які впливають на ефективність переміщення сипких матеріалів у коливальних транспортних системах, здійснювалося відповідно до принципів систематизації та групування факторів, що діють на процес транспортування.

Теоретичне формування основних конструктивних і технологічних параметрів сучасних коливальних транспортерів проводили шляхом побудови математичних моделей із залученням апарату теорії ймовірностей, що широко застосовується в інженерних наукових дослідженнях [18]. Використання методів теорії подібності та математичного моделювання дає змогу істотно зменшити обсяг експериментальних робіт, скоротити витрати часу та матеріальних ресурсів під час проектування нових типів транспортного обладнання. Основною проблемою при цьому залишається забезпечення коректності перенесення результатів математичного моделювання на фізичні прототипи, що вимагає ретельної перевірки моделей і застосування ймовірнісних методів для визначення параметрів розроблюваних конструкцій, як це підкреслено у праці.

Під час проектування інерційних транспортерів визначальне значення мають два параметри їхня продуктивність та стабільність переміщення

матеріалу вздовж жолоба. Саме виходячи з цих критеріїв здійснюється подальше встановлення конструктивних характеристик транспортера. Для оцінювання рівномірності руху сипкого вантажу по робочій поверхні транспортера може бути використаний апарат інтегралу Лапласа [18], що дає змогу кількісно описати характер зміни швидкості та густини матеріального потоку.

$$p(a < y < b) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_a^b e^{-0,5t^2} dt. \quad (3.1)$$

У виразі (3.1) величина y розглядається як випадкова змінна, поведінка якої безпосередньо пов'язана з параметром p , що характеризує імовірність настання певної події в умовах проведення серії з n незалежних вимірювань. Значення випадкової змінної встановлюється на основі статистичних спостережень та описується співвідношенням, яке дає змогу кількісно визначити ймовірнісний характер процесу. Це співвідношення дозволяє відобразити, яким чином результати окремих вимірів узгоджуються із загальною імовірністю появи події та як змінюється розподіл результатів у межах усієї вибірки. Таким чином, формула забезпечує математичний зв'язок між частотою реалізації випадкової події та її теоретичною імовірністю, що є необхідним для подальшого моделювання та аналітичного опису процесу.

$$y = \frac{x - m_x}{\sigma}, \quad (3.2)$$

де σ – квадрат середнього відхилення величини x .

m_x – очікуване значення випадкової змінної x .

Якщо в досліджуваному процесі поява випадкової величини є рівноймовірною та відповідає нормальному закону розподілу, тоді її середнє значення (математичне сподівання) може бути визначене за відповідною аналітичною формулою:

$$m_x = n \cdot p, \quad (3.3)$$

де n – загальна к-ть замірів;

p – ймовірність виникнення події x .

Середню величину відхилення σ можна обчислити, використовуючи наступну формулу:

$$\sigma = \sqrt{npq}, \quad (3.4)$$

де $q = 1 - p$ – ймовірність події, що є протилежною заданій x .

Тоді формула (3.1) матиме вигляд:

$$p \left(a < \frac{x - np}{\sqrt{npq}} < b \right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_a^b e^{-0,5t^2} dt. \quad (3.5)$$

Аналіз літературних джерел [45] свідчить, що для певного набору компонентів, який включає n одиниць вимірювань і формує стандартну вибірку елементів, узгоджену з технологічними вимогами, граничні значення рівномірності їх розподілу в об'ємі транспортування визначаються відповідно максимальними C_1 та мінімальними C_2 показниками

$$(a = nc_1) < np < (b = nc_2). \quad (3.6)$$

Оскільки $a = nc_1$ та $b = nc_2$, У такому разі для випадкової величини, що підпорядковується нормальному закону розподілу, можна визначити ймовірність підвищення ефективності процесу транспортування сипких матеріалів. Ця ймовірність відображає ступінь того, наскільки зміна конструктивних або технологічних параметрів транспортера здатна забезпечити приріст його продуктивності. Фактично вона характеризує шанс того, що нові умови роботи або вдосконалені елементи обладнання забезпечать кращу швидкість та стабільність переміщення матеріального потоку. Для кількісної оцінки такого покращення використовується відповідне математичне співвідношення, яке враховує параметри нормального розподілу середнє значення та стандартне відхилення, що дає змогу отримати об'єктивну ймовірнісну характеристику ефективності запропонованих змін.

$$y = \frac{x - np}{\sqrt{npq}}, \quad (3.7)$$

параметри m_x та σ визначитися наступною залежністю:

$$p = \frac{1}{2\pi} \int_{y_1}^{y_2} e^{-0,5y^2} dy; \quad (3.8)$$

де

$$y_1 = \frac{a - np}{\sqrt{npq}} = \frac{nc_1 - np}{\sqrt{npq}} = \frac{(c_1 - p)\sqrt{n}}{\sqrt{pq}};$$

$$y_2 = \frac{b - np}{\sqrt{npq}} = \frac{(c_2 - p)\sqrt{n}}{\sqrt{pq}}.$$

Вираз (3.8) можна представити у вигляді інтегралу Лапласа, що дозволяє аналітично описати залежність між змінними системи. Використання інтегралу Лапласа дає змогу врахувати складні часові та просторові закономірності процесу, забезпечуючи більш точне моделювання розподілу параметрів. Такий підхід дозволяє перетворити вихідну функціональну залежність на інтегральну форму, що значно спрощує подальші математичні перетворення та чисельні розрахунки, а також відкриває можливість для застосування аналітичних методів оцінювання поведінки системи у різних режимах експлуатації.

$$p = \Phi(y_2) - \Phi(y_1); \quad (3.9)$$

або наступною залежністю:

$$p = \Phi\left(\frac{(c_2 - p)\sqrt{n}}{\sqrt{pq}}\right) - \Phi\left(\frac{(c_1 - p)\sqrt{n}}{\sqrt{pq}}\right). \quad (3.10)$$

3.3 Визначення продуктивності інерційного транспортера

На основі проведених теоретичних та аналітичних досліджень можна стверджувати, що ефективність роботи інерційного транспортера значною мірою визначається його конструктивними параметрами. До ключових

чинників належать геометричні характеристики приводу, зокрема амплітуда ходу жолоба та частота обертання привідної ланки. Однак на продуктивність системи істотний вплив мають і фізико-механічні властивості оброблюваних матеріалів, такі як щільність, твердість, коефіцієнт тертя та здатність до деформації [18]. Урахування всіх цих аспектів дозволяє більш точно прогнозувати робочі показники інерційного транспортера та оптимізувати його параметри для досягнення максимальної продуктивності за умови мінімальних енергетичних витратах.

