Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз енерго-силових параметрів ливарного змішувача 15326

Виконав: магістрант групи 8.1333

Шмарко О.С.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Власов А.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2024 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання .

Рівень вищої освіти магістр .
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація .
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Шмарко Олександру Сергійовичу
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз енерго-силових параметрів ливарного змішувача 15326
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Власов А.О.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “30“ жовтня 2024 року № 1485-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 05 грудня 2024 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи печі ДСП-50
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення енергоефективності механізмів та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Змішувач формувальної суміші – 1А1; 2. Схема розташування датчиків для вимірювання крутних моментів – 1А1; 3. Планування експерименту на змішувачі формувальної суміші – 1А1; 4. Математична модель змішувача формувальної суміші – 1А1

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Власов А.О., к.т.н, доцент		
2	Власов А.О., к.т.н, доцент		
3	Власов А.О., к.т.н, доцент		
4	Власов А.О., к.т.н, доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.24 – 27.05.24	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.24 – 15.09.24	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.24 – 16.10.24	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.24 – 17.11.24	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.24 – 30.11.24	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.24 – 08.12.24	
7	Попередній захист проекту	08.12.2024	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ЕК	Згідно з графіком	

Студент _____ Шмарко О.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____ Власов А.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Шмарко О.С. Аналіз енерго-силових параметрів ливарного змішувача 15326.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник А.О. Власов. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут, кафедра металургійного обладнання, 2024.

Виконано аналіз існуючих конструкцій машин для приготування формувальних сумішей. Розроблено заходи щодо підвищення техніко-економічних показників змішувача та оптимізовано режими роботи. Отримано графічні залежності потужності залежно від кінцевої міцності формувальної суміші при різних співвідношеннях вихідних компонентів.

Ключові слова: ЗМІШУЮЧІ БІГУНИ, ФОРМУВАЛЬНА СУМІШ, ВЕРТИКАЛЬНИЙ ВАЛ, СКРАДНИЦЯ, ЕЛЕКТРОПРИВОД, РЕДУКТОР.

ABSTRACT

Shmarko O.S. Analysis of Energy-Power Parameters of 15326 Foundry Mixer.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser A.A. Vlasov. Zaporozhye National University, Engineering Educational Scientific Institute, Department of Metallurgical Equipment, 2024.

An analysis of existing designs of machines for preparing molding mixtures was performed. Measures were developed to increase the technical and economic indicators of the mixer and the operating modes were optimized. Graphical dependences of power depending on the final strength of the molding mixture at different ratios of the initial components were obtained.

Key words: MIXING RUNNERS, MOULDING MIXTURE, VERTICAL SHAFT, MOLD, ELECTRIC DRIVE, GEARBOX.

Зміст

Вступ 7
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ 9
1.1 Огляд та аналіз обладнання для приготування формувальних сумішей 9
1.2 Конструкція і принцип дії змішуючих бігунів з горизонтально котками, що обертаються (відцентрові) 12
1.3 Актуальність і обґрунтування вибраного напрямку роботи 15
1.3.1 Основні напрямки розвитку виробництва комбінату «Запоріжсталь» 16
1.3.2 Коротка характеристика ливарного виробництва комбінату «Запоріжсталь» 17
1.4 Проблеми виробництва та «вузькі місця» 19
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 20
2.1 Розрахунок потужності приводу бігунів, що змішують 20
2.2 Розрахунок вертикального валу на міцність 27
2.3 Вибір підшипників вертикального валу 30
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА 35
3.1 Обґрунтування обраного напрямку роботи 35
3.2 Складання розрахункових схем 38
3.3 Упорядкування системи рівнянь руху методом Лагранжа 42
3.3.1 Загальні відомості про складання математичної моделі 42
3.3.2 Дослідження вільних коливань редуктора кантувача 43
3.4 Вимірювання обертових моментів 48
3.5 Вимірювання електричних параметрів 51
3.6 Планування експерименту 55

3.6.1 Область застосування та особливості планованого експерименту 55
3.6.2 Складання план - матриці експерименту 56
3.6 Очікувані залежності під час проведення експерименту 57
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ 60
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища 60
4.2 Вимоги до приміщень 64
4.3 Вентиляція 65
4.4 Засоби індивідуального захисту працюючих. 67
Вимоги до персоналу 67
4.5 Контроль виконання вимог безпеки 68
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ 73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ 74
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ 78
ДОДАТКИ 79

Вступ

Актуальність роботи. Формувальні суміші є невід'ємною частиною ливарного виробництва, оскільки їх якість значною мірою визначає характеристики та точність готових виробів. В умовах сучасного виробництва, де високі вимоги ставляться до швидкості, економічності та екологічності процесів, дослідження та вдосконалення обладнання для приготування формувальних сумішей набувають особливої актуальності. Дослідження та розробка нового обладнання для приготування формувальних сумішей є важливим напрямком, який сприяє підвищенню конкурентоспроможності ливарного виробництва та його відповідності сучасним екологічним і технологічним стандартам.

Сучасне обладнання дозволяє забезпечити однорідність формувальних сумішей, що важливо для запобігання дефектам у ливарних виробах та знижує витрати на доопрацювання та утилізацію браку. Застосування новітніх технологій сприяє оптимізації використання зв'язувальних матеріалів і наповнювачів, що не лише знижує собівартість виробництва, але й сприяє раціональному використанню природних ресурсів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є оптимізація енергосилових параметрів чашкового змішувача.

Предмет дослідження – Структурні, конструктивні та динамічні параметри навантажень вертикального валу ливарного змішувача в перехідних режимах.

Об'єкт дослідження – бігуни, що змішують моделі 15326.

Апробація результатів. Основні положення роботи доповідалися на: «І Міжнародній науково-практичній конференція Інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю. М. Потебні» (Запоріжжя: Інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю. М. Потебні ЗНУ, 2024). Опубліковано тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 95 сторінок, у тому числі 78 сторінок основного тексту,

21 рисунок, 5 таблиць, 37 найменувань використаних джерел на 4 сторінках, 1 додаток.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, інженерного навчально-наукового інституту Запорізького національного університету.

1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Огляд та аналіз обладнання для приготування формувальних сумішей

Приготування суміші– заключний та найбільш відповідальний етап приготування формувальних та стрижневих сумішей. Від нього значною мірою залежить якість виготовленої форми і зрештою – виливки.

Змішувальні бігуни застосовують для приготування формувальних та стрижневих сумішей у ливарних цехах масового, серійного та одиничного виробництва.

Серед безлічі ливарних змішувачів можна виділити дві великі групи:

1. Змішувачі циклічної дії;
2. Змішувачі безперервної дії.

За конструктивними ознаками машини для приготування формувальних сумішей можна поділити на змішуючі бігуни одинарні та здвоєні, відцентрові, лопатеві та барабанні, а також змішувачі інших типів.

Деякі типи змішувачів та його характеристики наведено у таблиці 1.1.

Відповідно до ДСТ 15155 - 80 розрізняють змішуючі бігуни трьох типів:

1. Періодичної дії з обертовими навколо осі чаші ковзанками і плужками, що перемішують компоненти суміші на горизонтальній поверхні днища чаші.

Конструкція таких бігунів представлена рисунку 1.1. Вони являють собою нерухому чашу 1 з плужками 5, 6 і котками 2, що переміщаються в ній, що сидять на траверсі обертання вертикального валу 3. Готовий заміс вивантажується із змішувача через люк 7 в днище чаші. Наведений на схемі змішувач циклічної дії.

2. Періодичної дії з горизонтально обертовими котками. Конструкція та принцип дії такого змішувача представлений у наступному розділі.

3. Безперервної дії. Кінематична схема представлена рисунку 1.2.

У бігунах безперервної дії завантаження необхідних компонентів і видача готової суміші здійснюється одночасно і безперервно, різна продуктивність виходить при зміні подачі компонентів, а відтак швидкості видачі готової суміші.

Таблиця 1.1 – Ливарні змішувачі.

Тип	Об'єм замісу, м ^{3}	Діаметр чаші, мм	Продуктивність, м ^{3} /год	Потужність двигуна, кВт
Циклічної дії				
Ливарні бігуни, що змішують.				
1А11	0,25	1670	5,0	10
1А12М	0,60	2200	12,0	30
114М	1,0	2800	25,0	40
15126	3,0	2840	70,0	162
Відцентрові змішуючі бігуни				
115М	0,4	1925	25,0	89
116М2	0,63	2300	50,0	114
15328	1,60	2500	50,0	160
Безперервної дії				
Ливарні бігуни, що змішують (здвоєні)				
1524	1,52 х 2	——	80	200
15207	2 х 2	——	100	160

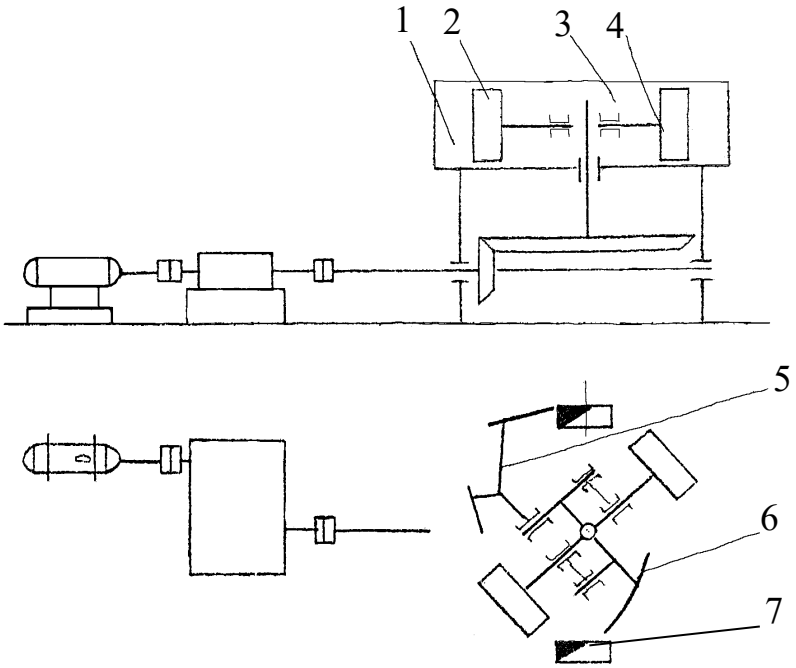


Рисунок 1.1 – Схема ливарних бігунів, що змішують

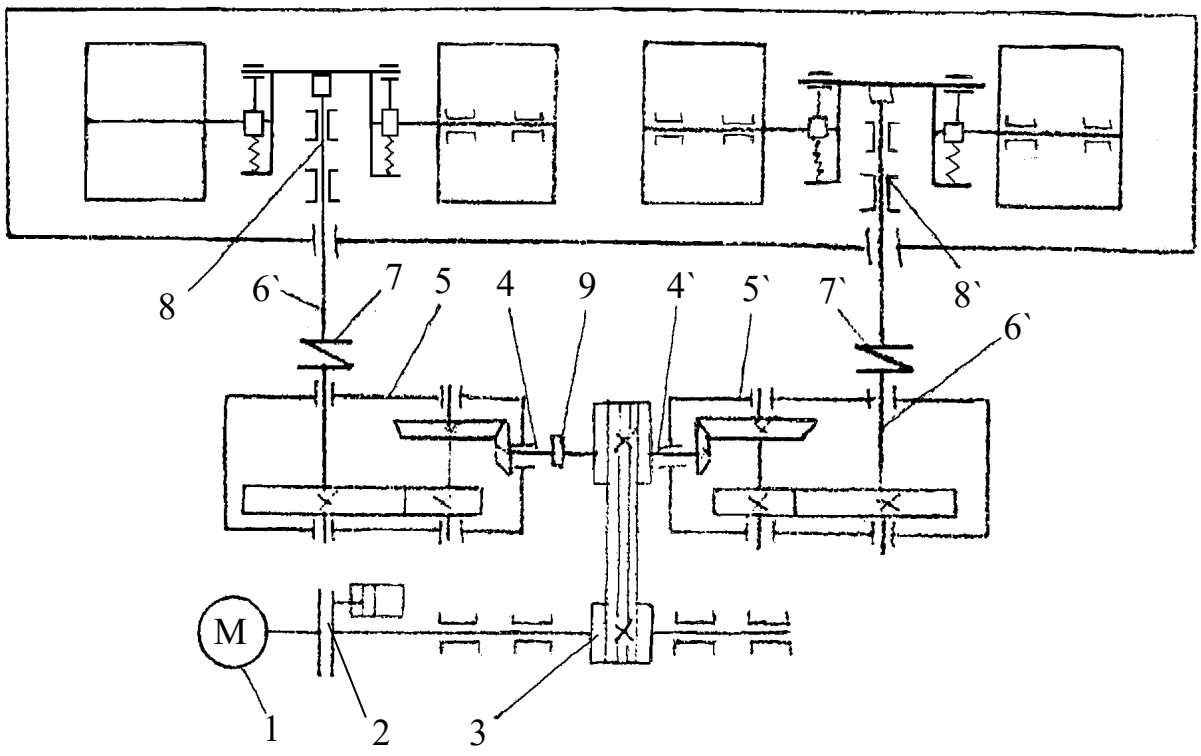


Рисунок 1.2 – Кінематична схема бігунів безперервної дії

Обертання електродвигуна 1 передається через муфту 2 і клиноременную передачу 3 на горизонтальний вал 4. Далі рух передається двома однаковими редукторами 5 і 5^1, вхідні вали 4 і 4^1 яких горизонтальні, а вихідні 6 і 6^1 вертикальні. Для синхронізації обертання вхідних валів редукторів є зубчаста муфта 9. Вихідні вали 6 і 6^1 з'єднані з вертикальними валами 8 і 8^1 обох чаш за допомогою двох пружних муфт.

1.2 Конструкція і принцип дії змішуючих бігунів з горизонтально котками, що обертаються (відцентрові)

Схема відцентрових бігунів, що змішують, представлена на малюнку 1.3. Принцип дії змішувача ось у чому. На роторі, що обертається біля вертикальної осі на кривошипах змонтовані дві ковзанки, розташовані в горизонтальній площині на різних рівнях. При обертанні ротора ковзанки під впливом відцентрових сил відхиляються до борту чаші. Завдяки особливому обмежувального пристрою ковзанки, однак, не доходять до зіткнення з бортом на величину невеликого регульованого зазору.

Складові частини замісу завантажуються в змішувач зверху за допомогою електровібраційних живильників, скидаються з ротора відцентровою силою кільцеве простір між ротором і бортом чаші. Далі вони піднімаються із дна чаші за допомогою плужків, укріплених на роторі. Змішувач продувається повітрям від вентилятора, що сприяє охолодженню та знепилюванню суміші.

Видача готового замісу проводиться через дверцята, що відкриваються в борту чаші. Готова суміш, потрапляючи на збірний стрічковий конвеєр транспортується в бункери-відстійники.

Кількість суміші, що знаходиться в чаші бігунів та її фізико-механічні властивості, – це основні параметри, які в умовах експлуатації бігунів можуть змінюватися.

Для бігунів з горизонтально розташованими котками справедливість лінійного закону, що показує залежність потужності двигуна *N від ваги замісу G* , в практичному інтервалі значень *G* , підтверджена експериментально. На малюнку 1.4 представлені результати вимірів, які є середніми із серії по 12 - 15

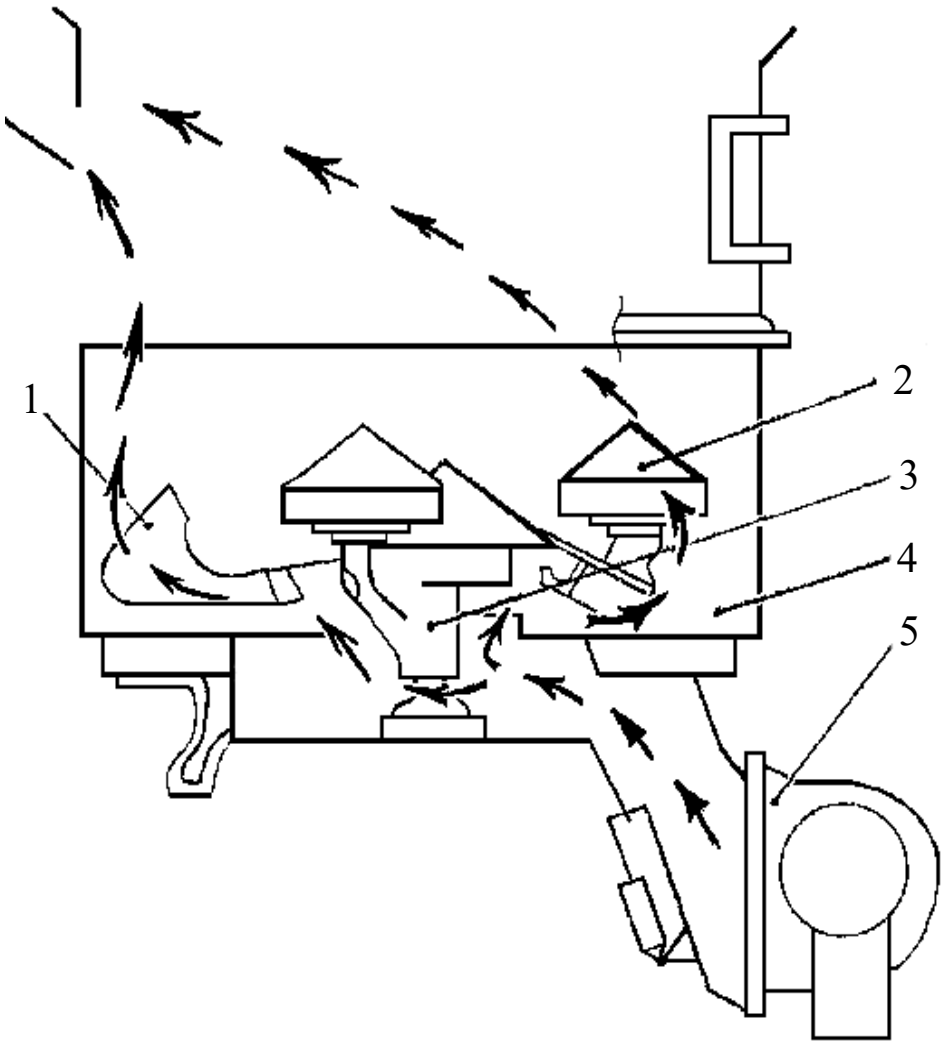


Рисунок 1.3 – Відцентрові змішуючі бігуни:
1 – плужки; 2 – катки; 3 – ротор; 4 – чаша; 5 – вентилятор.