$$\nu = f(s, n, \gamma). \quad (3.11)$$

Для забезпечення безперервної роботи транспортера важливо мати уявлення про величину максимального відхилення продуктивності від встановленого нормативного рівня. Проте навіть при проведенні великої кількості контрольних зважувань понад сотню вимірів виявлення максимальних відхилень може не відбутися, оскільки ймовірність їх появи залишається низькою. Крім того, організація та проведення такого великого обсягу вимірювань є надзвичайно трудомісткою і ресурсозатратною задачею. У зв'язку з цим для оцінки продуктивності транспортера при безперервному способі транспортування використовують більш практичний і статистично обґрунтований показник середню відносну похибку продуктивності. Цей показник, що фактично є коефіцієнтом варіації, дозволяє кількісно охарактеризувати розсіювання продуктивності навколо середнього значення, забезпечуючи можливість контролю та прогнозування стабільності роботи системи без необхідності проведення надзвичайно великої кількості прямих вимірювань ν :

$$\nu = \frac{100}{q_{cp}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (q_i - q_{cp})^2}{m - 1}}, \quad (3.12)$$

де q_{cp} та q_i – усереднене значення вибірки, кг;

m – кількість відборів.

Звичайно, значення продуктивності транспортера безпосередньо залежить від усередненого значення проби, що використовується для її оцінки. Проте при безперервному транспортуванні сипких матеріалів не існує єдиної, загальноприйнятої методики визначення одиниці відбору та обсягу добірних проб. Точність оцінки продуктивності системи може визначатися як відносно проб певної маси, так і на основі матеріалу, відібраного за визначений проміжок часу. При цьому рекомендовані величини проб значно варіюють і можуть відхилятися в досить широких межах залежно від конкретних умов процесу та характеристик матеріалу. З огляду на це, оптимальний обсяг проби у кожному конкретному випадку доцільно встановлювати на основі попередньо проведених експериментальних досліджень. Аналіз результатів таких дослідів дозволяє виявити закономірності зміни продуктивності транспортера та визначити найбільш репрезентативний розмір проби, що забезпечує надійну та точну оцінку роботи системи в реальних умовах експлуатації $v = f(q_{cp})$.

Результати експериментальних вимірювань піддавалися обробці з використанням методів статистики та теорії ймовірностей із застосуванням електронних таблиць Microsoft Excel, що входять до пакета Microsoft Office. Аналіз значень випадкових величин, отриманих у процесі проведення замірів, передбачав визначення їх основних статистичних характеристик, таких як математичне сподівання, середньоквадратичне відхилення, дисперсія, а також коефіцієнт варіації, що дозволяє оцінити ступінь розсіювання даних навколо середнього значення.

Для дослідження взаємозв'язків між параметрами, що підлягали вивченню, експериментальні дані аналізувалися за допомогою методів кореляційного аналізу, що дозволяє кількісно оцінити силу та напрямок залежностей між змінними.

Планування та проведення досліджень передбачає визначення оптимального обсягу вибірки для отримання достовірних результатів. Обчислення обсягу вибірки здійснюється за відповідними статистичними формулами, що враховують необхідний рівень точності, допустиму похибку та

ступінь варіації досліджуваних параметрів. Такий підхід забезпечує надійну репрезентативність даних та дозволяє мінімізувати вплив випадкових флуктуацій на кінцеві результати експерименту.

$$N = \frac{\sigma_x \cdot t^2}{f}, \quad (3.13)$$

де σ_x стандартне відхилення вимірюваної величини;

t t-критерій Стюдента;

$f = \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}}$ середнє квадратичне відхилення помилки.

Значення σ_x та f визначають на основі даних, отриманих у попередньому експерименті, за відповідною формулою:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x}; \quad (3.14)$$

де D_x - середньоквадратичне відхилення у квадраті.

Для досягнення рівня достовірності вимірювань на рівні 95 %, за умови, що допустима відносна похибка заміру становить 5 %, використовують t-статистику Стюдента [18]. Цей статистичний показник застосовується для визначення критичних значень у вибірці, що дозволяє оцінити, наскільки отримані результати відповідають заданому рівню точності та враховують можливі коливання випадкових похибок. Використання t-критерію Стюдента забезпечує можливість коректного розрахунку довірчих інтервалів, що дозволяє не лише контролювати точність окремих замірів, але й оцінювати надійність усієї серії експериментальних спостережень у процесі дослідження..

3.4. Опис експериментальної установки та отриманих результатів

На рисунку 3.1 подано загальну принципову будову інерційного транспортера для переміщення сипких матеріалів. На рисунку 3.2 наведена кінематична схема приводу, що реалізований у вигляді кривошипно-коромислового механізму.

Інерційний транспортер складається з робочого жолоба 1, який розміщується на опорних роликах 3 та взаємодіє з рамою 2, що слугує несучою основою всієї конструкції. Переміщення матеріалу в жолобі забезпечується періодичними інерційними коливаннями, які створюються за рахунок роботи привідного механізму.

Привід транспортера включає кривошипно-коромислову систему, яка через пасову передачу 6 повідомляє обертання кривошипу 5. Обертальний рух кривошипа перетворюється на зворотно-поступальний за допомогою шатуна 4. Саме шатун передає необхідні коливальні зусилля робочому жолобу 1, унаслідок чого він здійснює періодичні інерційні переміщення відносно рами. Під дією цих коливань сипкий матеріал переміщується уздовж жолоба, що забезпечує транспортний процес без застосування безперервних транспортерних стрічок або гвинтових механізмів.

Таким чином, інерційний транспортер поєднує простоту конструкції з ефективним перетворенням обертання в коливальний рух, а форма та налаштування привідного механізму визначають амплітуду, частоту й напрям транспортування матеріалу.

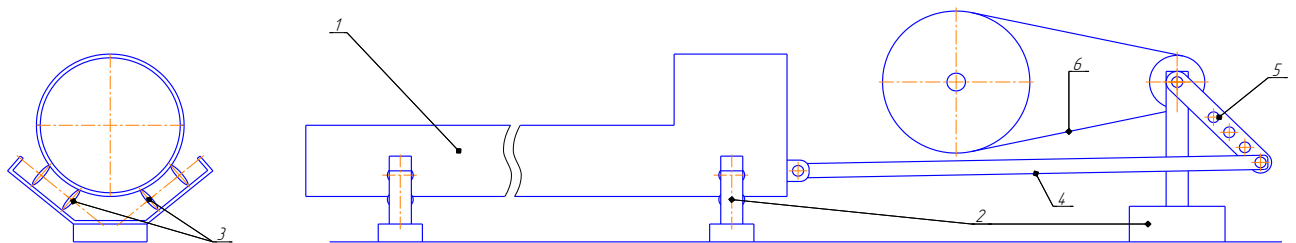


Рисунок 3.1 . Схема інерційного транспортера

1 – жолоб транспортера; 2 – рама транспортера; 3 – опорні ролики транспортера; 4 – шатун привода; 5 – кривошип; 6 – передача пасова.

Інерційний транспортер функціонує за таким принципом. Потік сипкого матеріалу надходить у робочий жолоб 1, який спирається на систему опорних роликів 3. Ролики забезпечують вільне переміщення жолоба та мінімізують втрати на тертя. Зворотно-поступальні переміщення жолоба створюються кривошипно-шатунним механізмом, утвореним шатуном 4 та кривошипом 5.

Цей механізм приводиться в дію через пасову передачу 6, що отримує обертальний момент від кривошипно-коромислового приводу, показаного на рисунку 3.2.

У процесі роботи кривошипно-коромисловий механізм перетворює рівномірне обертання вала на складний рівномірно-змінний коливальний рух жолоба. У момент прискорення виникають інерційні сили, які змушують частинки сипкого матеріалу зміщуватися вперед уздовж дна жолоба. При зворотному ході жолоб сповільнюється, і матеріал частково втрачає контакт із поверхнею, завдяки чому не повертається назад. Так відбувається поетапне поступальне переміщення матеріального потоку.

Ефективність і продуктивність транспортера визначаються параметрами привідного механізму. Зокрема, зміна довжин ланок кривошипно-коромислової системи дозволяє регулювати амплітуду зворотно-поступальних переміщень жолоба. Крім того, важливу роль відіграє частота обертання кривошипа: зі збільшенням частоти зростає інтенсивність коливань і, відповідно, швидкість транспортування матеріалу. Така конструкція забезпечує стабільний і керований рух сипких вантажів без застосування безперервних стрічок чи гвинтових органів та вирізняється надійністю і простотою експлуатації.

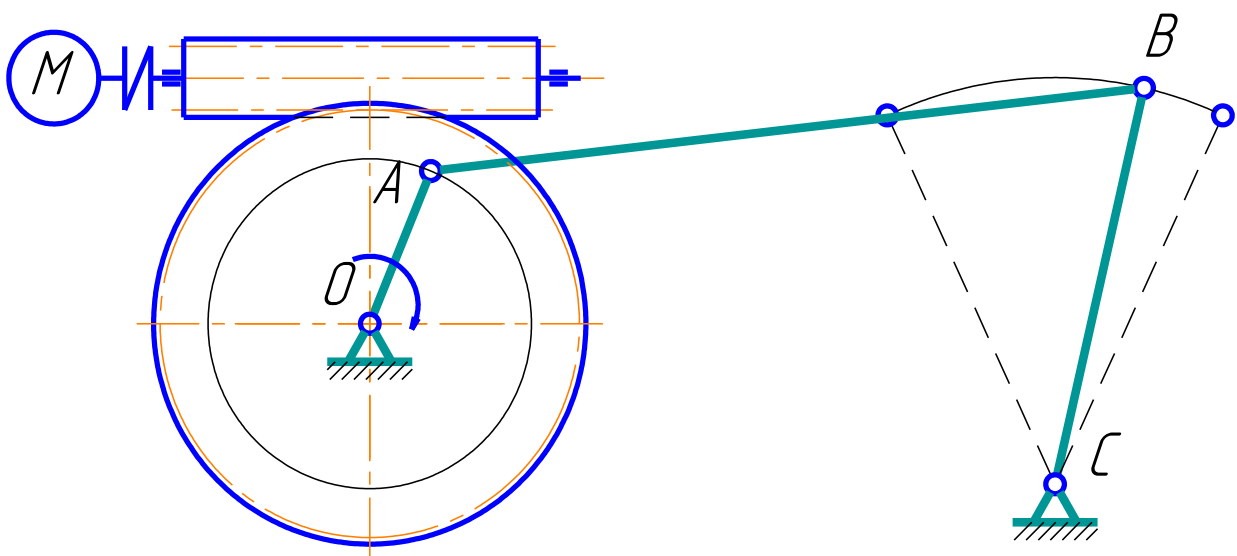


Рисунок 3.2 Схема чотири ланкового механізму приводу інерційного транспортера

Щоб встановити, як змінюється продуктивність транспортера залежно від вибраного параметра, а також дослідити вплив геометричних характеристик кривошипно-коромислового механізму на роботу приводу, доцільно виконати теоретичний аналіз. Для цього використаємо обчислювальне середовище *Mathcad*, яке дозволяє реалізувати математичні моделі механізму, задавати варійовані параметри, будувати графічні залежності та отримувати аналітичні вирази.

У програмі буде сформовано систему рівнянь, що описує кінематику та динаміку кривошипно-коромислової системи, після чого здійснюється покроковий розрахунок для різних значень довжин ланок, радіусів кривошипа, частоти обертання та інших конструктивних характеристик. Це дасть змогу порівняти вплив кожного параметра на амплітуду та характер коливань жолоба, а отже — на фактичну продуктивність інерційного транспортера.

Таким чином, використання *Mathcad* забезпечує можливість отримати повну картину взаємозв'язків між геометрією механізму, кінематикою приводу та ефективністю транспортування матеріалу ще до виконання експериментальних досліджень або конструювання реального обладнання.

3.5. Аналітичні залежності в чотириланковому механізмі

На основі математичних співвідношень, наведених у формулах (2.14–2.28), було виконано розрахунок основних кінематичних характеристик руху робочого жолоба. Використавши ці залежності, можна побудувати комплекс графічних кривих, поданих на рисунку 3.3. На графіках відображено зміну кута повороту привідної ланки, миттєву лінійну швидкість переміщення жолоба, а також характер його зворотно-поступального переміщення у часі.

Такі графічні залежності дають можливість наочно оцінити вплив кінематичних параметрів на поведінку системи: характер приросту кута повороту, плавність зміни швидкості, амплітуду й форму траєкторії переміщення жолоба. Аналіз цих кривих дозволяє глибше зрозуміти

особливості роботи кривошипно-коромислового механізму, визначити потенційні нерівномірності руху та оцінити, наскільки ефективно механізм передає коливання робочому органу. Отримані графіки є важливим етапом у дослідженні кінематики транспортера та слугують основою для подальшої оптимізації конструктивних параметрів.