однотипних дослідів.

При розгляді графіка слід мати на увазі, що якщо кількість завантажуваної в чашу бігунів суміші збільшувати значно, то потужність, необхідна для провороту плужків і котків у чаші, може і не бути пропорційна загальній масі суміші, що перемішується.

Слід зазначити, що під час роботи бігунів потужність електродвигуна протягом одного циклу суміші не залишається постійною, а в міру зростання

механічної міцності суміші поступово і безперервно збільшується, доходячи до свого найбільшого значення до моменту готовності суміші. Наведені дані відносяться до максимальної потужності, що надалі називається просто

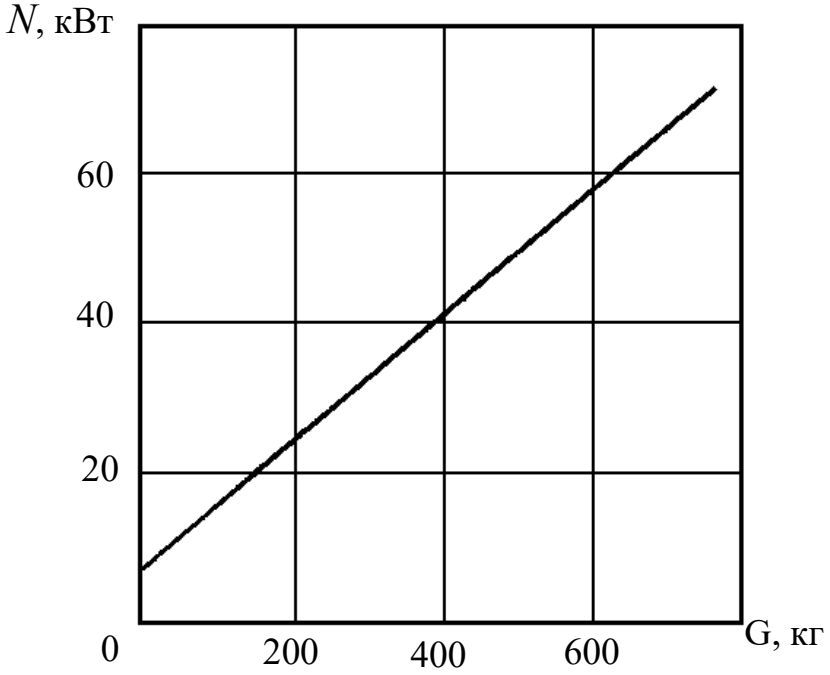


Рисунок 1.4 – Залежність потужності N привода від ваги замісу G з міцністю суміші σ = 35…45 кПа.

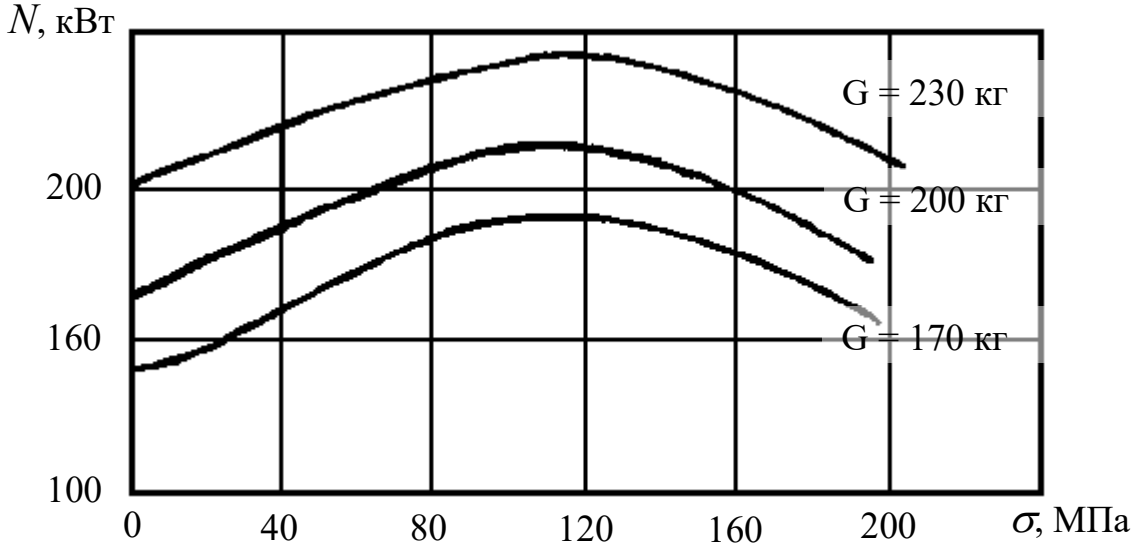


Рисунок 1.5 – Залежність потужності N приводу бігунів лінії SPO (США) від міцності суміші.

потужністю.

Виміри, проведені при роботі бігунів з однією і тією ж величиною замісу показали, що для різних сумішей зі збільшенням потужності до певного значення збільшується міцність суміші, а потім знижується потужність (рисунок 1.5).

1.3 Актуальність і обґрунтування вибраного напрямку роботи

Актуальність проблеми полягає в незадовільній якості одержуваної формувальної суміші, що виражається в низькій газопроникності та міцності суміші. Ця проблема вирішується в рамках вивчення технології приготування формувальної суміші. У свою чергу технологія приготування тісно пов'язана з механічним обладнанням, що використовується. Таким чином для вирішення проблеми, що виникла, ми впритул наближаємося до вирішення завдання модернізації діючого на підприємствах обладнання.

У відцентровому змішувачі плужки зі значною швидкістю кидають суміш гумову поверхню борту чаші, де суміш рухається по колу борту і за рахунок відцентрової сили притискається до борту. При цьому прикордонний шар суміші, що прилягає до борту чаші, гальмується тертям про гумову поверхню борту. Отже, в потоці суміші, що рухається поверхнею борту чаші відбувається взаємне ковзання елементарних шарів потоку відносно один одного, тобто. перетирання суміші.

Це перетираюча дія і є, як видно, головним елементом робочого процесу. Роль котків у такому змішувачі умовна. з стрічкового конвеєра, який у свою чергу, так само має властивість усереднювати матеріали, то потрапляння в змішувач великих шматків фактично неможливо.

Також особливістю такого змішувача є велика швидкість обертання вертикального валу, в порівнянні з іншими машинами з приготування формувальних та стрижневих сумішей. У зв'язку з цим плужки можуть виконувати всі функції, що забезпечують отримання якісної кінцевої продукції.

Для досвіду такий змішувач був запущений зі знятими котками, всі показники якості суміші від цього не погіршилися.

Посилаючись на вищезгадане, я пропоную модернізувати робочі органи змішувача моделі 15326, а саме зняти з нього катки, що дозволяє значно знизити потужність головного електродвигуна, що веде до зниження енерговитрат, а також знижує навантаження на вертикальний вал, що дозволяє виготовляти його. із менш міцного матеріалу (дешевого). Це дозволяє виготовляти та обробляти його дешевшим способом, а також знизити витрати на ремонт.

1.3.1 Основні напрямки розвитку виробництва комбінату «Запоріжсталь»

Перед чорною металургією поставлені основні завдання, спрямовані на докорінне покращення якості металопродукції, розширення її сортаменту та подальше збільшення обсягу виробництва чорних металів за рахунок застосування ефективних технологічних процесів виробництва та обробки металів та досконалих конструкцій машин та агрегатів.

Конструювання та виробництво машин та агрегатів для металургійного виробництва є однією з головних галузей важкого машинобудування, яка тепер може розглядатися як самостійна галузь, яка називається металургійним машинобудуванням. Завдання цієї галузі входить створення технологічних комплексів, починаючи з підготовки сировини до доменної плавки, тобто. дробильного-сортувального, збагачувального та інших, закінчуючи верстатами та агрегатами для холодного деформування покату, його обробки, термічної обробки та нанесення захисних покриттів. Розвиток металургійної промисловості переважно здійснюється з урахуванням вітчизняного машинобудування.

Завод «Запоріжсталь» повністю відповідає перерахованим вище завданням. Він є одним із провідних підприємств чорної металургії України.

Відкрите акціонерне товариство "Запорізький металургійний комбінат "Запоріжсталь" ім. С. Орджонікідзе" - одне з найбільших промислових підприємств України, продукція якого добре відома та користується попитом у споживачів на внутрішньому ринку та в багатьох країнах світу.

Комбінат "Запоріжсталь" складається з 8 основних та 56 допоміжних цехів у яких трудяться понад 20 тис. людина. Щорічно підприємство виробляє понад 2,5 млн. т чавуну, 3,2 млн. т сталі та 2,7 млн. т прокату.

В даний час підприємство нарощує темпи виробництва, збільшує сортамент, що випускається.

1.3.2 Коротка характеристика ливарного виробництва комбінату «Запоріжсталь»

1. Спеціалізація ливарного виробництва підприємства: виробництво виливків із чавуну, сталі та кольорових сплавів для металургійної промисловості.

2. Структура ливарного виробництва підприємства:

А. Відділення фасонного лиття

- Ділянка чавунного лиття
- Ділянка сталевого лиття
- Ділянка кольорового лиття

В. Відділення виливниць

- Ділянка піщаного формування
- Ділянка ЖСС

С. Модельне відділення

4. Вага вироблених виливків

Матеріал виливки	Маса виливків, кг	
	від	до
Чавун	0,1	30 000
Сталь	0,5	15 000
Кольорові метали	5	350

5. Типові виливки: корпусні деталі, кришки, корпуси кранів, штуцера, гайки.

7. Продукція ливарного цеху:

СЕРІЙНА ПРОДУКЦІЯ

1. Виливниці для розливання сталі.

Виробництво виливниць організовано у спеціальному відділенні проектна потужність, якого складає 360 тис. т/рік. вагою від 1, 25 до 30 т. Виробництво виливниць ведеться за двома технологіями: в піщаноглинистих і рідких самотвердіючих сумішах.

2. Піддони для розливання сталі.

Виробництво піддонів організовано у чавуноливарному прольоті. Потужність ділянки 45 тис. т лиття на рік. Формування піддонів проводиться у 8 кесонах та в опоках на формувальних машинах №236. Піддони відливаються відповідно до ТУ 14-16-129-97 "Піддони для розливання сталі". Матеріал виливки - передній чавун доменної плавки. У цеху освоєно виробництво понад 10 типорозмірів піддонів.

3. Шлакові ковші V = 16 м3. Матеріал виливки – сталь 25 "А".
4. Мульди завалочні V = 0,3 м3; 1,0 м3; 1,85 м3.

МАЛОСЕРІЙНА ТА ОДИННА ПРОДУКЦІЯ

Деталі для ремонтно-експлуатаційних потреб комбінату, змінне металургійне обладнання зі сталі, чавуну та бронзи.

1. Ділянка сталевого лиття виробляє виливки з нелегованої конструкційної, конструкційної легованої та легованої сталей зі спеціальними властивостями за ГОСТ 977-88. Основні види лиття: зубчасті колеса, шківи, корпуси, кришки, букси, мульди розливальних машин. Максимальна вага виливка до 20 т. Габарити до 5м.

2. Ділянка чавунного лиття виробляє виливки із сірого, антифрикційного, легованого чавунів, вагою до 2 т; передільного – до 30 т. Основні види лиття – шківи, корпуси, кришки, колосники, палети.
3. Ділянка кольорового лиття випускає заготовки діаметром до 300 мм, втулки, фасонне лиття із БрО5Ц5С5 та БрАЖ9-3л вагою до 0,5 т.

1.4 Проблеми виробництва та «вузькі місця»

Одним із суттєвих недоліків цеху виливниць комбінату «Запоріжсталь» є наявність у цеху двох технологій виробництва форм та стрижнів. Це в свою чергу веде до великого скупчення машин та агрегатів у цеху. Також до «вузьких місць» цеху можна віднести велику кількість електромостових кранів, які є основним видом транспорту при даному виробництві, і велика кількість візків, які призводять до великого травматизму.

Цей вид виробництва потребує устаткування великої потужності, яке споживає значну кількість електроенергії.

Необхідно проектувати машини та агрегати в яких витрата енергії була б нижчою.

До такого обладнання можна віднести і змішуючі бігуни, які є об'єктом розробки спеціальної частини дипломного проекту.

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок потужності приводу бігунів, що змішують

Посилаючись на сказане раніше зробимо розрахунок потужності приводу бігунів зі знятими катками.

Потужність приводу відцентрових бігунів може бути виразом:

$$N = N_{XX} + (N_{пл} + N_{кат})\frac{1}{1 - \beta_{пот}}, \quad (2.1)$$

де N_{xx} – потужність холостого ходу;

$N_{пл}$, $N_{кат}$ – потужності необхідні переміщення робочих плужків і котків;

$\beta_{піт}$ - коефіцієнт, що враховує додаткові втрати на тертя ротора по суміші, втрати в редукторі, підшипниках та підп'ятнику ротора під час роботи машини під навантаженням.

Потужність холостого ходу не залежить від маси замісу та визначається коефіцієнтом корисної дії електродвигуна та втратами на тертя у механізмах машини.

Потужність холостого ходу може бути визначена за формулою:

$$N_{XX} = \frac{M_{тр}\omega}{1000\eta}, \quad (2.2)$$

де $M_{тр}$ - момент від сил тертя в підшипникових вузлах, Нм; ω- Кутова швидкість ротора бігунів, $с^{-1}$;

η- ККД передавального механізму.

Момент від сил тертя у підшипникових вузлах може бути розрахований за формулою:

$$M_{тр} = \mu \cdot r \cdot Q, \quad (2.3)$$

де μ- Коефіцієнт тертя кочення в підшипниках;

r – радіус цапфи, м (r = 00,7);

Q - вага частин, що рухаються.

Розрахункова схема визначення потужності холостого ходу представлена рисунку 2.1.

Приймаємо коефіцієнт тертя кочення рівним 0,02 (μ=0,02).

Вага частин, що рухаються, визначається за формулою:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \qquad (2.4)$$

де Q_1 = 450 кг - вага вертикального валу, Q_2 = 226 кг - вага траверси, Q_3 = 25,6 кг – вага плужка, Q_4 = 150 кг – невраховані маси

Підставивши чисельні значення формулу (2.4) отримаємо:

$$Q = \mathbf{450 + 226 + 3.25{,}6 + 150 = 902{,}8\ кг = 9028}\ н.$$

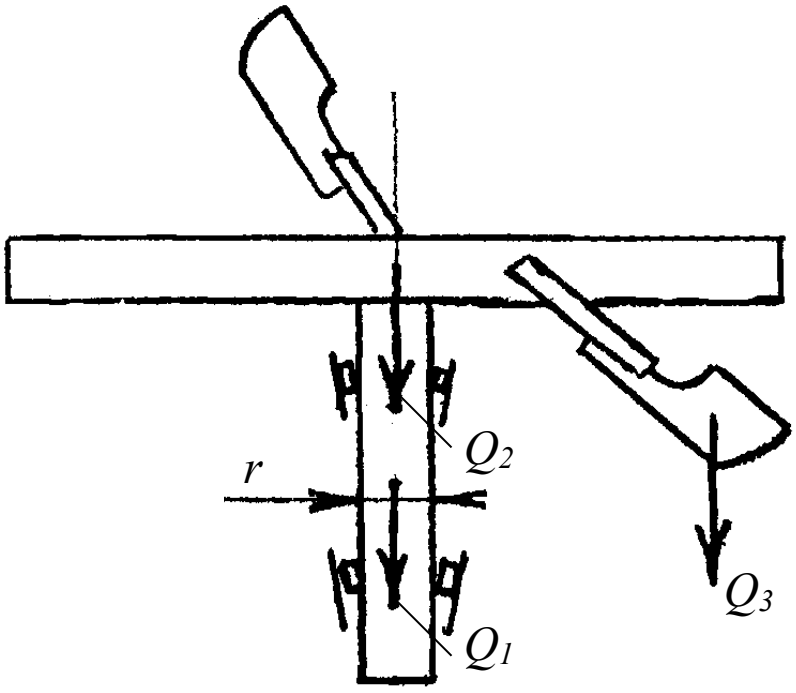


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема визначення потужності холостого ходу

Прийнявши η= 0,84 і підставивши чисельні значення формулу (2.3) отримаємо:

$$M_{тр} = \mathbf{0,02 \cdot 0,07 \cdot 9028 = 12,64}\ Нм.$$

Приймаємо $M_{тр}$ = 13 Нм.

Підставивши отримані вище значення формулу (2.2) отримаємо:

$$N_{XX} = \frac{\mathbf{13 \cdot 3 \cdot 5,7}}{\mathbf{1000 \cdot 0,84}} = \mathbf{1300}\,Вт$$

Остаточно одержуємо N_{XX} = 1,3 кВт.

Складова потужності $N_{пл}$ у загальному вигляді визначається за формулою:

$$N_{пл} = \omega \int_F p(x) x dF, \qquad (2.5)$$

де ω - кутова швидкість ротора бігунів;

F - площа проекції плужка на площину, перпендикулярну до вектора його швидкості (міделевий переріз плужка);

x - відстань від елементарного майданчика плужка dF до осі обертання;

p(x) - питомий опір суміші на відстані x від осі обертання, віднесене до одиниці міделевого перерізу.

Питомий опір $p(x)$ залежить від наступних факторів: статичного тиску стовпа суміші на плужок, пропорційного масі замісу, швидкості переміщення, пропорційної відстані між dF і віссю обертання, та фізико-механічних властивостей суміші.

Однак, як показала обробка результатів експериментів, можна з достатньою для практичних розрахунків точністю прийняти:

$$P(x) = \kappa \cdot mg \cdot \omega x \qquad (2.6)$$

де K - коефіцієнт, що враховує вплив фізико-механічних властивостей і залежить, зокрема, від коефіцієнта зовнішнього тертя суміші по металу та сил зчеплення між сумішшю та металом;

m – маса замісу;

g – прискорення сили тяжіння.

Підставивши вираз (2.6) у формулу (2.5) після інтегрування та ряду перетворень отримаємо:

$$N_{пл} = \kappa\gamma\omega^2 mg, \tag{2.7}$$

де γ - геометричний параметр, що характеризує кут нахилу та конфігурацію міделевого перерізу плужків.

Параметр γ визначається за такою формулою:

$$\gamma = \sum_{i=1}^{j} \gamma_i \tag{2.8}$$

Параметр γ_i визначається за такою формулою:

$$\gamma_i = \frac{1}{3}[h_1(r_2^3 - r_1^3) + h_2(r_3^3 - r_2^3)], \tag{2.9}$$

де i, j - порядковий номер та загальна кількість плужків; j = 3;

r_1, r_2, r_3, b_1, b_2 - розміри плужків;

β_i – кут нахилу плужка до горизонту; $\beta_i = 60^0$.

$$h_1 = b_1 \sin\beta = \mathbf{60 \cdot 0{,}866 = 51{,}96}\ мм\ ;$$

$$h_2 = b_2 \sin\beta = \mathbf{305 \cdot 0{,}866 = 264{,}14}\ мм\ .$$

Підставивши чисельні значення формулу (2.9) отримаємо:

$$\gamma_i = \frac{1}{3}[(51{,}96(350^3 - 155^3) + 264{,}14(975^3 - 350^3)] =$$
$$= 7{,}835 \cdot 10^6 см^4 = 7{,}835 \cdot 10^{-2} м^4.$$

$$\gamma = 3 \cdot 7{,}835 \cdot 10^6 = 23{,}505 \cdot 10^6 см^4 = 23{,}505 \cdot 10^{-2} м^4.$$

Розрахункова схема визначення геометричних параметрів плужка представлена малюнку 2.2.

Експерименти показали, що значення коефіцієнта K різні для сумішей з різною міцністю по сирому σ.

Приймаємо міцність суміші за сирим $\sigma = 0{,}1 \cdot 10^5$ Н/м $^2 = 1{,}0$ Н/см ^{2}.

Коефіцієнт K з достатньою точністю виражається емпіричною формулою:

$$K = (0{,}7 + 3 \cdot 10^{-5} \sigma) \qquad (2.10)$$

Підставивши чисельне значення міцності суміші по сирому формулу (2.10) отримаємо:

$$K = (0{,}7 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}1 \cdot 10^5) = 1 с/м^3 = \cdot 110^{-6} с/см^3.$$

Підставляючи отримані значення формулу (2.7) отримаємо значення потужності необхідної для переміщення робочих плужків:

$$N_{пл} = 1 \cdot 23{,}505 \cdot 10^{-2} \cdot 5{,}2^2 \cdot 1150 \cdot 9{,}81 =$$
$$= 71702 Вт = 71{,}702 кВт.$$

Потужність необхідна для переміщення котків визначається за такою формулою:

$$N_{кат} = \beta_{кат} (N - N_{XX}), \qquad (2.11)$$

де $\beta_{кат}$ - безрозмірний емпіричний коефіцієнт, β=0,315.

Після підстановки виразів (2.5) та (2.11) у формулу (2.1) отримаємо розрахункову формулу для визначення потужності приводу відцентрових бігунів:

$$N = N_{XX} + \frac{K\gamma\omega^2 mg}{1 - \beta_{кат} - \beta_{пот}}, \qquad (2.12)$$

де $\beta_{пот}$ - емпіричний коефіцієнт, $\beta_{пот}$ = 0,04.

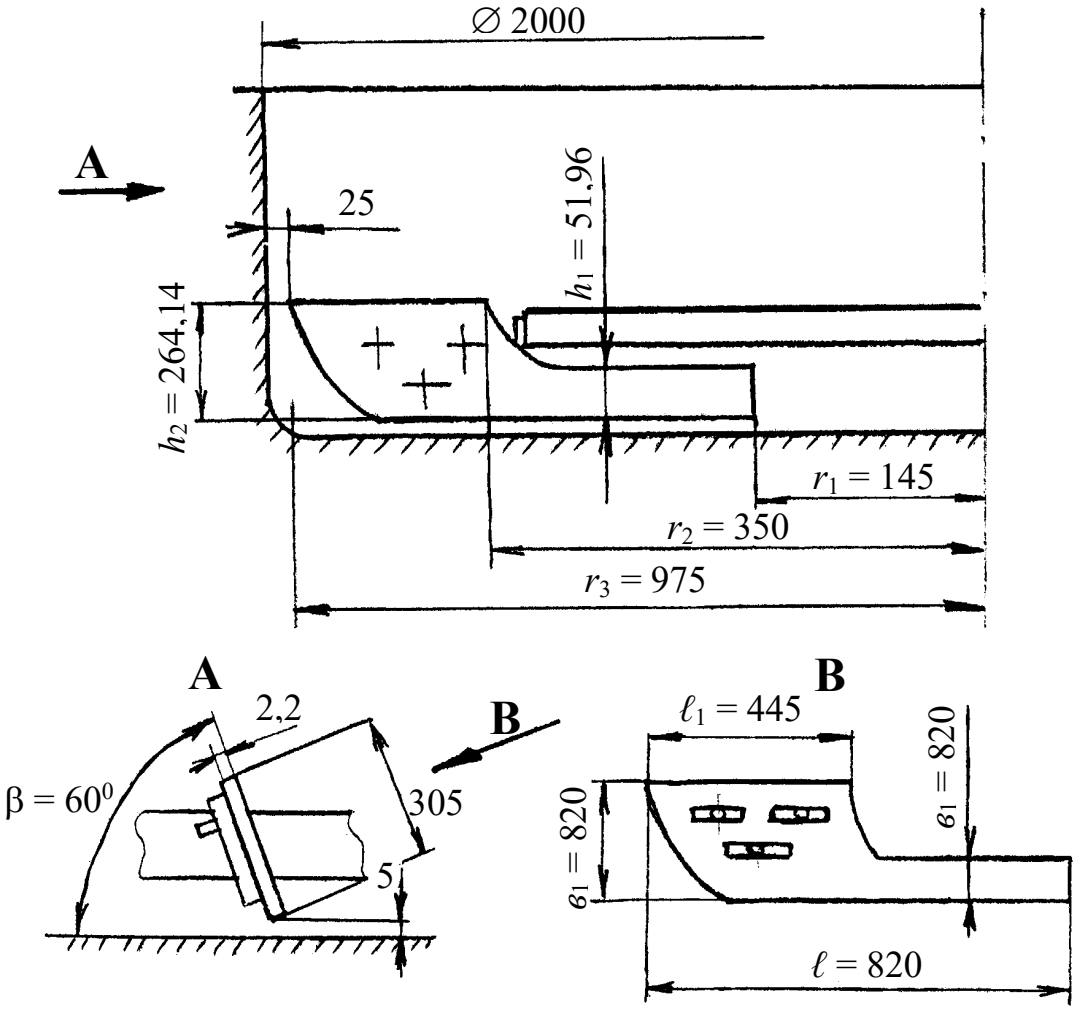


Рисунок 2.2 – Схема робочого плужка
визначення геометричного параметра γ.

Підставивши чисельні значення формулу (2.12) отримаємо:

$$N = \mathbf{1300} + \frac{\mathbf{1} \cdot \mathbf{23{,}505} \cdot \mathbf{10^{-2}} \cdot \mathbf{5{,}7^2} \cdot \mathbf{1150} \cdot \mathbf{9{,}8}}{\mathbf{1 - 0{,}04 - 0{,}15}} =$$
$$= \mathbf{90000}\,Вт = \mathbf{90}\,кВт.$$

За формулою (2.11) визначаємо потужність, необхідну для переміщення котків:

$$N_{кат} = \mathbf{0{,}315(90000 - 1300)} = \mathbf{28{,}15}\,кВт\,.$$

Так як у процесі модернізації ми прибираємо катки з траверси бігунів, то остаточну потужність приводу бігунів можна визначити відніманням формули (2.11) з виразу (2.12) і підставивши числові значення остаточно отримуємо:

$$N = \boldsymbol{90000 - 28150} = \boldsymbol{61850}\,Вт = \boldsymbol{61{,}8}\,кВт.$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунків потужності приводу бігунів, що змішують.

Найменування величин	Позначення	Розмірність	Значення
Міцність суміші по сирому	G	Н/м ^{2}	0,1 ·10 ^{5}
Маса замісу	M	кг	1150
Коеф., що враховує властивості суміші	K	сек/м ^{3}	1
Геометричні характеристики плужків	γ	м ^{4}	7,8 ·10 $^{-2}$
Потужність холостого ходу	N_{XX}	кВт	1,3
Частота обертання ротора	n	про/хв	54,5
Кутова швидкість ротора	ω	Рад/сек	5,7
Коеф. відносної потужності ковзанок	$\beta_{кат}$	-	0,315
Коеф. додаткових втрат	$\beta_{пік}$	-	0,04
Розрахункова потужність приводу	N	кВт	90
Потужність на переміщення плужків	$N_{пл}$	кВт	61,85
Потужність на переміщення ковзанок	$N_{кат}$	кВт	28,15

За каталогом вибираємо електродвигун типу АОП2-61-4 ДЕРЖСТАНДАРТ 19523–81 з технічною характеристикою N=65 кВт, n=1470 хв$^{-1}$.

2.2 Розрахунок вертикального валу на міцність

Вертикальний вал розраховують для умов нормальної роботи бігунів, а також для умов можливої дії випадкового несиметричного навантаження.

При нормальній роботі бігунів вертикальний вал навантажений тільки моментом, що крутить, який він отримує від пружної муфти. Тому в цьому випадку вертикальний вал розраховують лише на кручення.

При нормальній роботі бігунів вертикальний вал від дії згинальних моментів розвантажений, проте в умовах експлуатації вертикальний вал може опинитися під дією випадкового несиметричного навантаження, під яким розумітимемо, що плужки на одній стороні траверси більш навантажені, а також у разі ремонту бігунів.

Розрахункова схема представлена рисунку 2.3.

Крутний момент, що передається вертикальному валу через муфту, визначається за формулою:

$$M_{кр} = \mathbf{9550}\frac{N}{n} \qquad (2.13)$$

де N – потужність, що передається вертикальному валу, кВт (N = 65 кВт), n – частота обертання вертикального валу, хв-1 (n = 54,6 об/хв).

Підставивши чисельні значення формулу (2.13) отримаємо:

$$M_{кр} = \mathbf{9550}\frac{\mathbf{65}}{\mathbf{54,5}} = \mathbf{11389,908}\ Н \cdot м$$

Будуємо епюру моменту, що крутить (рисунок 3.3).

Визначаємо згинальний момент, що діє на вертикальний вал:

$$M_{изг} = Q \cdot \ell_{\mathbf{3}}, \qquad (2.14)$$

де Q - вага деталей, що діють на вертикальний вал, Н;

ℓ_3 – довжина консолі, м.

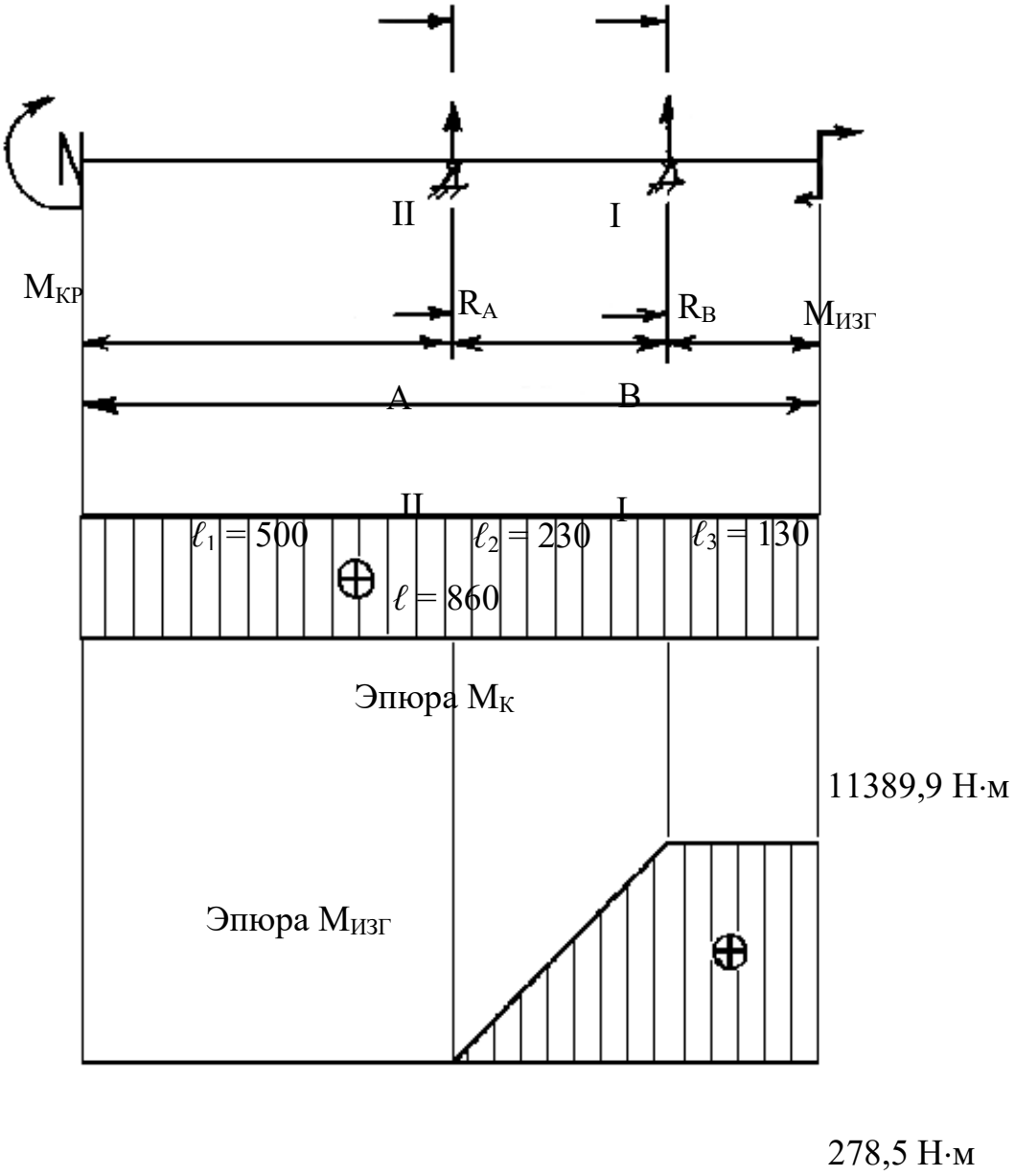


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема та епюри згинального та крутного моментів вертикального валу відцентрових бігунів

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

де Q_1 - вага половини траверси, Н (113 кг);

Q_2 - вага двох плужків, Н (51,2 кг);

$$Q = 113 + 61.2 + 50 = 2142\ Н.$$

Підставивши чисельні значення формулу (2.14) отримаємо:

$$M_{виг} = 2142 \cdot 0,13 = 278,5\ Н\,м.$$

Приймаємо $M_{виг}$ = 300 Н·м.

Визначаємо реакції у підшипникових опорах. Для цього складаємо рівняння статики:

$$\Sigma M_A = 0\ ;$$

$$R_B \cdot \ell_2 - M_{виг} = 0\ .$$

$$R_B = \frac{M_{изг}}{\ell_2} = \frac{300}{0,23} = 1304,35\ Н;$$

$$\Sigma M_B = 0\ ;$$

$$-R_A \cdot \ell_2 - M_{виг} = 0\ .$$

$$R_A = -\frac{M_{изг}}{\ell_2} = -\frac{300}{0,23} = -1304,35\ Н.$$

Знак "-" говорить про те, що насправді реакція R_A спрямована в протилежний бік прийнятої на розрахунковій схемі.

Визначаємо згинальні моменти в різних перерізах валу:

Перетин I - I: $M = M_{виг} = 300\ Н\,м;$

Перетин II - II: $M = R_B \cdot \ell_2 - 300 = 1304,35 \cdot 0,23 - 300 = 0\ Н \cdot м.$

Будуємо епюру згинальних моментів (рисунок 3.3).

Небезпечним перетином валу є опорний переріз I - I, так як в ньому одночасно діють найбільший згинальний момент $M_{виг}$=300 Н·м і найбільший момент, що крутить, $M_к$ = 11389,9 Н м.

Визначаємо значення наведених моментів за третьою та четвертою теоріями міцності:

$$M_{III} = \sqrt{M^2 + M_к^2} = \sqrt{\mathbf{300^2 + 11389{,}908^2}} = \mathbf{11393{,}9}\ Н \cdot м;$$

$$M_{IV} = \sqrt{M^2 + \mathbf{0{,}75}M_к^2} = \sqrt{\mathbf{300^2 + 0{,}75 \cdot 11389{,}908^2}} = \mathbf{9868{,}51}\ Н \cdot м;$$

У разі значення наведених моментів M_{III} і M_{IV} відрізняються. Це є результатом того, що при заданих розмірах валу вирішальний вплив на міцність валу надає момент, що крутить, а вплив згинального моменту несуттєво.

Прийнявши розрахунковий момент, рівним M_{III}=11393,9 Н·м визначаємо необхідний момент опору:

$$W = M_{III}/[\sigma] \qquad (2.15)$$

Для заданого діаметра валу (d = 140 мм) визначимо момент опору за формулою:

$$W = \frac{\pi d^3}{\mathbf{32}} = \frac{\mathbf{3{,}14 \cdot 0{,}14^3}}{\mathbf{32}} = \mathbf{2{,}7 \cdot 10^{-4}}\ м^3;$$

Підставивши у формулу (2.15) чисельні значення визначимо необхідну межу міцності сталі для валу:

$$[\sigma] = \frac{M_{III}}{W} = \frac{\mathbf{11393{,}9}}{\mathbf{2{,}7 \cdot 10^{-4}}} = \mathbf{42{,}2}\ МПа.$$

Як видно з наведеного розрахунку межа міцності дозволяє замінити матеріал валу сталь 20ХН2М на більш дешеву (Ст 45) з меншою межею міцності, але з виконанням $\sigma_{умови} \geq \sigma_{розрах}$.

2.3 Вибір підшипників вертикального валу

Підшипники кочення служать опорами для валів, осей та інших деталей, що обертаються. Вони сприймають радіальні та осьові зусилля, прикладені до валу, і за видом тертя відносяться до опор тертя кочення.

Різноманітні умови роботи підшипників кочення призвели до створення великої кількості їх конструктивних різновидів, які класифікуються за певними ознаками: за формою тіл кочення, за характером навантаження, що сприймається, числу рядів тіл кочення, за співвідношенням габаритних розмірів.

Вибираємо підшипник для верхньої частини валу. Так як у верхній частині валу на підшипник більше діє радіальне навантаження, то вибираємо підшипник радіальний роликовий сферичний. Підшипник вибираємо діаметром валу d=140 мм і виписуємо характеристику: d=140 мм, №3528 ГОСТ 5721–85.

Вибираємо підшипник для нижньої частини вертикального валу. Так як потрібно компенсувати осьове переміщення і навантаження, а так само невелике радіальне навантаження вибираємо підшипник радіально-упорний з конічними роликами. Але щоб запобігти осьовому переміщенню валу ставимо два підшипники в різні боки. Вибираємо підшипники по діаметру валу, d=140 мм, D=250 мм, № 7528 ГОСТ 333-79.