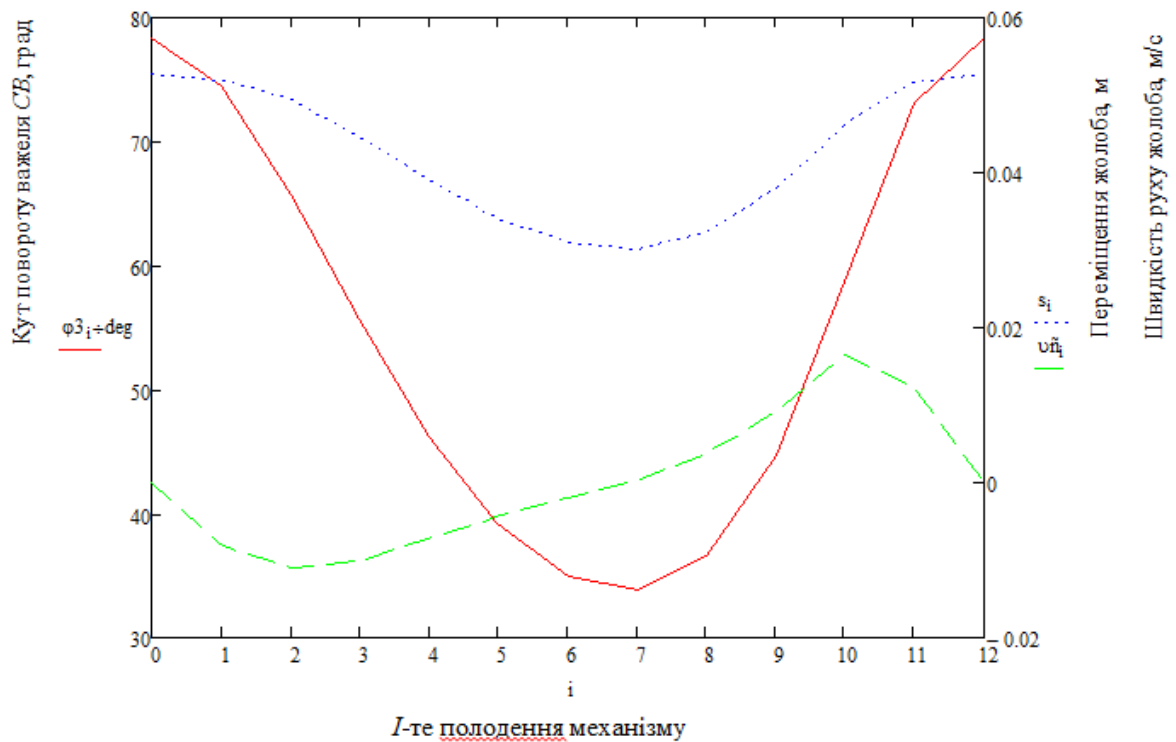


Рисунок 3.3 Графік залежності лінійної швидкості руху, кута повороту та його переміщення від положення першої ланки механізму

Для аналізу сил тертя в умовах 2.3 та 2.4, що виникають між жолобом і вантажем, враховуючи дію інерційних сил на вантаж, було проведено визначення трьох ключових складових: нормальної сили, тангенціальної сили та їхньої результуючої. Кожна з цих складових розглядалася з урахуванням просторового положення елементів механізму, що дало змогу більш повно оцінити характер взаємодії між вантажем і поверхнею жолоба та визначити

реальний вплив сил інерції на умови тертя. $P3N_i := (\omega 3_i)^2 \cdot l \varepsilon$; $P3T_i := \varepsilon 3_i \cdot l \varepsilon$;

$$P3_i := l 3 \sqrt{(\omega 3_i)^4 + (\varepsilon 3_i)^2}$$

$P3N_i =$

0
0.102
0.193
0.213
0.163
0.057
$2.591 \cdot 10^{-4}$
0.021
0.073
0.173
0.328
0.228
0

$P3T_i =$

-0.604
-0.258
-0.081
0.02
0.14
0.288
0.262
0.173
0.17
0.217
0.14
-0.467
-0.604

$P3_i =$

0.604
0.278
0.21
0.214
0.215
0.294
0.262
0.175
0.185
0.278
0.356
0.52
0.604

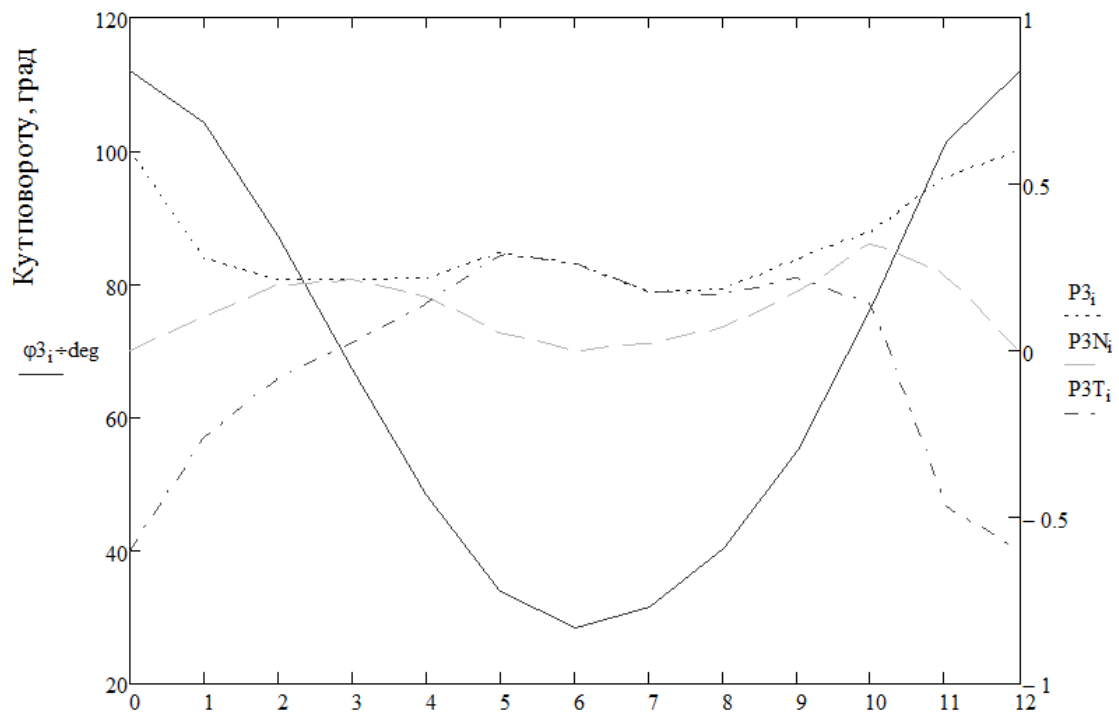


Рисунок 3.4 Графічне представлення зміни величини інерційних сил, які впливають на вантаж, у функції від кута обертання кривошипа.