Перевіряємо підшипники на довговічність. На рисунку 2.4 показано

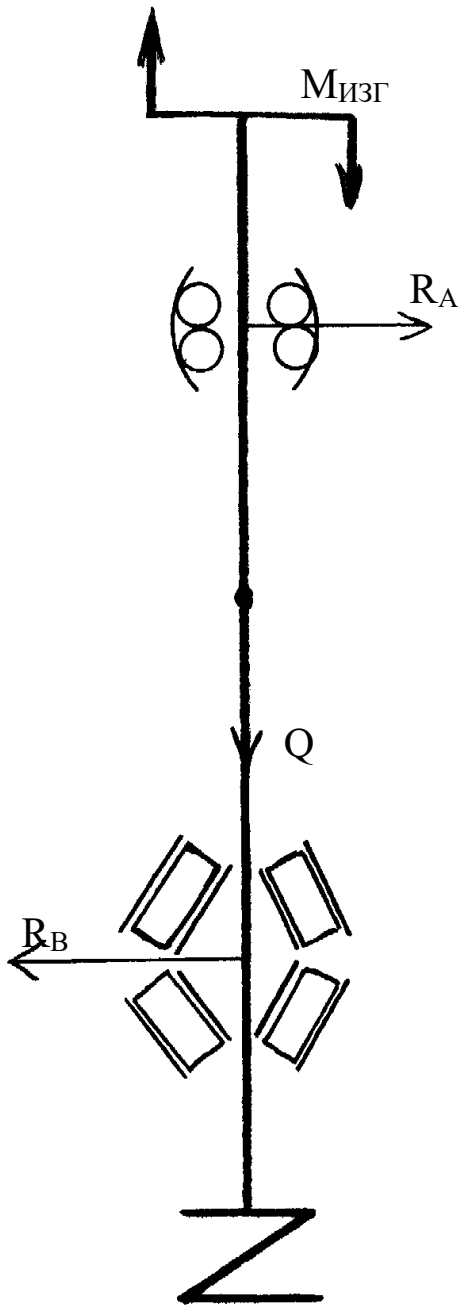


Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на вертикальний вал

схему сил, що діють на вертикальний вал. Так як нижній підшипник радіально-наполегливий навантажений більше, то будемо розраховувати його довговічність.

Задаємо необхідну довговічність роботи підшипників $L_{10\,h}$ = 5000 год.

Виписуємо реакції опор із розрахунку на міцність: R_A=-1304,35 Н; R_B = 1304,35; Q=2342 Н.

Попередньо виписуємо дані по підшипнику №7528 зі джерела [5, табл. II. 5]: d = 140 мм, D = 250 мм, r = 498000 Н, C_{OV} = 538000 Н , у кожного: ℓ=0,328 α = 28º ; і розглядаємо комплект як один дворядний роликопідшипник, що має:

$$C_{rr} = \mathbf{1,714 \cdot 438000 = 853572}\ H.$$

Визначаємо еквівалентне навантаження для дворядного конічного підшипника фіксованої опори:

$$\frac{Q}{V \cdot R_A} = \frac{\mathbf{2342}}{\mathbf{1,0 \cdot 1304,35}} = \mathbf{1,79} > \ell.$$

Отже X0 = 0,67 [5, табл. 7]

$$y = X_{\mathbf{0}} \cdot ctg\alpha = \mathbf{0,67} \cdot ctg\mathbf{28} = \mathbf{1,26}.$$

Звідси: еквівалентне динамічне радіальне навантаження дорівнюватиме:

$$P_r = (X_{\mathbf{0}} \cdot V \cdot R_A + y \cdot Q) \cdot K_Б \cdot K_t,$$

де: X_0 - коефіцієнт статичного радіального навантаження;

y - коефіцієнт статичного осьового навантаження;

V – коефіцієнт обертання;

$K_Б$ - коефіцієнт безпеки, $K_Б$ = 1,3 [5, табл. 3];

K_t – коефіцієнт температурний, K_t = 0 [5, табл. 4].

Підставивши дані значення, отримаємо:

$$P_r = (\mathbf{0,67 \cdot 1 \cdot 1304,35 + 1,26 \cdot 2342}) \cdot \mathbf{1,3 \cdot 1,0 = 4972,3}\ H.$$

Тоді ресурс підшипника дорівнює:

$$L_{\mathbf{10}} = \left(\frac{C_{rr}}{P_r}\right)^{\mathbf{3,33}} = \left(\frac{\mathbf{853572}}{\mathbf{4972.3}}\right)^{\mathbf{3,33}} = \mathbf{27,6 \cdot 10^6}\ об.$$

$$L_{\mathbf{10}h} = \frac{\mathbf{10^6} \cdot L_{\mathbf{10}}}{\mathbf{60} \cdot n} = \frac{\mathbf{10^6 \cdot 27,6}}{\mathbf{60 \cdot 67}} = \mathbf{6874}\ час.$$

Це довговічність одного найбільш навантаженого однорядного підшипника із пари.

Підшипники задовольняють вимогам, оскільки розрахунковий ресурс вищий за заданий.

3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Обґрунтування обраного напрямку роботи

Загальні відомості

Конструкція сучасних машин, приладів та автоматів розвиваються у напрямку збільшення їх потужності та швидкохідності при одночасному зменшенні металомісткості.

Вирішення цих завдань можливе тільки при використанні останніх досягнень в теорії динамічних розрахунків, що дозволяють обчислити дійсні навантаження у ланках машин і конструкцій при різних режимах їх роботи. Знання дійсного характеру навантаження дає можливість виготовляти машини з меншою металоємністю за рахунок науково обґрунтованого використання резервів міцності та потужності.

Під час перехідних процесів механізми навантаження, що діють у лінії передач, як правило, значно відрізняються від статичних та інерційних навантажень за своєю величиною і характером зміни. Це пояснюється пружними коливаннями систем, які часто супроводжують роботу багатьох механізмів і машин при їх динамічному навантаженні. Отже, з вище сказаного під впливом зовнішніх, тобто технологічних навантажень, деталі і вузли машин отримують пружну деформацію, в результаті якої в них накопичується потенційна енергія, що переходить за певних умов в кінетичну у вигляді додаткових переміщень окремих мас. Ці переміщення, у свою чергу, - причина додаткових динамічних навантажень у ланках машин, що часто призводять до поломок і руйнувань. Приблизно 90% руйнувань деталей реальних машин у металургійному виробництві мають втомний характер через збудження динамічних навантажень, викликаних вібраціями. Особливо небезпечно це при перехідних режимах, тобто. під час пусків, зупинок, різких зривів технологічних навантажень, що прикладаються до систем. У ці моменти деякі деталі машин можуть переміщатися як окремі зосереджені маси (наприклад,

ротор двигуна, штурм гальм, рухомі частини робочого органу та ін), з'єднані між собою пружними елементами (наприклад, валами, муфтами зубчастими та іншими видами передач).

Під впливом зовнішніх навантажень зовнішніх навантажень пружні елементи деформуються (у межах пружності) і зосереджені маси здійснюють, крім основного обертального руху, крутильні коливання, які через незначну амплітуду називають малими. Фізичну сутність крутильних коливань полягає в тому, що зосереджені маси обертаються з різними миттєвими швидкостями і кожна з них у деякі моменти часу випереджає або відстає від сусіднього. У зв'язку з цим ділянки валів закручуються і розкручуються відповідно до збільшення та зменшення моментів сил пружності відносного середнього крутного моменту, що передається валом.

Моменти сил пружності в деяких випадках можуть бути настільки більшими, що в кілька разів перевищують статичні та інерційні навантаження, а це дуже небезпечно з точки зору міцності найбільш напружених деталей та вузлів. Крім того, негативний вплив на міцність деталей надає циклічність навантаження (викликає втомне навантаження). Тому при розрахунку важконавантажених машин (важких кранів, прокатних станів, вагоноперекидачів, поворотних платформ, печей та ін.) необхідно враховувати сили пружності та характер їх зміни в часі.

Слід також зазначити, що реальна система має, як правило, зазори в передачах, у зв'язку з чим величина динамічних навантажень ще більше зростає. Однак, через суттєве ускладнення аналітичного розрахунку таких систем (розрахунки виконуються за допомогою ЕОМ) для першого наближення обмежуються врахуванням тільки пружних властивостей.

Рекомендації

При конструюванні нових та аналіз роботи існуючих машин і механізмів з метою визначення законів руху їх окремих елементів зручно користуватися не кресленнями реальних механізмів з усім різноманіттям їх конструктивних

особливостей, а розрахунковими моделями або схемами. Такий підхід дозволяє не розглядати несуттєві конструктивні та інші механізми, що мало впливають на закон руху основних мас, і виконати науково обґрунтовану, наприклад, на базі рівнянь Лагранжа 2-го роду, математичну модель механізму шляхом опису його руху відповідними диференціальними рівняннями. При складанні розрахункових схем завжди доводиться вдаватися до деякої ідеалізації самої машини, її ланок, зв'язків, характеру навантажень, що діють. Це безумовно, призводить до відхилення розрахункових результатів від дійсних. Однак якщо відмовитися від деякої ідеалізації та врахувати все різноманіття умов роботи досліджуваного механізму, необхідно скласти надзвичайно складні системи диференціальних (нелінійних) рівнянь, які не тільки важко вирішити, але й аналізувати з метою тих чи інших висновків про роботу реальної машини.

Враховуючи викладене, слід пам'ятати, що складання розрахункової схеми – відповідальний етап розрахунку, який вимагає глибоких знань.

Зазвичай розрахункова схема досліджуваного механізму представляється рядом зосереджених дискретних мас, з'єднаних між собою невагомими пружними зв'язками. Для зручності аналізу та більшої наочності дискретні схеми розташовують у якомусь місці механізму чи осі який-небудь пружного зв'язку. У такому разі кажуть, що маси призводять до однієї точки або зв'язку, а розрахункову схему називають еквівалентною, або наведеною. Розрахункові параметри можна наводити, тобто. переносити умовно, у будь-яке заздалегідь обране місце механізму чи будь-який його пружний елемент.

Розрахунок динамічних навантажень розбивається на такі основні етапи:

1. Упорядкування розрахункових наведених схем механізмів чи машин.
2. Визначення величини та характеру зміни зовнішніх навантажень, доданих до системи.
3. Упорядкування диференціальних рівнянь руху системи.
4. Визначення своїх частот коливань системи.
5. Знаходження моментів сил пружності.

3.2 Складання розрахункових схем

Для складання розрахункової схеми приводу змішувача (рис. 3.1) скористаємося кінематичною схемою, представленою рисунку 1.3.

У магістерській роботі зробимо розрахунок приводу та махових моментів агрегату шляхом приведення махових моментів різних частин приводу до одного валу (наприклад, вертикальний вал).

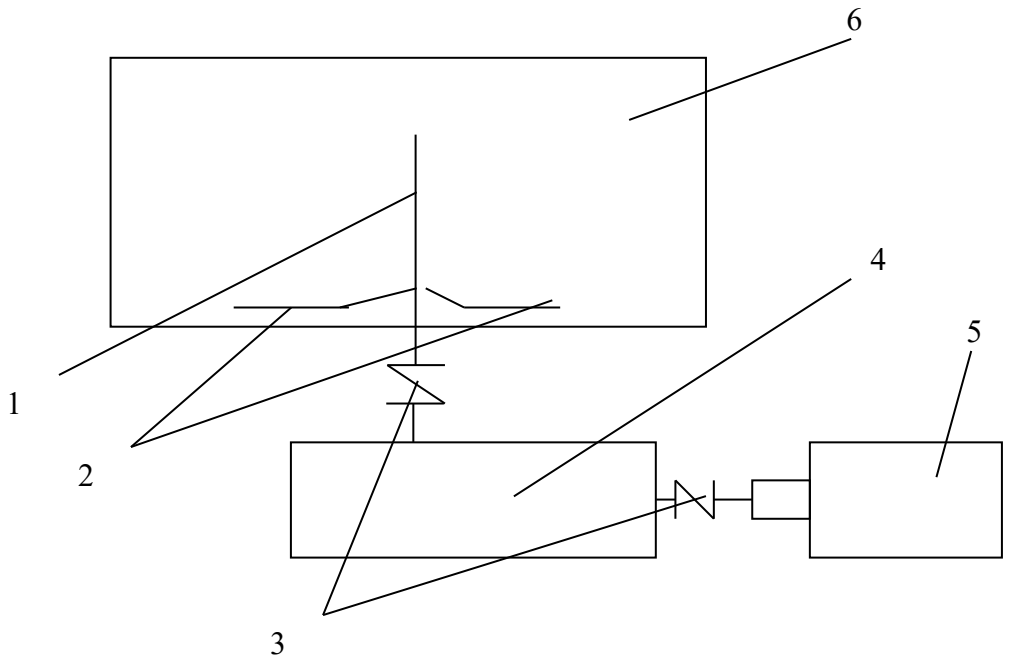


Рисунок 3.1 – Кінематична схема приводу змішувача .

1 - вертикальний вал ; 2 - підгрібні плужки ; 3 - сполучні муфти ;
4 - редуктор ; 5 – ел. двигун ; 6 – чаша

Для об'єкта, що досліджується, необхідна розрахункова схема обертального руху представленого на малюнку 4.2.

На рисунках 4.1, 4.2 представлені літерні вирази, які позначають:

I_N - момент інерції окремих елементів механізму, кг/ $м^2$;

$К_N$ - пружний вал;

L_N - відстань, мм;

C_N - жорсткість, Нм.

У загальному випадку наведений момент інерції цієї гілки приводу визначається за формулою

$$I_{ПР} = I_2 + \sum I_i \cdot i^2 , \quad (3.1)$$

де **i** - Передатне відношення.

У нашому випадку наведений момент інерції до валу якоря визначатиметься за формулою

$$I_{ПР} = I_2 + I_1 \cdot U^2 , \quad (3.2)$$

де U - загальне передатне відношення приводу;

I_1 - момент інерції вертикального валу;

I_2 - момент інерції системи електродвигуна та редуктора.

Для визначення моментів інерції елементів приводу скористаємося виразом маховий момент інерції, який визначається за формулою

$$I = \frac{GD^2}{4 \cdot 9{,}81} \approx \frac{GD^2}{40}, \quad (3.3)$$

де GD^2 – маховий момент інерції, Нм ^{2}.

Відповідно до виразу 4.3 та виразу 4.2 отримаємо наступну формулу

$$I_{ПР} = \frac{GD_2^2}{40} + \frac{GD_1^2}{40} U^2 , \quad (3.4)$$

де G_i - вага кожного елемента приводу (зубчастого колеса в редукторі та гальмівного шківа), Н;

D_i - діаметр елементів приводу, мм.

Наведений момент інерції всього механізму одного валу визначається за формулою

$$I_{ПК} = \frac{I_K}{\mathbf{2}} + I_{ПР.} \tag{3.5}$$

У подальших розрахунках будуть потрібні числові значення коефіцієнтів жорсткості валів редуктора. Позначимо їх літерами K_i, ніж змішувати з наведеними коефіцієнтами, позначеними на схемах літерами C_i.

Розрахунок доцільно розпочати з обчислення K_1.

Коефіцієнти жорсткості валів при їх крученні дорівнює

$$K_i = \frac{G\pi d_i^{\mathbf{4}}}{\mathbf{32} \cdot L_i} \tag{3.6}$$

де d_i – діаметр валу, мм;

L_i - Довжина закручується ділянки валу, мм;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа - Модуль другого роду.

Фізичні коефіцієнти жорсткості при крученні показують, який момент необхідно додати для закручування валу на 1 радіан. Підставивши числові значення (4.6), отримаємо:

$$K_2 = \left(\frac{\mathbf{8} \cdot \mathbf{10^4} \cdot \mathbf{3{,}14} \cdot \mathbf{140^4}}{\mathbf{32} \cdot \mathbf{800}} \right) \cdot \mathbf{10^{-3}} = \mathbf{3774181{,}98} \ \ Н \cdot м = \mathbf{3{,}77} \ \ МНм.$$

Визначаємо наведені моменти інерції та наведені жорсткості розрахункової схеми обертального типу. Ланкою приведення буде вертикальний вал.

Знаючи вагу зубчастих коліс та діаметр, можна визначити маховий момент інерції, а значить і момент інерції.

Визначаємо жорсткість за формулою

$$C_i = \frac{K_i}{U^2}, \tag{4.7}$$

де $U = \frac{Z_I}{Z_j}$ - Передатне відношення передачі.

Підставивши числові значення (4.7), отримаємо:

$$C_6 = K_4 = \mathbf{37{,}1}\ \ МНм.$$

Аналогічно обчислюються моменти інерції, коефіцієнти жорсткості та сама жорсткість ланки, отримані результати обчислень заносимо до таблиці 4.1.

Наведений момент інерції обчислюється виразом (4.1), а наведена жорсткість визначається за формулою

$$C_{ПР} = K_П + \sum K_i \cdot (i)^{\pm 1}\ , \tag{4.8}$$

де $\mathbf{К_П}$ - Коефіцієнт жорсткості ділянки, до якої приводять інші коефіцієнти жорсткості $\mathbf{К_i}$.

Підставивши чисельні значення з таблиці 3.1 (3.1) і (3.8), отримаємо:

$$I_{ПР} = \frac{\mathbf{1364{,}5} \cdot \left(\mathbf{1357{,}58 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{\mathbf{40}} + \frac{\mathbf{25{,}78} \cdot \left(\mathbf{141{,}41 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{\mathbf{40}} \cdot \mathbf{34^2} = \mathbf{8811{,}17}\ \ кг \cdot м;$$

$$C_{ПР} = \mathbf{2312} + \mathbf{26257{,}728} + \mathbf{15721{,}6} = \mathbf{44291{,}33}\ \ МНм,$$

$$I_{ПК} = \frac{\mathbf{5348,1}}{\mathbf{2}} + \mathbf{8811,17} = \mathbf{11485,22}\ \ кг \cdot м,$$

$$C_{ПК} = \mathbf{44291,33} + \mathbf{37,1} = \mathbf{44328,43}\ \ МНм.$$

3.3 Упорядкування системи рівнянь руху методом Лагранжа

3.3.1 Загальні відомості про складання математичної моделі

Складені вище розрахункові схеми дозволяють перейти до математичного опису їхнього руху. Тому в цьому розділі розглянемо, як складаються та вирішуються диференціальні рівняння руху пружної системи з метою визначення характеру переміщення окремих її мас та обчислення динамічних навантажень, що виникають у пружних досліджуваного механізму.

У попередньому розділі було обґрунтовано, що розрахункова механічна модель реальної системи може бути представлена у вигляді дискретних мас, поєднаних між собою пружними зв'язками. при цьому передбачалося, що пружні зв'язки невагомі, а маси не мають пружності.

У цьому розділі показано, що така розрахункова схема дозволяє виявити та оцінити кількісно та якісно динамічні ефекти, що мають місце у реальних системах.

Відомо, що під час роботи машин їх пружні ланки деформуються і накопичують потенційну енергію, які потім трансформуються в кінетичну, як додаткових переміщень окремих мас системи. Для більшості промислових машин ці переміщення є вільними механічними коливаннями окремих конструктивних елементів системи, що накладаються на її основний рух. Саме ці додаткові коливання, підсумовуючи деформації від зовнішніх сил і моментів, доданих до системи, є причиною виникнення значних перевантажень у ланках машин і механізмів.

Дослідженнями у сфері динамічних розрахунків механічних систем виявлено, що дуже суттєві додаткові навантаження у реальних машинах

виникають у моменти роботи у перехідних режимах, тобто. при переході системи з одного стійкого стану до іншого. Це має місце при включенні (пуску) системи, її різкому гальмуванні, при зміні зовнішніх навантажень та інших обставин.

З погляду теорії динамічних досліджень розрахункові наведені схеми є багатомасові коливальні системи з кількома ступенями свободи, отже, з певним спектром власних частот. У зв'язку з цим можливі випадки реальних систем у резонансних режимах, унаслідок чого навантаження у ланках можуть у кілька разів перевищувати технологічні, тобто. ті умови, для подолання яких сконструйовано машину.

Крім того, механічна система може бути виконана конструктивно таким чином, що частоти вільних коливань системи дуже мало відрізняються один від одного за величиною. Враховуючи, що кожній із частот системи з декількома ступенями свободи відповідає певна форма коливань, при близьких частотах власних коливань відбуватиметься безперервний перехід від однієї форми коливань до іншої і, отже, періодичний обмін енергій між окремими ділянками системи за збереження їх суми постійної. Таке явище в техніці зветься «биття» і призводить до перевантажень у системі.

Всі зазначені явища, які можливі в реальній практиці, можна виявити та оцінити їхню небезпеку після досліджень системи на базі теорії малих лінійних коливань. системи на околиці становища їх стійкого рівноваги, тобто вивчення вільних коливань, що накладаються на основний рух системи. Це дозволить визначити можливі режими роботи системи, зіставити їх із реальними технологічними режимами, оцінити навантаження, які виникатимуть в окремих конструктивних вузлах системи, що вивчається, прийняти відповідні рішення.

3.3.2 Дослідження вільних коливань редуктора кантувача

На рисунку 3.3 будемо проводити дослідження вільних коливань у вигляді чотирьох обертових мас з наведеною розрахунковою схемою. Значення

наведених параметрів для зазначеної розрахункової схеми представлені у розділі 2 та таблиці 2.3 та 3.1.

Оскільки система має чотири ступені свободи, її положення визначається чотирма узагальненими координатами $\varphi_1 = \varphi_1(t), \varphi_2 = \varphi_2(t), \varphi_3 = \varphi_3(t), \varphi_4 = \varphi_4(t)$, отсчитываемыми щодо основного руху розрахункової схеми, тобто. щодо обертання системи як твердого тіла.

У загальному випадку для вирішення цього завдання використовують рівняння Лагранжа зі n ступенями свободи

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \qquad (j = \mathbf{1},\mathbf{2}...n) \qquad (3.10)$$

де **T** – кінетична енергія системи;

$\dot{q}_j$ - узагальнені швидкості;

q_j - узагальнені координати;

Q_j - Узагальнені сили.

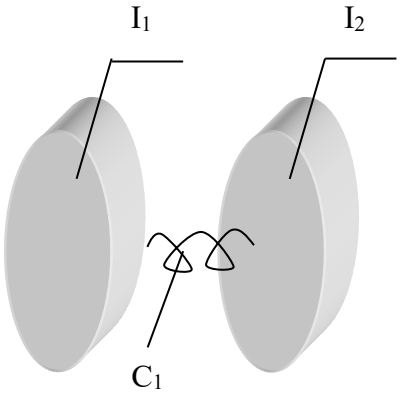


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема обертового руху елементів

Для даної системи рівняння Лагранжа мають вигляд

$$\begin{aligned}
&\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi_1}+\frac{\partial П}{\varphi_1}=\mathbf{0};\ \ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi_2}+\frac{\partial П}{\partial \varphi_2}=\mathbf{0};\\
&\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi_3}+\frac{\partial П}{\partial \varphi_3}=\mathbf{0};\ \ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi_4}+\frac{\partial П}{\partial \varphi_4}=\mathbf{0}.
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Кінетична енергія системи

$$T=\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}I_1\dot{\varphi}_1^2+\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}I_3\dot{\varphi}_3^2+\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}I_2\dot{\varphi}_2^2+\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}I_4\dot{\varphi}_4^2. \tag{3.12}$$

Потенційна енергія

$$П=\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}C_1(\varphi_1-\varphi_2)^2+\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}C_2(\varphi_2-\varphi_3)^2+\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}}C_3(\varphi_3-\varphi_4)^2. \tag{3.13}$$

Виконуючи послідовно всі математичні операції, отримуємо

$$\begin{aligned}
&I_1\ddot{\varphi}_1+C_1\varphi_1-C_1\varphi_1=\mathbf{0};\\
&I_2\ddot{\varphi}_2-C_1(\varphi_1+\varphi_2)+C_2\cdot(\varphi_2-\varphi_3)=\mathbf{0};\\
&I_3\ddot{\varphi}_3-C_2\cdot(\varphi_2-\varphi_3)+C_3\cdot(\varphi_3-\varphi_4)=\mathbf{0};\\
&I_4\ddot{\varphi}_4-C_3\cdot(\varphi_3-\varphi_4)=\mathbf{0}.
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Даний вираз є системою диференціальних рівнянь, що описують рухи наведених мас I_1, I_2. Вони вирішуються на ЕОМ.

Надалі розглянемо схему обертального руху зображеної рисунку 3.2.

Завданням рішення схеми (рис 4.6) буде визначення моментів пружності $\mathbf{M_{уп}}$ вихідних валів редуктора з подальшим визначенням діаметра вихідного валу редуктора та перевірки їх на міцність у момент пуску електродвигуна.

При пуску приводу кантувача відбувається робота механізму в холосту. Це пояснюється наявністю зазорів у зубчастих передачах у редукторі та незначному закручуванні валів редуктора φ. Саме в цей момент на вал діють найбільші динамічні навантаження.

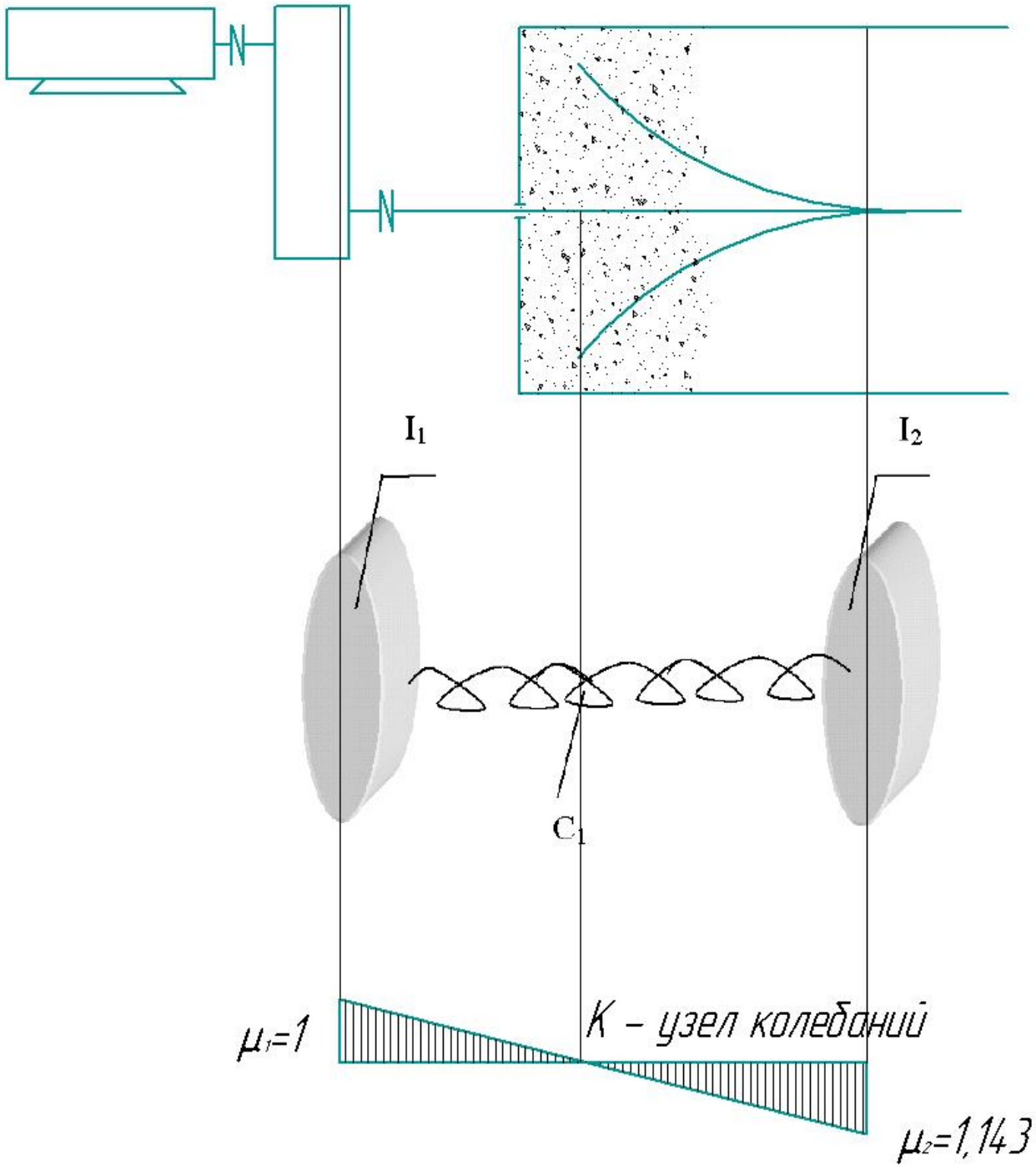
Перевірка валу на міцність визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{УП}}{\mathbf{0,2} \cdot [\tau]}}, \tag{3.15}$$

де $[\tau]$- допустима напруга при крученні.

Момент пружності кожного з вихідних валів редуктора дорівнює

$$\begin{aligned} M_{УП\ \mathbf{1}} &= C_I \cdot (\varphi_K + \varphi_{\mathbf{1}}), \\ M_{УП\ \mathbf{2}} &= C_{\mathbf{2}} \cdot (\varphi_K + \varphi_{\mathbf{2}}). \end{aligned} \tag{3.16}$$



Малюнок 3.3 - Розрахункова схема математичних коливань

Для вирішення необхідно скористатися ЕОМ при цьому початковими умовами будуть:

$\varphi_1 = \varphi_2 = 2{,}5^{O}$ - Кут повороту вхідного валу редуктора в неодружену (вибірка зазорів в зубчастих зачепленнях) при новій начинці редуктора.

$\varphi_1 = \varphi_2 = 3{,}5^{O}$ - Кут повороту вхідного валу редуктора в неодружену (вибірка зазорів у зубчастих зачепленнях) при допустимому зносі начинки редуктора.

$I_К = 274{,}53$ кг·м - момент інерції вертикального валу з формувальною сумішшю;

$I_{ПР} = 881{,}17$ кг·м - наведені момент інерції;

$C_{ПК} = 4432{,}43$ МНм - наведена жорсткість з урахуванням люльки кантувача зі злитком;

$C_{ПР} = 4421{,}33$ МНм - Наведена жорсткість приводу кантувача.

Результати значення моменту пружного та кута повороти вихідного валу, який є пружним елементом, заносимо до таблиці 3.2. За отриманими значеннями будуємо графіки залежно $M_{УП}$ від кута повороту.

Виходячи з отриманих графіків, можна зробити висновок, що дана залежність є лінійною, а відповідно має пропорційність.

З графіка порівняльної характеристики видно, що дві прямі збігаються, це говорить про те, що сучасний знос зубчастих пар пружний момент пропорційно зростатиме, тому даний процес завжди знаходиться підконтрольний.

3.4 Вимірювання обертових моментів

У практиці проведення лабораторних та натурних досліджень у машинобудуванні, металургії та інших галузях промисловості в деяких випадках має значення вимір крутних моментів на валу. Для цього використовують тензометричні, фотоелектричні, індуктивні, трансформаторні, фазоімпульсні, магнітопружні та частотні датчики. Тензодатчики можуть наклеюватися безпосередньо на вал, інші зазначені датчики конструктивно оформляються в торсіометри.

Вимірювання крутних моментів за допомогою тензодатчиків

При скручуванні валу під дією моменту найбільші деформації спрямовані по двох взаємно перпендикулярних осях **x** і **y** нахиленим під кутом 45° до осі валу. Ці деформації рівні за значенням та протилежні за знаком (рис. 3.4 а, б). При напрямку скручування валу, показаному на рис. 3.4 а по осі **x** діють деформації розтягування, а по осі **y** - деформації стиснення.

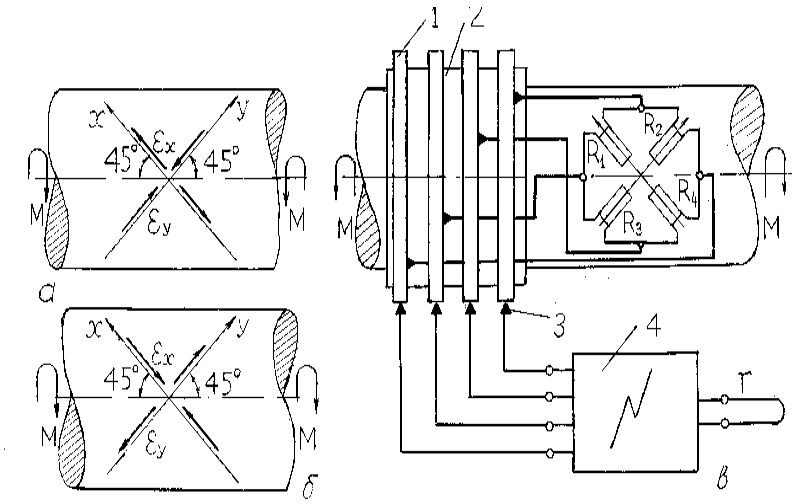


Рисунок 3.4 – Напрямок максимальних поверхневих деформацій валу:
а, б - залежно від напрямку скручування; в - розташування тензодатчиків на валу при вимірі крутного моменту; 1 - струмознімальні кільця; 2 – ізоляційна втулка; 3 – контактні щітки; 4 – тензопідсилювач.

Якщо наклеїти на вал чотири тензодатчики так, щоб поздовжні осі двох з них збіглися з віссю **x**, а поздовжні осі двох інших - з віссю **y** і включити до кожної пари в протилежні плечі моста (рис. 3.8 б), то при скручуванні валу на виході моста виникає сигнал, пропорційний деформації валу, а отже, і переданому їм моменту.

Полярність сигналу на виході мосту залежатиме від символів деформації по осях x і y.

При вимірі крутних моментів використовують тензодатчики з базою 20 …30 **мм**, що мають велику поздовжню і малу поперечну чутливість. Для підвищення стабільності показань внаслідок впливу перехідних опорів ковзних контактів струмознімачів датчики повинні мати досить високий опір (200400

…Ом) . Замість чотирьох тензодатчиків можна наклеїти вісім і включити їх послідовно по два тензодатчики на плече, тим самим збільшиться опір плечей моста.

Для точної наклейки тензодатчиків на вал по осях найбільших деформацій використовують трафарети з паперу чи картону. При наклейці тензодатчиків спочатку готують поверхню та наклеюють трафарети, а потім датчики.

Масштаб запису крутного моменту валу визначається двома способами: тарируванням за допомогою тарировочної балки або розрахунком. У деяких випадках можна навантажувати вал (пряме тарування).

Питання непрямої тарування викладено у розділі 2 (розділ 5), тому розглядається лише методика тарування шляхом розрахунку.

Масштаб запису, **Н ·м/м** :

$$M_{м} = \frac{GW_P}{\mathbf{2}y_{\mathbf{0}}\left(\mathbf{1}+\frac{R_{\mathbf{0}}}{R}\right)\ K_{\mathbf{0}}\left(\mathbf{1}\quad\frac{K_n}{R_{\mathbf{0}}}\right)},$$

де G - модуль зсуву матеріалу, Н/м ^{2};

W_P - момент опору перерізу валу , м^3 ;

y_0 - відхилення на осцилограмі від розбалансу, що виник у системі при підключенні додаткового резистора, м ;

R_0 - опір додаткового резистора, що підключається під час тарування в одне з плечей моста, Ом;

R - Опір плеча моста, Ом;

K_n, K_0 - Поперечна та поздовжня чутливості тензодатчика.

Відношення $K_n/K_{\mathbf{0}}$ для дротяних датчиків – 0.01…0.02. Тоді фактичний момент, Н ·м :

$$M = M_{м}y,$$

де y - відхилення на осцилограмі, викликане впливом фактичного моменту, м .

При якісному наклейці та хорошому просушуванні тензодатчиків точність визначення масштабу може бути доведена до 2 …3 **%** .

Вимірювання крутних моментів за допомогою торсіометрів

Принцип дії цих приладів полягає в перетворенні кута закручування валу на певній довжині (базі L), викликаного крутним моментом, переміщення, яке за допомогою датчиків переміщення перетворюється в електричний сигнал.

Кут закручування в межах пружності буде пропорційний моменту обертання M:

$$\varphi = \frac{ML}{GI_P},$$

де I_P - момент інерції перерізу, м^4.

Основні елементи торсіометрів такі: первинний перетворювач, що перетворює кут закручування валу переміщення; датчик переміщення та струмознімальний пристрій. Первинний перетворювач складається з двох хомутів, що зміцнюються на певній відстані на валу, які зміщуються один щодо іншого при скручуванні валу. Датчики переміщення можуть бути індуктивні, ємнісні, фотоелектричні, частотні та інші типи датчиків. Деякі варіанти виконання датчиків моменту показано на рис. 5.1.