На основі графічних даних, поданих на рис. 3.4, можна зробити висновок, що шляхом коректного вибору значень нормальної та тангенціальної складових інерційних сил можливо сформувати необхідну результуючу силу інерції, яка діє на вантаж. Такий підбір забезпечує відповідність умовам, визначеним формулами 2.3 і 2.4, що є критично важливим для стабільного та ефективного функціонування транспортера. Іншими словами, узгодження цих сил дозволяє досягти оптимального режиму руху вантажу по жолобу та гарантує надійну роботу механізму в цілому.

3.6. Залежність продуктивності інерційного транспортера від конструктивних і кінематичних параметрів приводу

Ефективність роботи інерційного коливального транспортера визначається величиною середньої швидкості переміщення вантажу $\vartheta_{cp} = \frac{sn}{60}$. Відповідно, продуктивність такого транспортера може бути обчислена за такою формулою:

$$Q_i = 3600 \cdot k_z \cdot \gamma \cdot P \cdot \vartheta_{cp} \quad (3.15)$$

де k_z – коефіцієнт заповнення насипного вантажу;

P – площа поперечного перерізу насипного вантажу, м²;

γ – об'ємна вага вантажу, кг/м³;

v_{cp} – середня швидкість руху вантажу по транспортеру, м/с;

За умови, що кінематичні характеристики приводу залишаються незмінними, тобто застосовується той самий чотириланковий механізм, а частота обертання вала змінюється в рекомендованому діапазоні для інерційного коливного транспортера ($n_{об} = 40 \dots 85$ об/хв), за такої умови електродвигун постійного струму працює зі сталою частотою $n_{об} = 40$ об/хв, стає можливим отримати відповідну залежність робочих параметрів механізму. Характер цієї залежності детально відображений на рисунку 3.5, що дозволяє

наочно оцінити вплив частоти обертання на динаміку руху вантажу та загальну роботу транспортера.

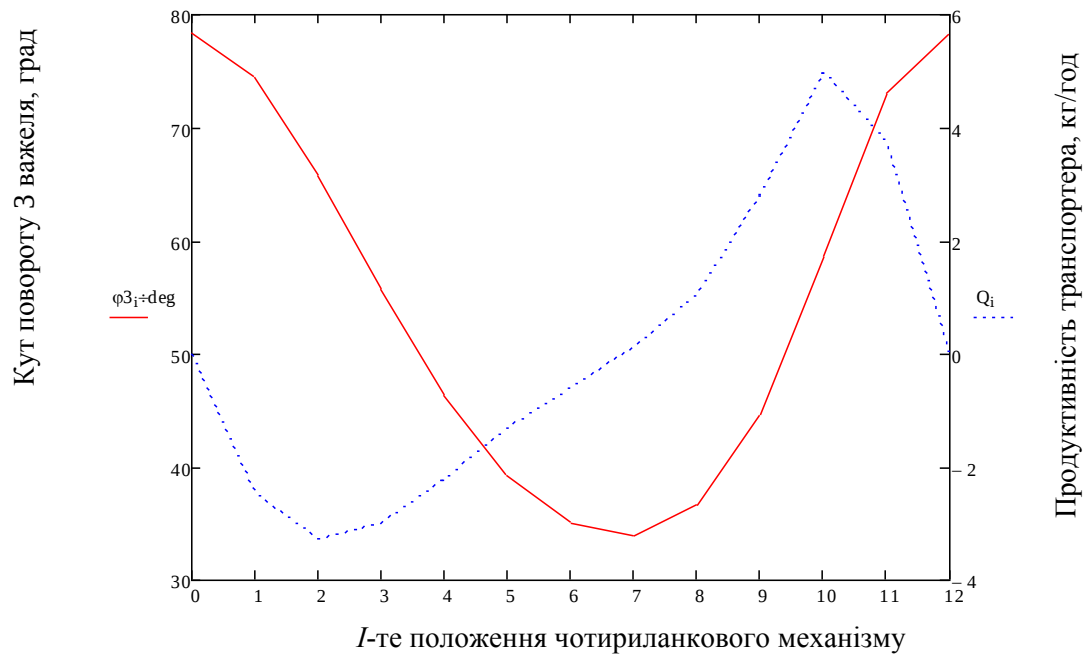


Рисунок 3.5 Вплив частоти обертання валу електродвигуна та конкретного положення механізму на продуктивність коливного транспортера (частота обертання вала приводу $n_{\text{дв}} = 40 \text{ об/хв}$).

При частоті обертання вала двигуна $n_{\text{дв}} = 60 \text{ об/хв}$, залежність, що виникає, представлена на графіку (рис. 3.6).

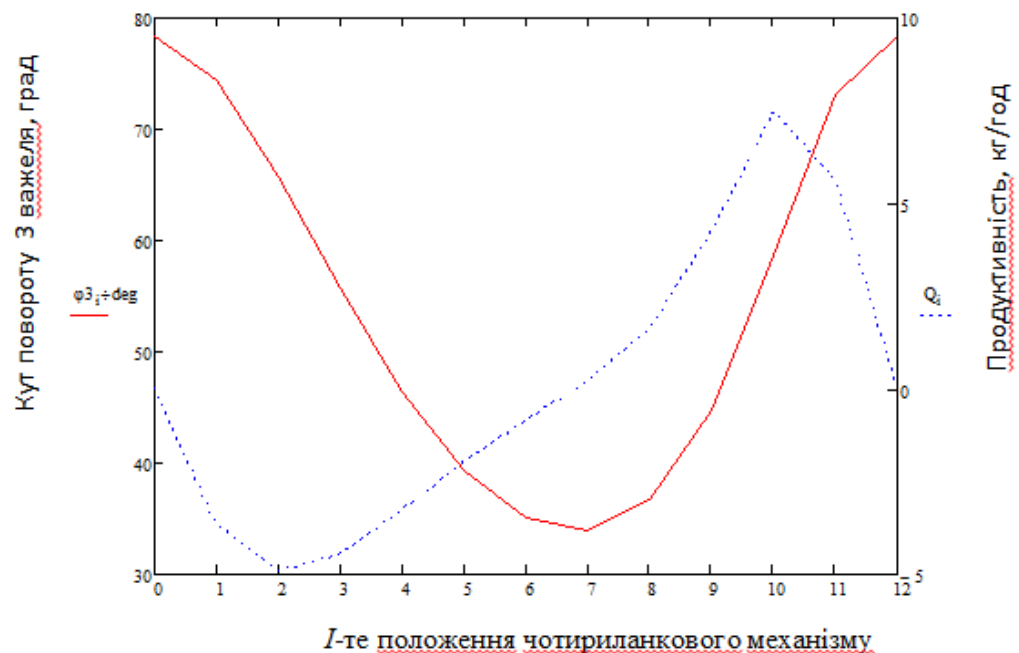


Рисунок 3.6 Залежність продуктивності інерційного транспортера залежно від частоти обертання вала електродвигуна та положення механізму у I -й позиції (частота $n_{дв}=60$ об/хв.)