3.5 Вимірювання електричних параметрів

Вимірювання цих параметрів необхідно, перш за все, для оцінки завантаження двигуна та визначення витрат енергії на одиницю продукції. Вимірювання струмів, напруг і потужності проводять за допомогою приладів, що самопишуть, або осцилографів.

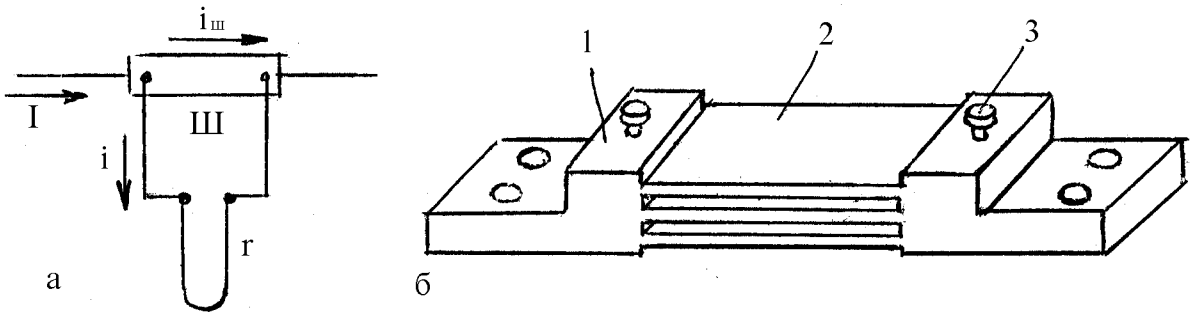


Рисунок 3.5. Схема з'єднання гальванометра з шунтом (а) та калібрувальний шунт (б).

Щоб можна було використовувати самопишучий прилад або осцилограф для вимірювання потужності, а також струмів і напруг необхідно попередньо перетворити їх за допомогою вимірювальних ланцюгів на струми, безпечні для роботи приладів, що реєструють. У ці ланцюги вводять такі електричні перетворювачі: шунти, додаткові опори та вимірювальні трансформатори.

Шунти застосовують для розширення меж вимірювання гальванометрів (самописних приладів) по струму. Шунт - це опір, що включає паралельно з гальванометром (рис. 3.40, а). На схемі прийнято позначення: I - вимірюваний струм; $I_ш$ - Струм через шунт; i - Струм через гальванометр; $R_ш$ - опір шунт; r – опір ланцюга гальванометра.

З рівнянь: $I = I_ш + i, I_ш \cdot R_ш = i \cdot r$ визначається опір шунта, при якому струм, що проходить через гальванометр, буде в допустимих межах:

$$R_щ = \frac{i}{I - i} \cdot r .$$

При вимірах використовуються калібровані шунти, що виготовляються промисловістю. Вони розраховуються на струм кілька до илоампер і являють собою два мідних масивних наконечника 1, між якими впаяні манганінові пластинки 2. Наконечниками шунт приєднується в розрив однієї з головних гілок токовода. Гвинти 3 служать потенційними затискачами шунта. До цих затискачів підключають вимірювальні прилади, що контролюють режим роботи електродвигуна. Падіння напруги, що виникає на потенційних затискачах при протіканні через шунт номінального струму (вказується в паспорті шунта),

нормується і становить 60, 75, 100, 150 і 300 мв . Вказується також клас точності.

Додаткові опори використовуються для розширення межі струмового гальванометра (самописного приладу) за напругою і включаються послідовно з ним (рис. 3.6).

Додатковий опір визначають за формулою: $R_д = \frac{U}{i} - r$,

де U - вимірювана напруга;

i - необхідний струм, що проходить через гальванометр;

r - опір гальванометра та сполучних проводів.

Як додатковий опір зручно використовувати реостати або магазини опорів.

При вимірюванні потужності електродвигунів змінного струму, які живляться за трифазною системою, гальванометри потужності або самописні прилади (ватметри) підключаються до вторинних ланцюгів вимірювальних трансформаторів струму та напруги, встановлених на головному ланцюгу двигуна. Ці трансформатори перетворюють великі струми та напруги на відносно малі струми та напруги, які вимірюються щитовими приладами.

Первинна обмотка трансформатора струму містить один або кілька витків і включається в розрив головної шини, тому через неї протікає лінійний струм двигуна. Вторинна обмотка складається з великої кількості витків. До цієї обмотки підключають амперметри та струмову котушку ватметра. При проходженні первинної обмотки номінального струму I_1 у вторинній обмотці протікає струм I_2, величина якого може бути визначена з виразу

$$I_2 = \frac{I_1 \cdot \omega_2}{\omega_2},$$

де ω_1, ω_2 – числа витків обмоток.

витків U_2 і підключається до шин електродвигуна. Число витків вторинної обмотки невелике U_1.

$$U_2 = \frac{U_1 \omega_2}{\omega_1}$$

Вимірювання потужності електродвигуна змінного струму

Електродвигуни змінного струму (асинхронні та синхронні) зазвичай живляться струмом за трифазною системою. Завантаження фаз у них рівномірне, тому обмежуються вимірюванням тільки фазної активної потужності:

$$P = U_{\Phi} \cdot I_{\Phi} \cdot \cos\varphi,$$

де $\mathbf{U_Ф}$ і $\mathbf{I_Ф}$ - діючі фазні напруги та сила струму;

φ - кут зсуву фаз між фазним струмом та напругою.

Активна потужність, що споживається двигуном з мережі, дорівнює:

$$3P = 3U_{\Phi} \cdot I_{\Phi} \cdot \cos\varphi.$$

Для запису потужності використовують осцилограф та гальванометр потужності. Котушку гальванометра підключають у розрив вторинного ланцюга трансформатора струму, а петлю - до вторинного ланцюга трансформатора напруги, які встановлені у ланцюгах ланцюга двигуна.

Залежно від того, встановлений трифазний або однофазний трансформатор напруги, можливі дві схеми підключення петлі. У першому випадку (рис.3.43 а) петля підключається через додатковий опір $R_д$ до вторинної напруги, що відповідає тій фазі, на якій встановлено трансформатор струму.

У другому випадку (рис.3.43 б) виділення вторинного фазового напруги складається зірка з опору $R_д$. Петля входить у розрив відповідної фази.

Додатковий опір у ланцюзі розраховується так, щоб по петлі та гальванометру проходили допустимі струми.

Щоб встановити залежність між ординатою на фотострічці та миттєвою фазною потужністю, визначаються миттєві струми петлі та котушки.

$$i_n = \frac{\sqrt{2} \cdot U_{\Phi} \sin\omega t}{K_{тн} \cdot R_{д}}, \qquad i_K = \frac{\sqrt{2} \cdot I_{\Phi} \sin(\omega t + \varphi)}{K_{тт}}$$

Підставляючи ці значення рівняння гальванометра, отримаємо:

$$У = \frac{K_P}{K_{тт} \cdot K_{тн} \cdot R_д}\left[U_Ф I_Ф \cos\varphi - U_Ф I_Ф \cos(\mathbf{2}\omega\,\mathrm{t} + \varphi)\right]$$

Звідси випливає, що запис на осцилограмі має вигляд зміщеної щодо нульової лінії синусоїди (рис.3.44). Частота синусоїди дорівнює подвоєній частоті мережі.

Амплітуди синусоїди вище та нижче нульової лінії відповідно рівні:

$$У_{\mathbf{1}т} = \frac{K_P}{K_{тт} \cdot K_{тн} \cdot R_д}\left(U_Ф \cdot I_Ф \cos\varphi + U_Ф \cdot I_Ф\right),$$

$$-У_{\mathbf{2}т} = \frac{K_P}{K_{тт} \cdot K_{тн} \cdot R_д}\left(U_Ф \cdot I_Ф \cos\varphi - U_Ф \cdot I_Ф\right)$$

Після складання цих рівнянь з урахуванням рівності (4.5) отримаємо:

$$\left(У_{\mathbf{1}т} - У_{\mathbf{2}т}\right)/\,\mathbf{2} = \frac{K_P}{\mathbf{3}K_{тт} \cdot K_{тн} \cdot R_д} \cdot P,$$

звідси: $P = m_P\left(У_{\mathbf{1}т} - У_{\mathbf{2}т}\right)/\,\mathbf{2}$,

де $m_P = \left(\mathbf{3}K_{тт} \cdot K_{тн} \cdot R_д\right)/\,K_P$ - масштаб активної потужності, що споживається двигуном із мережі.

При вимірюванні потужності ватметром, які бувають змінного та постійного струмів, використовуються аналогічні схеми вимірювання.

3.6 Планування експерименту

3.6.1 Область застосування та особливості планованого експерименту

Планування експерименту вкрай важливе у випадках, де експериментальні дослідження пов'язані з кількома чинниками і грають винятково значної ролі, а наукова організація експерименту дає негайний і вагомий ефект.

Розвиток планування експерименту пов'язане з іменами Р.Фішера, Г.Бокса, К.Вілсона, Дж.Хантера, Д.Фініч, Дж.Кіфера, В.В.Налімова, Г.К.Круга, Ю.П.Адлера, Ст. Г.Горського та ін.

Метою планування експерименту є знаходження таких умов та правил проведення експерименту, за яких вдається отримати найбільшу інформацію – надійну та достовірну – з найменшою витратою праці та подати цю інформацію у компактній та зручній для використання формі з кількісною оцінкою її точності.

3.6.2 Складання план - матриці експерименту

У даному трифакторному експерименті кожному параметру буде відповідати один з головних елементів, що містять формувальної суміші. Припустимо: x1 – глина, x2 – пісок, x3 – вода.

Головними кінцевими параметрами будуть наступні складові: придатність суміші для виготовлення піщано-глинистих форм і стрижнів, гранична плинність і формозаповнюваність, достатня механічна міцність, задовільна газопроникність. На сучасному етапі використовують суміш у масовому вираженні містить 92% піску, 4% глини та 4% води. Цей параметр можна використовувати як точку відліку (центр координат) у тривимірній системі обчислення. При зміні кількісного змісту основних складових ми варіюватимемо навколо точки відліку застосовуючи матричний метод.

На початковій стадії експерименту, як зазначалося вище, адекватна модель необхідна для вибору напрямку руху до області оптимуму. Тому тут обмежуються лише першими членами рівняння, тобто. е. його лінійною частиною. Для знаходження коефіцієнтів лінійного рівняння можна застосувати відомий метод найменших квадратів. Особливо ефективне застосування методу найменших квадратів за наявності лише одного фактора. Якщо ж факторів кілька, або доводиться вводити в рівняння члени у квадраті, то обчислення коефіцієнтів потребує великих витрат праці та часу, деяких випадках визначення коефіцієнтів може стати взагалі неможливим. У подібних випадках може допомогти матрична алгебра, яка дозволяє впорядкувати та у відомій степ формалізувати запис формул для коефіцієнтів при великій кількості змінних та параметрів. У разі вона дозволяючи лише дати рішення, а й підкаже як можна

раціонально вибрати розташування експериментальних точок, якими перебувають коефіцієнти. b

I	0	1	2	3	4	5	6	7
1	+	-	-	-	+	+	+	-
2	+	+	-	-	-	-	+	+
3	+	-	+	-	-	+	-	+
4	+	+	+	-	+	-	-	-
5	+	-	-	+	+	-	-	+
6	+	+	-	+	-	+	-	-
7	+	-	+	+	-	-	+	-
8	+	+	+	+	+	+	+	+

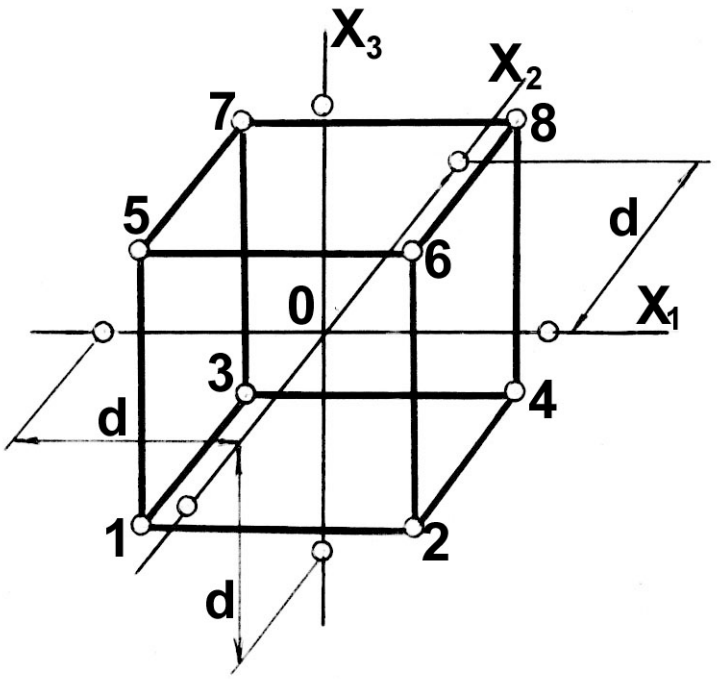


Рисунок 3.6 – Простір трифакторного експерименту

3.6 Очікувані залежності під час проведення експерименту

З теорії відомий вплив кожного з факторів на кінцеві результати досліджень приготування формувальної суміші, внаслідок вищевикладеного ми можемо очікувати на отримання наступних залежностей:

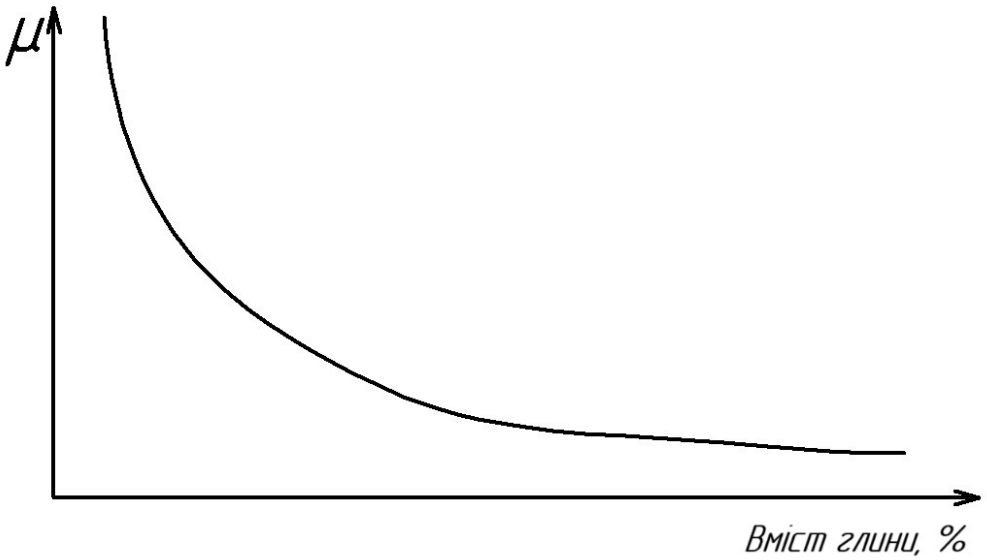


Рисунок 3.7 – Залежність газопроникненя від вмісту глини

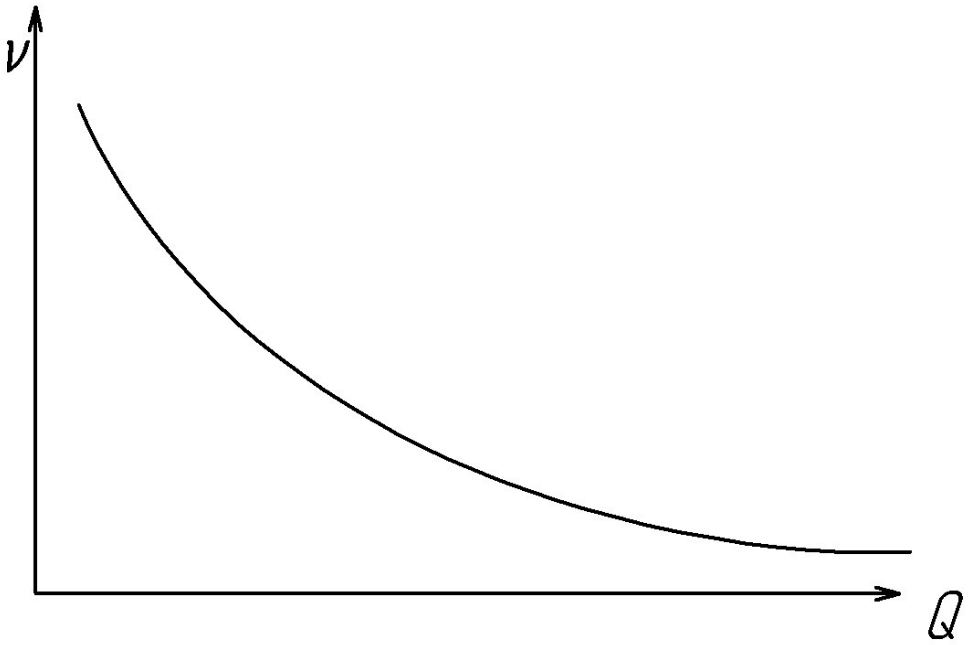


Рисунок 3.8 – Залежність в’язкості суміші від вмісту вологи

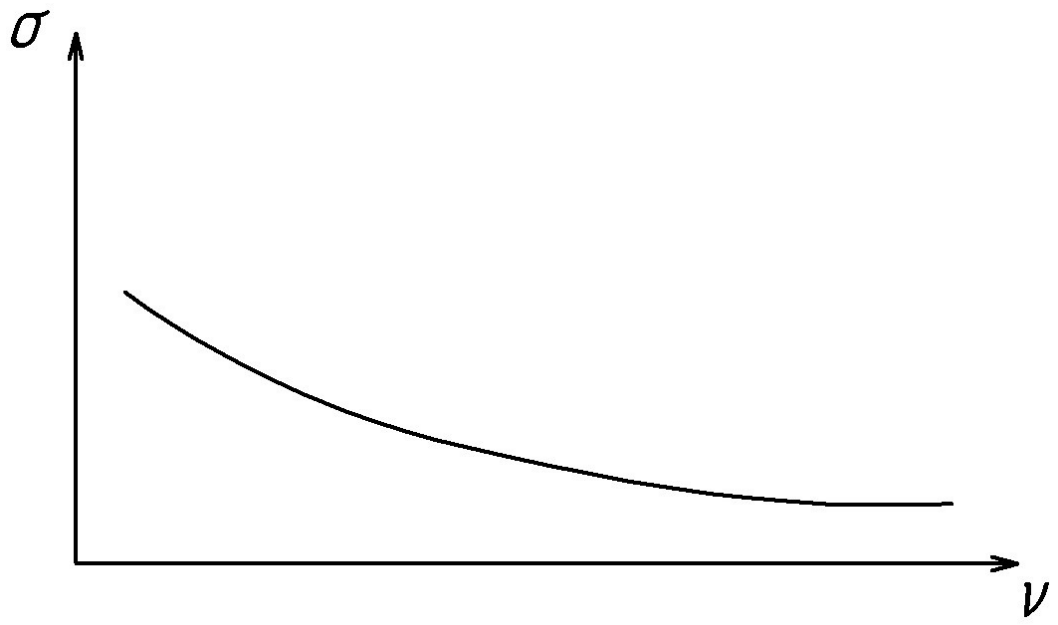


Рисунок 3.9 – Залежність міцності суміші від її в’язкості

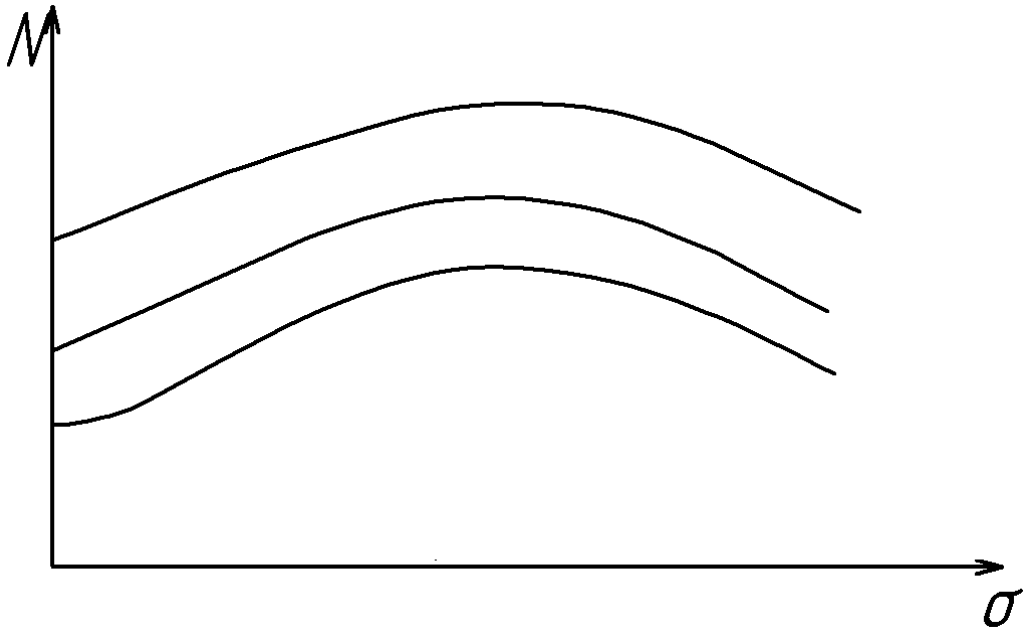


Рисунок 3.10 – Залежність потужності приводу від міцності суміші

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

При проведенні технологічного процесу в ливарних цехах на всіх стадіях обробки можливе виникнення небезпечних у шкідливих виробничих факторів: пил дезінтеграції та конденсації; випромінювань; підвищене значення напруги в електричних ланцюгах; виробниче обладнання.

Пил ливарних цехів по дисперсному складу відноситься до дрібної та найдрібнішої фракцій, які довго перебувають у зваженому стані в повітрі робочої зони. Особливу небезпеку становить пил із розмірами частинок 1–10 мкм. Кількість порошин розміром до 2 мкм при різних процесах у ливарних цехах становить 62 - 87% загальної кількості порошинок, що знаходяться в повітрі. Значні виділення пилу, що містить двоокис кремнію, спостерігаються при вибиванні виливків, у процесі приготування формувальних і стрижневих сумішей, при виготовленні моделей та інших операціях. Так, при очищенні виливків у барабанах вміст двоокису кремнію у виділеннях пилу сягає 94,3 %, а при вибиванні відливів — до 99,2%. Крім двоокису кремнію у пилу містяться металеві та інші частинки.

При плавці легованих сталей і кольорових металів у повітря робочої зони можуть виділятися аерозолі конденсації, серед яких дуже токсичними є аерозолі оксидів марганцю, цинку, ванадію, нікелю та багатьох інших металів та їх сполук, токсична характеристика та фізико-хімічні властивості яких викладені в роботи, а гранично допустимі концентрації у додатку 1.

До газів і пар, якими забруднюється повітря робочої зони ливарних цехів, відносяться акролеїн, ацетон, ацетилен, бензол, окис азоту, окис вуглецю, двоокис сірки, уротропін, вуглекислий газ, фенол, формальдегід, хлор, етиловий спирт та ін. концентрації наведено у додатку 1.

Окис вуглецю є основним шкідливим виробничим фактором у чавуно- та сталеливарних цехах. Джерела виділення вагранки та інші плавильні агрегати, залиті форми в процесі їх остигання, сушильні печі, агрегати поверхневого підсушування форм та ін. Наприклад, концентрація окису вуглецю в колошникових газах вагранок досягає 15%. Кількість окису вуглецю, що виділяється при заливці чавуну і сталі, залежить від часу перебування виливки в цеху і маси виливків (при заливанні чавуну у форми для отримання виливків масою 10-2009 кг виділяється 40-500 г на 1 т залитого металу).

Вуглекислий газ, що застосовується для хімічного сушіння (твердіння) піщано-глинистих форм, не токсичний, проте за великої кількості його в повітрі робочої зони в ньому зменшується вміст кисню, що може викликати тяжке відчуття і навіть явище задухи (асфіксію). Детальна токсикологічна характеристика та фізико-хімічні властивості газів та парів даються в роботі.

Надлишкові виділення теплоти у відділеннях плавки металу, заливки, сушіння форм1 і стрижнів, вибивання виливків, термічної обробки, а також при виконанні рада допоміжних операцій (при підсушуванні ковшів, форм та ін.). На робочому майданчику мартенівських печей, на колошниковому майданчику вагранок та біля місць випуску розплавленої сталі та чавуну температура повітря може перевищувати 30 °С при температурі зовнішнього повітря 20 °С.

Втрати теплоти основним технологічним обладнанням плавильними агрегатами становлять 14-62% загальної витрати теплоти на розплавлення металу (табл. 2.1-2.3), а виділення теплоти при розливанні металу - близько 3000 МДж/т.

Інтенсивність теплового потоку ряді робочих місць (табл. 2Л) досягає високих значень. Відомо, що інтенсивність менше 0,7 кВт/м2 не викликає неприємного відчуття, якщо діє протягом декількох хвилин, а понад 3,5 кВт/м2 вже через 2 с викликає печіння.

З іншого боку, вплив теплового потоку на організм залежить від спектральної характеристики випромінювання. Найбільшу проникаючу здатність в організмі мають інфрачервоні промені з довжиною

Кількість теплоти, що виділяється на різних ділянках конвеєрних ливарних цехів, МДж на 1 т металу, що задається

Джерело виділення	При подачі з вибивання		При охолодженні	
	на чищення гарячих виливків		на ділянці вибивання	
	дрібних	середніх	дрібних	середніх
Ділянка заливання	84	126	84	126
Охолоджувальний кожух	63	63	63	63
Ділянка вибивання	63	84	126	168
Ділянка очищення виливків	105	147	42	63
Горіла суміш	105	147	105	147

хвилі до 1,5 мкм (не поглинаються шкірним покривом), а найбільше різко діють на шкіру з довжиною хвилі понад 1,5 до 3 мкм.

Вібрація в ливарних цехах джерелами загальної вібрації є струси підлоги та інших конструктивних елементів будівлі внаслідок ударної дії вибивних грат, пневматичних формувальних, відцентрових та інших машин, а джерелами локальної вібрації пневматичні рубальні молотки, трамбування та ін. Параметри загальної та локальної 12.1.012-78.

Шум у табл. 2.5 наведено частотні характеристики рівнів звукової потужності обладнання ливарних цехів. Найбільші рівні шуму характерні для ділянок формування, вибивання виливків, зачистки, обрубки та деяких інших.

Ультразвук у ливарних цехах застосовують для обробки рідких розплавів, очищення виливків, в установках та системах очищення газів та ін.

І тому використовують генератори з діапазоном частот 18 – 22 кГц. ДЕРЖСТАНДАРТ 12.1.001-83 встановлює допустимі рівні ультразвукового тиску, які повинні враховуватися при проектуванні ультразвукового обладнання, а також при контролі діючих установок.

Електромагнітні поля в ливарних цехах генеруються електротермічними установками для плавки та нагріву металу, сушіння форм та стрижнів та ін. Допустимі параметри електромагнітних полів регламентуються ГОСТ 12.1.006-76. Вимоги до розміщення високочастотних установок наведені у Правилах безпеки при експлуатації електротермічних установок підвищеної та високої частоти.

Джерела іонізуючих випромінювань у ливарному виробництві застосовують для плавки, виявлення дефектів у виливках, контролю в автоматизації технологічних процесів та ін. Основними документами, що регламентують радіаційну безпеку, є «Норми радіаційної безпеки» (НРБ -76); «Основні санітарні правила роботи з радіоактивними речовинами та іншими

Кількість теплоти, що виділяється в робочу зону при заливанні чавуну стали в сирі форми, МДж на 1 т металу

При сухому формуванні кількість теплоти, що виділяється, в розрахунку на 1 т рідкого чавуну становить (МДж): на ділянці заливання і охолодження форм 777, у вибивної решітки 147, на ділянці охолодження виливків 92,4, при охолодженні горілої суміші 218,4 і обрубному відділенні охолодження виливків 25,2; 1 т рідкої сталі (МДж): на ділянці заливки та охолодження форм 999,6 у вибивної решітки 100,8, на ділянці охолодження виливків 130,2, при охолодженні горілої суміші 218,4, виливків у обрубному відділенні 21.2. або відцентрової заливки кількість теплоти, що виділяється в розрахунку на 1 т рідкого чавуну становить (МДж): на ділянці виливки 1239 у обрубному відділенні 21; у розрахунку на 1 т рідкої сталі (МДж): у кокільному відділенні 1449 та в обрубному

Рівень звукової потужності обладнання ливарного цеху.

Електрообладнання, що застосовується в основному напругою до 1000 В, при застосуванні електротермічних установок вище 1000 В.

Ливарні цехи оснащені транспортними та вантажопідйомними механізмами, машинами для приготування формувальних і стрижневих

сумішей і складів, а також форм і стрижнів, пристроями для вибивання виливків, різноманітними механізмами для фінішних операцій та ін. через наявність небезпечних зон у машинах та механізмах.

4.2 Вимоги до приміщень

Створення сприятливих санітарно-гігієнічних та безпечних умов праці відповідно до чинних норм та правил передбачається при розробці проекту ливарного цеху. Особливу увагу приділяють вибору форми забудови будівлі, її внутрішнього планування, організації потоків людей та вантажів.

Для ливарного заводу (цеху) слід вибирати майданчик, розташований по можливості на піднесеному місці. Глибина залягання ґрунтових вод на місці спорудження ливарного заводу, враховуючи розвинене підземне господарство, що має ґрунтове формування, має бути не менше 4—5 м планувальної поверхні.

Будівлі ливарних цехів (ділянок) мають у своєму розпорядженні по відношенню до найближчих будівель житлового, лікувально-профілактичного та культурно -побутового призначення з підвітряного боку для панівних вітрів у теплий період року з урахуванням вимог санітарних норм за розмірами санітарно-захисної зони. Санітарно-захисну зону встановлюють відповідно до класу підприємства за санітарною класифікацією згідно. При реконструкції підприємстві, що розташовані в межах населених місць, розмір санітарно-захисної поклики встановлюють за погодженням з місцевими органами Державного санітарного нагляду.

На території заводу ливарні цехи розташовують у зоні групи гарячих цехів та енергетичних споруд теплоенергоцентралей та котельних установок.

По відношенню до інших виробничих будівель, технологічні процеси в яких не супроводжуються виділенням шкідливих речовин, ливарні цехи розміщують на заводському майданчику з підвітряного боку з урахуванням напряму панівних вітрів у теплий період року.

Норми відстаней від обладнання до стін

Під час проектування відстань між обладнанням встановлюється залежно від конкретних умов створення безпеки його обслуговування.

1. При обслуговуванні обладнання краном відстані обладнання від стін і колон встановлюються з урахуванням нормального положення гака крана над обладнанням, що обслуговується.
2. При встановленні обладнання на індивідуальному фундаменті відстані обладнання від колон до стін встановлюються з урахуванням конфігурації суміжних фундаментів.
3. В окремих випадках відстані можуть бути збільшені за відповідного - обґрунтування в проекті.

Прийняті значення освітленості у виробничих приміщеннях ливарних цехів для штучного та природного освітлення

Приміщення із постійним перебуванням людей повинні мати природне освітлення. При виборі освітленості для приміщень

з недостатнім природним освітленням і без природного освітлення слід керуватися вказівками СНіП І-4-79. Для працюючих у приміщеннях з недостатнім природним освітленням і без природного освітлення слід використовувати установки штучного ультрафіолетового випромінювання відповідно до п. 7.2 СН 245-71 [2.12].

4.3 Вентиляція

Для відведення з приміщення виділень теплоти, а також зниження концентрації пилу та газів у робочій зоні необхідно максимально використовувати аерацію у всіх виробничих приміщеннях ливарних цехів. Кількість повітря, що надходить для цих цілей через отвори в стінах і видаляється через аераційні ліхтарі, розраховують за формулою (м3/год)

За розрахунковою кількістю повітря визначається площа припливних та витяжних отворів за формулами, наведеними в роботі.

Ефективність роботи механічної припливно-витяжної вентиляції багато в чому залежить від раціонального розміщення вентиляційних пристроїв в обсязі будівлі. Припливні вентиляційні камери рекомендується групувати та розміщувати поза виробничими площами, розташовуючи їх на антресолях, у вставках між прольотами, на першому поверсі у двоповерхових будинках тощо. п. В основних виробничих відділеннях повітря подається до робочої зони (на висоті 3,5—5 м від підлоги), за винятком відділень обрубки, очищення виливків і складів, де повітря подають на рівні нижнього пояса ферм.

Для забезпечення стабільних параметрів повітря в робочій зоні та надійності роботи механічної припливно-витяжної вентиляції необхідно створювати підвищений тиск усередині будівлі (перевищення припливу над витяжкою на 10%), що можливе в будівлях, що не мають аераційних отворів у стінах та покрівлі. Підвищений тиск усередині будівлі зменшує неорганізоване переміщення повітряних мас у горизонтальному напрямку та гарантує надійну роботу місцевих відсмоктувачів.

При розрахунках систем механічної вентиляції враховують характер шкідливих виробничих факторів у різних відділеннях ливарного цеху. Для визначення загальної витрати вентиляційного повітря за механічної вентиляції ливарного цеху. Для локалізації шкідливих виробничих факторів (газів, парів, пилу, теплоти, вологи) у джерел їх утворення необхідно передбачати місцеві відсмоктувачі: закриті приймачі, бортові відсмоктувачі, парасольки, панелі, захисно-знепилюючі кожухи та ін.

Швидкість повітря в отворах для локалізації пар і газів приймається наступною (м/с): при відсмоктуванні нетоксичних речовин (теплоти, вологи) 0,15-0,25; токсичних речовин для парасольок, відкритих із чотирьох сторін 1,05 -1,25; із трьох сторін 0,9-1,05, із двох сторін 0,7 – 0,9; з одного боку 0,5 – 0,75.

Для парасольок біля дверей сушив і камер остигання, де можливе виділення газів, швидкість отвору парасольки необхідно приймати рівною 1 м/с.

Швидкість повітря в отворах відкритих шаф та інших укриттів повинна бути не нижчою за наступні величини (м/с): при відсмоктуванні токсичних речовин, ГДК яких становить 100 мг/м3 і більше, 0,5-0,7; ГДК яких менше 100 мг/м3-0,7-1.

При локалізації виділення пилу швидкість повітря у отворах укриттів встановлюється не більше 1 – 5 м/с.

4.4 Засоби індивідуального захисту працюючих. Вимоги до персоналу

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) персоналу ливарних цехів застосовуються таких класів: для ремонтних та аварійних робіт ізолюючі костюми, для виконання технологічних операцій інші ЗІЗ, передбачені ГОСТ 12.4.011 – 75.

Загальні вимоги робітнику з профвідбору та навчання безпеки праці.

До робіт, пов'язаних з обслуговуванням плавильних агрегатів, установок електротермічного нагріву (при використанні генераторів УВЧ і НВЧ), а також при розливанні металу, вибиванні та обрубуванні виливків не допускаються жінки.

При надходженні на роботу до ливарних цехів та на дільниці працівники повинні піддаватися попередньому медичному огляду, а потім і періодичним оглядам відповідно до порядку, встановленого МОЗ (див. п. 1.4).

Не рідше одного разу на квартал адміністрація зобов'язана проводити повторний інструктаж робітників з безпеки. Електротехнічний персонал, який обслуговує електросталеплавильні печі та електротермічні установки, повинен мати кваліфікаційну групу не нижче третьої, а оператори-термісти не нижче другої.

Цей персонал має пройти стажування робочому місці протягом 6 – 11 днів.

До робіт з обслуговування парових котлів, судин, що працюють під тиском, та підйомно-транспортного обладнання допускаються особи, які мають необхідну теоретичну та практичну підготовку та посвідчення на право обслуговування зазначених об'єктів.

4.5 Контроль виконання вимог безпеки

Контроль параметрів повітря робочої зони виробничих приміщень проводиться періодично, відповідно до вимог ГОСТ 12.1.014-79, ГОСТ 12.1.016-79. Вимірювання концентрацій шкідливих речовин у повітрі робочої зони виробничих приміщень ливарних цехів проводиться не менше трьох разів послідовно за виробничих умов за ГОСТ 12.1.005 - 76 та ГОСТ 12.1.007-76. Контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони має встановлювати: періодичний – для шкідливих речовин 2, 3, 4 класів небезпеки; безперервний - для шкідливих речовин 1-го класу.

У виробничих приміщеннях цеху, де можливе виділення в атмосферу горючих газів та пари, повинні бути встановлені сигналізатори до вибухонебезпечних концентрацій (ГОСТ 12.4.070-79) безперервного контролю складу атмосфери та аварійна витяжна вентиляція.

Методи вимірювання на робочих місцях шуму, вібрації, ультразвуку та рекомендовані для цього прилади встановлені відповідно до ГОСТ 20445-75. ГОСТ 12.4.012-75 та ГОСТ 12.4.077-79.