За частоти обертання вала двигуна $n_{дв} = 85$ об/хв, (максимальне рекомендоване значення) отримаємо наступні графіки (рис. 3.7).

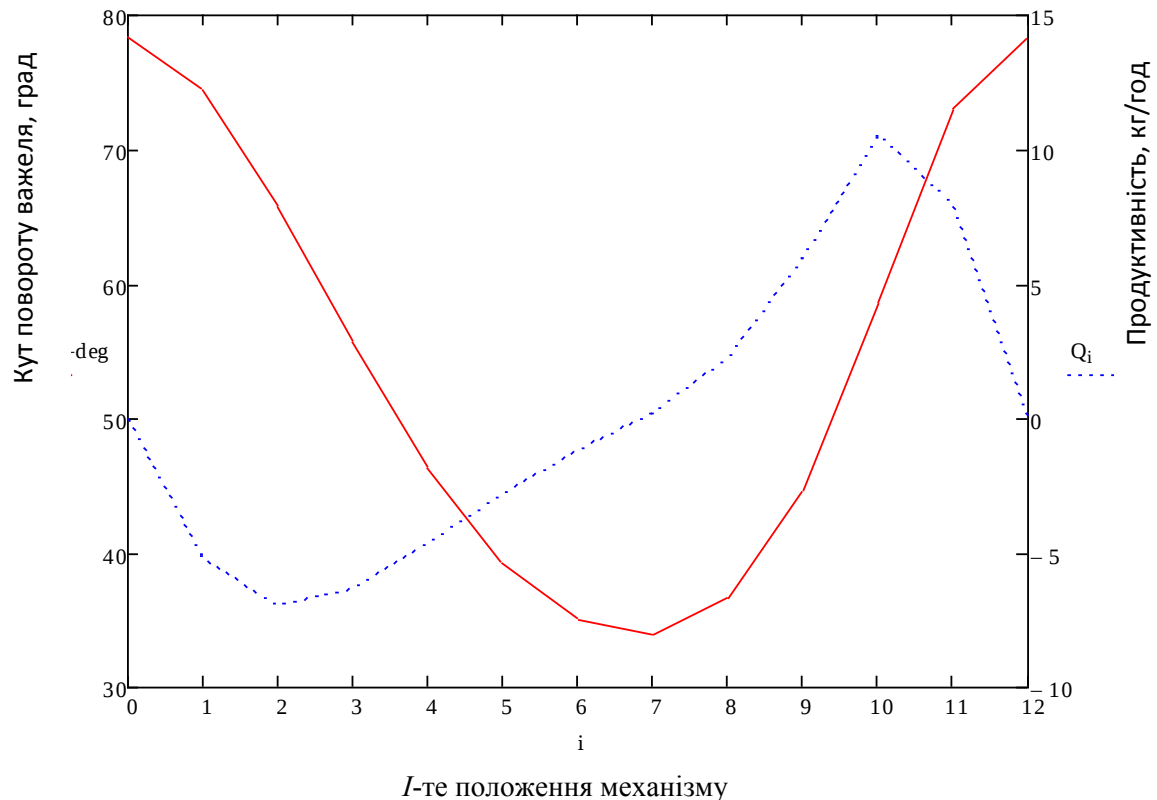


Рисунок 3.7 Залежність продуктивності інерційного транспортера від швидкості обертання двигунного вала та I -го положення механізму (частота обертання вала електродвигуна $n_{дв} = 85$ об/хв).

Аналіз отриманих графіків, що відображають залежність продуктивності інерційного транспортера від кута повороту кривошипа механізму приводу та від I -го положення механізму, показує, що загальна тенденція зміни продуктивності є подібною у всіх випадках. Спостерігається закономірне зростання продуктивності транспортера зі збільшенням швидкості обертання вала електродвигуна постійного струму. Водночас підвищення частоти обертання вала супроводжується збільшенням інерційних сил у транспоруючому жолобі та в чотириланковому механізмі. Це, у свою чергу,

підвищує ризик виникнення механічних перевантажень, що може призвести до пошкодження транспортера або передчасного зношування окремих його елементів. Отже, підвищення продуктивності за рахунок збільшення швидкості обертання має балансуватися з технічними обмеженнями міцності механізму, щоб забезпечити надійну та тривалу експлуатацію обладнання.

Висновки по розділу

Отримані результати досліджень свідчать, що використання інерційного транспортера для переміщення сипких матеріалів забезпечує стабільну, передбачувану та технологічно необхідну продуктивність. Такий тип обладнання особливо ефективний у тих виробничих процесах, де потрібне кероване інерційне переміщення вантажу. Для заданої площі поперечного перерізу шару матеріалу та частот обертання вала електропривода 40, 60 і 85 об/хв отримано продуктивності 5,9; 9,6 та 14,5 кг/год відповідно.

Розроблена методика аналітичного оцінювання та дослідження чотириланкових приводних механізмів може бути успішно використана як інструмент інженерного проектування. Вона дає змогу виконувати точні розрахунки та оптимізацію інерційних транспортерів різних типоразмірів і з широким діапазоном продуктивності, забезпечуючи підвищену надійність, ефективність та адаптивність обладнання до специфічних умов експлуатації.

4. РОЗДІЛ

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Обґрунтування чинників травмонебезпечних ситуацій

У процесі трудової діяльності працівник, виступаючи суб'єктом праці, здійснює вплив на об'єкт праці за допомогою різноманітних технічних засобів машин, механізмів, інструментів і пристроїв. При цьому він перебуває під впливом різних виробничих середовищ, зокрема механічного, хімічного, теплового, електричного, біологічного та інших. Людський організм здатний без шкоди витримувати дію цих чинників лише за умови, що їх інтенсивність і тривалість не перевищують допустимі межі. У разі перевищення встановлених нормативів виникають порушення стану здоров'я, які можуть бути класифіковані як виробничі травми або нещасні випадки.

Серед усієї сукупності виробничих чинників, що впливають на працівника, розрізняють небезпечні та шкідливі. Небезпечним виробничим чинником вважається такий фактор, вплив якого за певних умов може призвести до отримання травми або до раптового погіршення стану здоров'я працівника.

Експлуатація транспортерів для переміщення сипких матеріалів пов'язана з підвищеним рівнем травматизму та аварійних ситуацій, що негативно позначається на здоров'ї оператора. Рівень охорони праці на робочому місці оператора, розташованого поблизу транспортера, істотно впливає як на ефективність використання робочого часу, так і на загальну продуктивність обладнання. Відтак забезпечення безпечних умов праці є важливим чинником підвищення результативності технологічного процесу транспортування матеріалів.

Чинники, що сприяють виникненню травмонебезпечних і аварійно небезпечних ситуацій, формують умови підвищеного ризику нещасних випадків на виробництві. Для їх детального аналізу доцільно розглянути основні технологічні етапи, операції та процеси, що реалізуються під час роботи інерційного транспортера.

До основних технологічних етапів належать: завантаження сипкого матеріалу на транспортер, транспортування матеріалу вздовж лотка та його вивантаження. У межах цих етапів виконуються окремі технологічні операції, зокрема зберігання сипкої сировини перед подачею на транспортер, ліквідація налипань матеріалу, що виникають у процесі транспортування, а також припинення подачі матеріалу під час розвантаження.

Під час експлуатації інерційного транспортера можливий вплив низки травмонебезпечних чинників, серед яких: ураження рухомими або обертовими елементами обладнання, відмови та пошкодження окремих вузлів транспортера, порушення його кінематичних і динамічних режимів роботи, недотримання вимог охорони праці та пожежної безпеки. Додаткову небезпеку становлять підвищена запиленість виробничих приміщень, ризик виникнення пожежі або вибуху пилоповітряних сумішей, а також дія біологічних шкідливих факторів [2, 13].

4.2. Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки

Функціонування інерційного транспортера здійснюється у вигляді послідовного виконання операцій подачі сипкого матеріалу, його транспортування робочим органом та подальшого вивантаження з передачею на інші одиниці технологічного обладнання. Кожна з перелічених стадій супроводжується дією потенційно небезпечних чинників, які за умов порушення вимог охорони праці можуть становити загрозу для життя та здоров'я працівників.

Під час експлуатації інерційних транспортерів на персонал можуть впливати різні види небезпечних виробничих факторів, зокрема механічні, електричні, а також вибухонебезпечні. Механічна небезпека зумовлена наявністю рухомих і обертових елементів машин та механізмів, вузлів передачі крутного моменту, зубчастих і важільних з'єднань. Зони підвищеного ризику повинні бути конструктивно ізолювані або обладнані захисними кожухами, що унеможливають випадковий доступ обслуговуючого персоналу.

Електрична небезпека виникає внаслідок пошкодження або несправності електричних мереж, а також через недотримання правил експлуатації електрообладнання. Ураження електричним струмом може призвести до серйозних наслідків для здоров'я працівників, тому важливим заходом безпеки є регулярний контроль технічного стану електроустановок, справності ізоляції та систем заземлення.

Вибухонебезпечні ситуації пов'язані з накопиченням пилу в повітрі виробничих приміщень у концентраціях, що перевищують допустимі норми. Для зниження ризику вибуху необхідно застосовувати ефективні системи вентиляції та пиловидалення, які забезпечують підтримання безпечних параметрів повітряного середовища.

У процесі експлуатації інерційних транспортерів можливе виникнення аварійних і травмонебезпечних ситуацій. Найбільш імовірні з них, що можуть призвести до травмування обслуговуючого персоналу, наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Аналіз процесів формування травмонебезпечних ситуацій

Вид роботи, виробничий підрозділ	Виробнича небезпека			Мож-ливі наслідки	Заходи запобігання
	Небезпечна умова НУ	Небезпечна дія НД	Небезпечна ситуація НС		
1	2	3	4	5	6
Ремонт агрегатів транспортера	НУ – агрегати необладнані захисними і обгороджуючими пристроями	НД – відкриття агрегатів в роботу без попередження	НС – контакт машини з оператором або працівником	Т – Травма.	Розробити захисні конструкції, проводити інструктажі з техніки безпеки
Блок-схема	НУ →	НД →	НС →	Т	
Переміщення матеріалу по жолобу	НУ - привід транспортера необладнаний захисними пристроями під час роботи	НД ₁ – перебування біля приводу транспортера; НД ₂ – обслуговування приводу транспортера	НС ₁ – зачеплення частин одягу; НС ₂ – відлітання частини машини.	Травма	Організувати контроль безпеки транспортера перед роботою; проводити інструктажі з техніки безпеки
коливальний транспортер Блок-схема	НУ	НД ₁ НД ₂	НС ₁ → НС ₂ →	Т	

Експлуатація транспортера, завантаження або обслуговування, перевірка обладнання.	НУ ₁ – площадка необладнана перилами; НУ ₂ – на підлозі немає щита з планок.	НД ₁ – переміщується оператор; НД ₂ – наступає на розсипаний матеріал.	НС – падіння оператора.	Травма	Перила і підлога повинні відповідати вимогам охорони праці.
Блок-схема	НУ ₁ → НУ ₂ →	НД ₁ → НД ₂ →	НС →	Т	

Дослідження побудованих блок-схем дає змогу заздалегідь виявити можливі причини виникнення травматичних ситуацій під час експлуатації транспортера та на цій основі розробити ефективні заходи і засоби захисту оператора у процесі роботи з обладнанням.

4.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях

У сучасних умовах України питання природно-техногенної безпеки населення та територій набуло особливої актуальності. Це зумовлено зростанням кількості людських втрат і матеріальних збитків, спричинених небезпечними природними явищами, техногенними катастрофами, аваріями на промислових об'єктах, а також наслідками воєнних дій. Імовірність виникнення надзвичайних ситуацій як природного, так і техногенного походження постійно зростає, що робить захист цивільного населення одним із ключових пріоритетів державної політики.

Відповідно до положень Кодексу цивільного захисту України, організація та забезпечення цивільного захисту покладається на державу. Діяльність у цій сфері спрямована на збереження життя і здоров'я населення, захист територій, об'єктів економіки, довкілля та майна шляхом запобігання надзвичайним ситуаціям, оперативного реагування на них, ліквідації наслідків і надання допомоги постраждалим як у мирний час, так і в особливий період.

У системі цивільного захисту на рівні підприємств і організацій мають бути реалізовані комплексні заходи, спрямовані на забезпечення безпеки людей, зокрема:

- своєчасне оповіщення та організація дій персоналу і населення у разі загрози або виникнення надзвичайної ситуації;
- забезпечення можливості укриття людей в захисних спорудах цивільного захисту;
- застосування засобів індивідуального, колективного та медичного захисту;
- інженерні заходи захисту, включаючи будівництво захисних споруд і створення захисних зелених зон.

Важливу роль у системі цивільного захисту відіграє інформування населення, яке забезпечується завчасним створенням, модернізацією та підтриманням у постійній готовності державних, регіональних і об'єктових систем оповіщення.

Медичний захист спрямований на мінімізацію наслідків ураження людей, оперативне надання медичної допомоги постраждалим, їх лікування та реабілітацію, а також на забезпечення санітарно-епідеміологічної стабільності в зонах надзвичайних ситуацій.

Інженерний захист реалізується шляхом дотримання вимог державних норм і стандартів під час планування забудови населених пунктів, розміщення потенційно небезпечних об'єктів, проєктування та експлуатації будівель і інженерних споруд з урахуванням можливих ризиків.

Заходи радіаційного та хімічного захисту передбачають своєчасне виявлення та оцінювання радіаційної і хімічної обстановки, проведення дозиметричного та хімічного контролю, впровадження режимів захисту населення, забезпечення засобами індивідуального захисту, а також організацію спеціальної обробки територій, техніки та людей.

Біологічний захист охоплює систему заходів щодо раннього виявлення джерел і факторів біологічного ураження, визначення масштабів загрози та

реалізації комплексу організаційних, адміністративних, санітарно-епідемічних і медичних заходів, спрямованих на недопущення поширення інфекційних захворювань.

Висновки до розділу

Експлуатація інерційного транспортера супроводжується підвищеним ризиком виникнення виробничих ситуацій, здатних негативно позначитися на здоров'ї обслуговуючого персоналу. Рівень організації охорони праці на робочому місці оператора поблизу обладнання істотно впливає як на ефективність використання робочого часу, так і на загальні показники продуктивності транспортної машини.

У сучасних умовах розвитку суспільства спостерігається стійка тенденція до зростання кількості надзвичайних ситуацій природного й техногенного походження. У зв'язку з цим доцільним є аналіз і розгляд алгоритмів дій, що відображають механізми виникнення та розвитку надзвичайних ситуацій, з метою підвищення рівня безпеки та готовності до реагування.

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Проведений аналіз наукових джерел і методів розрахунку інерційних транспортерів засвідчив наявність невирішених питань, що стосуються вдосконалення підходів до визначення параметрів приводних механізмів, зокрема з урахуванням сучасних вимог до продуктивності та надійності.

2. Узагальнення теоретичних положень щодо розрахунку робочих процесів інерційних транспортерів дало змогу обґрунтувати раціональні режими їх функціонування, а також визначити шляхи оптимізації конструктивних елементів приводу.

3. На основі експериментальних досліджень встановлено закономірності впливу частоти обертання вала електродвигуна та геометричних параметрів кривошипно-коромислового механізму на показники продуктивності інерційного транспортера.

4. Результати проведених досліджень підтверджують доцільність використання інерційного транспортера для транспортування сипких матеріалів, оскільки така конструкція забезпечує стабільну та прогнозовану подачу матеріалу, особливо в технологічних процесах, де необхідний інерційний характер руху. За заданої площі поперечного перерізу вантажного потоку та частоти обертання вала електродвигуна 40, 60 і 85 об/хв досягнуто продуктивність відповідно 5,9; 9,6; 14,5 кг/год.

5. Запропонована методика розрахунку та експериментального дослідження кривошипно-коромислових приводних механізмів може бути використана під час проєктування і модернізації інерційних транспортерів з різними значеннями продуктивності.

6. У межах виконаної роботи розроблено комплекс організаційно-технічних заходів з охорони праці під час експлуатації інерційного транспортера. Проведено оцінювання рівня небезпеки робочих місць, що дозволило визначити загальний рівень безпеки роботи інерційного транспортера.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Бондарев В.С. та ін. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин.- К.: Вища школа, 2009.-734с.
2. Гряник Т.М. та ін. Охорона праці. – К.: Урожай, 1997. – 272 с.
3. ДБН В.2.6–198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування. – К.: Мінрегіон України, 2014.
4. ДБН В.1.2–2006. Навантаження і впливи. Норми проектування. – К.: Мінрегіон України, 2014.
5. Депутат О. П., Коваленко І. В., Мужик І. С. Цивільна оборона. – Львів. : Афіша, 2001. – 236 с.
6. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993.- 413 с.
7. Клименко Ф. Є. Металеві конструкції: навч. підруч. / Ф. Є. Клименко, В. М. Барабаш, Л. І.Стороженко. Львів: Світ, 2002. — 311 с.
8. Коруняк П.С., Баранович С.М. Підйомно-транспортні машини. Лабораторний практикум- ЛНАУ, 2005.
9. Маслак О. І. Економіка промислового підприємства навч. посіб. / О. І. Маслак, Л. Д. Воробйова. К. : ЦУЛ, 2016. — 172 с.
10. Металеві конструкції: підруч. / В. О. Пермяков, О. О. Нілов, О. В. Шимановський та ін.; за заг. ред. В. О. Пермякова та О. В. Шимановського. К.: Сталь, 2008. — 812 с.
11. Опір матеріалів: Навч. посіб. для студентів ВНЗ. Рекомендовано МОН / Шваб'юк В. І. — К., 2009. — 380 с.
12. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
13. Пістун І. П., Березовецький А. П., Тимочко В.О., Городецький І. М. Охорона праці (гігієна праці та виробнича санітарія): навч. посібн. / за ред. І.П.Пістуна. Ч. І. Львів: Тріада плюс, 2017. 620 с.

14. Попович В. В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство: [підручник для студ. вищ. навч. закл.] / В. В. Попович, В. В. Попович. Львів: Світ, 2006. 624 с.
15. Правила пожежної безпеки в Україні / Укр. НДПБ МВС України. – Київ: “Укрархбудінформ”, 1995. – 197 с.
16. Теоретична механіка: Навчальний посібник / Цасюк В. В. К.: ЦУЛ, 2004. 402 с.
17. Технологія конструкційних матеріалів: Підручник / М. А. Сологуб, І. О. Рожнецький, О. І. Некоз та ін.; За ред. М. А. Сологуба. 2-ге вид., перероб. і допов. К.: Вища школа, 2002. 374 с.
18. Основи методології та організації наукових досліджень : навч. Посібник для студентів, курсантів, аспірантів і ад’ютантів ; за ред.. А. Є. Конверського. – К. : Центр учбової літератури, 2010. – 352 с.
19. Стукалець І. Г. Основи інженерного аналізу технічних об’єктів. Курс лекцій для студентів інженерних спеціальностей. Львів : ЛНУП, 2022. – 109 с.