Обсяг, характер та періодичність радіаційного контролю при використанні джерел іонізуючих випромінювань проводиться відповідно до вимог основних санітарних правил роботи з радіоактивними речовинами та іншими джерелами (ОСП-72/79) та Нормами радіаційної безпеки

Характеристика викидів забруднюючих речовин, у атмосферу.

У ливарному виробництві на 1 т. відливок утворюється від 1 до 3 т. відходів, що включають відпрацьовану і невикористану суміш, шлаки, пил,

гази. з труднощами їх уловлювання, знешкодження та видалення. виробництві 1 т. виливків зі сталі або чавуну приблизно становить: пилу – 50 кг., вуглеводнів – 1 кг., оксиду вуглецю (II) – 250 кг., оксиду сірки (II) – 1,5-2 кг., крім того виділяється ряд інших шкідливих газів, таких як фенол, формальдегід, ацетон, бензол та ін., загальна кількість яких хоча і невелико, проте становить небезпеку через їхню токсичність.

У газах, що віддаляються від ливарного обладнання та викидаються в атмосферу, містяться пил, що складається в основному з дрібнодисперсних частинок, вміст вільного оксиду кремнію в яких досягає 60%. Тому серед населення, прилеглих до заводу територій, з'являється можливість виникнення професійних пилових захворювань.

Ефективність очищення пилогазових викидів.

Знепилення повітря, що викидається з ливарного цеху, проводиться за допомогою різного типу пилоосаджувальних пристроїв, різних за принципом дії та ефективності. До них відносяться пилоосаджувальні камери, апарати сухого інерційного та мокрого очищення, тканинні та електричні фільтри.

Застосування пилеочисників дає можливість не тільки домогтися очищення газів, що відходять від пилу, але й повторно використовувати пил, що раніше викинувся.

З токсичних газів, що виділяються при плавці металів, сушінні форм і стрижнів, заливанні форм металом на першому місці стоїть CO. Основний спосіб зменшення кількості CO, що надходить в навколишній простір, допалювання його до оксиду вуглецю (IV). Більше складності виникає при знешкодженні токсичних газів, що відходять від стрижневих сушарок та установок, що виробляють стрижні з використанням холоднотвердіючих сумішей, та в інших процесах, заснованих на застосуванні синтетичних смол у складі формувальних та стрижневих сумішей. До складу цих газів входять

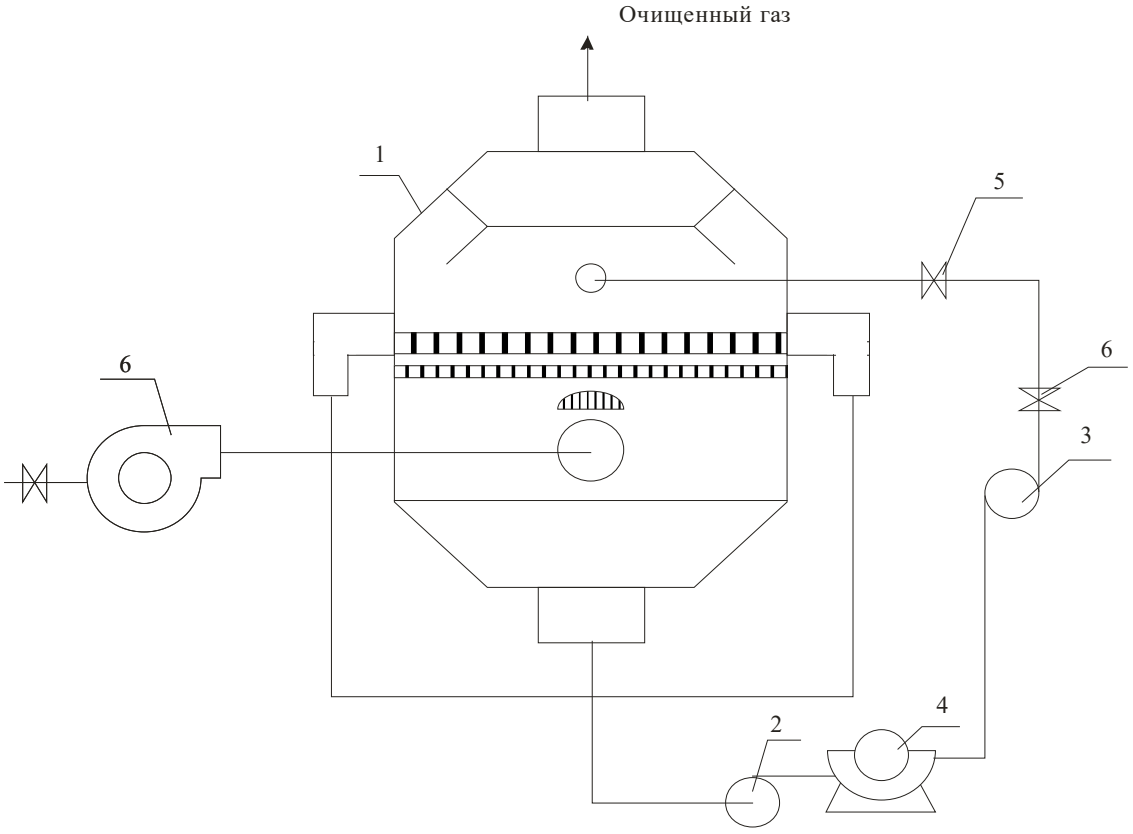
різні альдегіди, ароматичні вуглеводні, спирти, оксид азоту, сірки, вуглецю та фосфору, аміак, ціаніди та інші речовини.

Існуючі способи знешкодження газів ґрунтуються на хімічному зв'язуванні шкідливих речовин, їх адсорбції та абсорбції тощо. До одного з найбільш перспективних в даний час способів відноситься католицьке окислення газів, що відходять в контактних апаратах на спеціальних каталізаторах при температурі 200-500 ºС.

Складання технологічної схеми очищення газових викидів та стічних вод.

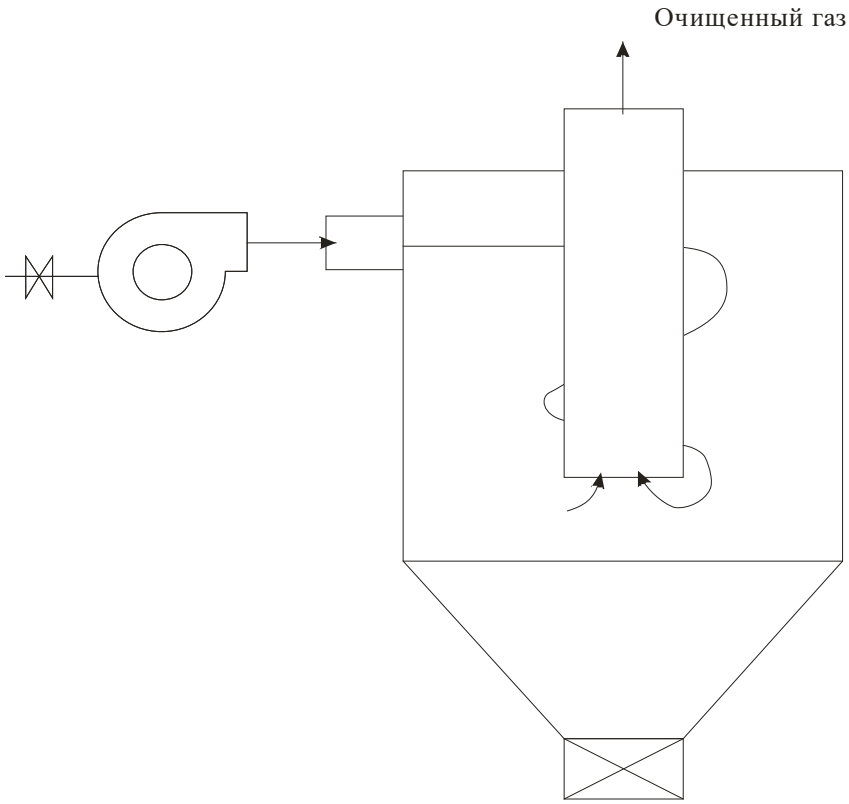
Очищення газових викидів від пилу ливарних цехів може проводитись з використанням апаратів мокрого очищення (пінний газопроливник та барабанний вакуум-фільтр) та апаратів сухого очищення (циклон).

Технологічна схема мокрої очистки включає в себе6 пінний газопроливник (1), насос для відкачування суспензії (2), насос для подачі освітленої води (3), барабанний вакуум-фільтр (4), запірну арматуру (5) і вентилятор для подачі забрудненого повітря (6).


Очищенный газ
1
5
6
6
3
2
4

Технологічна схема сухого очищення.

Вона включає: циклон та вентилятор для подачі забрудненого газу.



ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Визначені значення моменту пружного та кута повороти вихідного валу, який є пружним елементом. За отриманими значеннями будуємо графіки залежно $М_{УП}$ від кута повороту.

Виходячи з отриманих графіків, можна зробити висновок, що дана залежність є лінійною, а відповідно має пропорційність.

З графіка порівняльної характеристики видно, що дві прямі збігаються, це говорить про те, що знос зубчастих пар та пружний момент пропорційно зростатиме, тому даний процес завжди знаходиться під контролем.

Результати роботи можуть бути використані на на інших підприємствах, які застосовують змішуючі бігуни для приготування формувальних сумішей.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Власов А., Третяк О., Шматко О. Аналіз вільних коливань вертикального валу редуктора ливарного змішувача 15326. *І Міжнародна науково-практична конференція Інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю. М. Потебні* : Матеріали, м. Запоріжжя, 9–10 трав. 2024 р. Запоріжжя, 2024. С. 832–834.
2. ПАТ «Дніпроспецсталь» [Електронний ресурс] // Режим доступу до ресурсу: http://www.dss-ua.com/rus/company/production/schema/
3. Hersch J. E. Metallurgical plants of Japan. [Tokyo] : Supreme Commander for the Allied Powers, Natural Resources Section, 1950. 71 p.
4. Білецький М. І. Техніко-економічні основи виробництва : навч.-метод. посібник / М. І. Білецький, Л. І. Котик. – Львів : ЛНУ ім. І. Франка, 2013. – 134 с.
5. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Споруди та обладнання сталеплавильних цехів» для студентів заочної форми навчання напряму 6.050401 «Металургія» / Укл.: Крячко Г.Ю.- Кам’янське: ДДТУ, 2016 р., 52 стор..
6. Гущин О. В. Технологічні методи виробництва заготовок деталей машин : посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 131 – «Прикладна механіка» спеціалізації «Технології машинобудування» / О. В. Гущин. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 159 с.
7. Leonard B. Mechanical Equipment Repair Industry (machine Shops): Guides To Pollution Prevention. Diane Pub Co, 2004. 45 p.
8. Britain G. Mechanical Lifting and Handling Equipment. Stationery Office Books, 1988.
9. Lifting N. S. The International Rigging and Lifting Handbook. Abeerdeen, Scotland : North Sea Lifting Ltd, 2001. 202 p.
10. Polach P. Applied Methods of the Analysis of Static and Dynamic Loads of Structures and Machines. Trans Tech Publications, Limited, 2015.

11. From data protection to knowledge machines: The study of law and informatics / ed. by S. P. 1939-, B. J. 1944-. Oslo : Tano, 1990. 283 p.
12. Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщен- ко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с. ISBN 978-966-2007-28-2..
13. Sergeev S. N. New highly efficient energy-saving gas-cleaning equipment for the regulated cleaning of emissions from machines and units of metallurgical production. Metal and Casting of Ukraine. 2019. Vol. 308-309, no. 1-2. P. 77–83. URL: https://doi.org/10.15407/steelcast2019.01.077 .
14. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
15. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
16. Раздорожній О. А. Охорона праці та виробнича безпека. / О. А. Раздорожній. – К.: Вища школа, 2007.
17. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.
18. Dudás I. Theory and Practice of Worm Gear Drives. Elsevier Science & Technology Books, 2005.
19. Kragel′skiĭ I. V. Handbook of friction units of machines. New York : ASME Press, 1988. 318 p.
20. Fun M. M. Knife Making Design Sketch Book: Blank Notebook for Knifemaker and Bladesmith Projects. Independently Published, 2020. 120 p.
21. Semenov A. B. Design and calculation of structured cabling systems and components. Book on Demand Ltd., 2018. 418 p.
22. Freeman E. A., Aizerman M. A. Theory of Automatic Control: Adiwes International Series. Elsevier Science & Technology Books, 2016. 532 p.
23. Automation automation automation. / ed. by Congress of Industrial Organisations. Committee on Economic Policy. [S.l.] : CIO, 1955. 24 p.

24. Ничипорчик С.М., Корженкевський М.І., Калачов В.Ф. Деталі машин у прикладах та завданнях: Навчальний посібник. - Мінськ: Вища школа, 1981 - 432 с.
25. Механічне обладнання металургійних заводів. Навчальний посібник для вузів за спеціальністю "Механічне обладнання заводів чорної металургії" / Упоряд.: М.З. Левін; В.Я. Сєдуш. - Київ - Донецьк: Вища школа, 1985. - 165 с.
26. Погорєлов С.В., Ведмедь Ю.П., Чиглаков Н.М. Методичні вказівки до розрахунку валів. - Запоріжжя: ЗІІ - 1982.
27. Методичні вказівки до вибору та розрахунку підшипників кочення для редукторів та інших механізмів. / Упоряд. Ю.П. Медведь, Ю.Л. Левін. - Запоріжжя: ЗІІ, 1986, - 56 с.
28. Методичні вказівки для розрахунку приводу машин для студентів спеціальності «Механічне обладнання заводів чорної та кольорової металургії». - Запоріжжя, ЗІІ. - 1983 р.
29. Марон Ф.Л., Кузьмін А.В. Довідник із розрахунків механізмів підйомно-транспортних машин. Мінськ, «Вища школа», 1977р. - 272 с. з іл.
30. Механічне обладнання металургійних заводів. Механічне обладнання електросталеплавильних цехів. / Упоряд.: В.М. Гребінік; А.І. Сапко; Л.А. Дем'янець та ін. - Київ: Вища школа, 1980. - 255 с.
31. Жук А.Я., Желябіна Н.К. Теорія та практика приводів. У 3-х книгах. Навчальний посібник. / Запоріжжя, видавництво ЗДІА, 2001, - книга 1 - 398 с.
32. Гедик П.К., Калашнікова М.І. Мастило металургійного обладнання. - М.: Вища школа, 1984 - 357 с.
33. А.П. Трігуб. Електротехніка - Київ: Вища школа, 1987 - 600 с.
34. Трахтенберг І.М., Коршун М.М., Чебанова О.В. Гігієна праці та виробнича санітарія. - Київ, 1997. - 464 с.

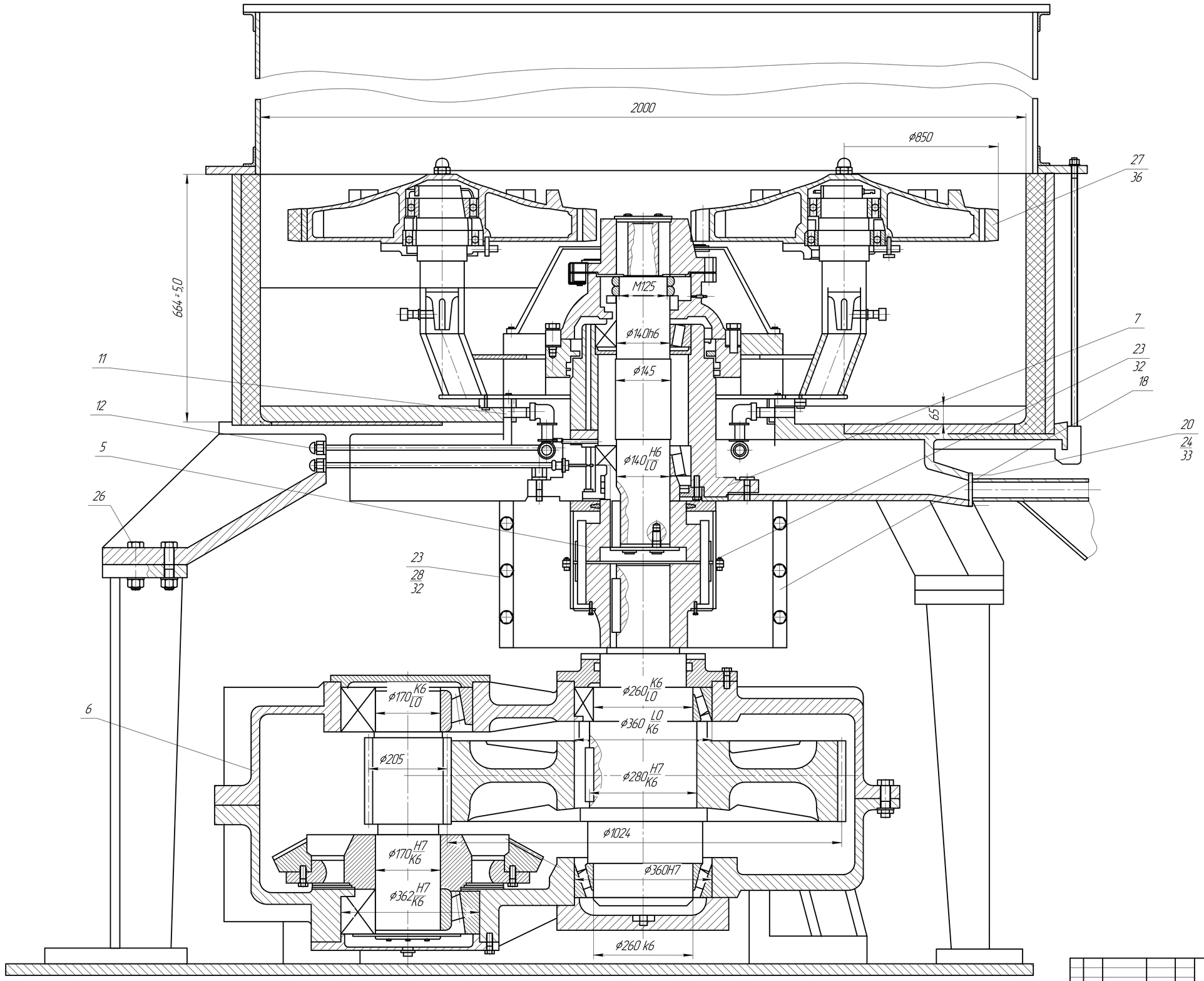
35. Ткачук К.М., Іванчук Д.Ф. та ін. Довідник з охорони праці на промислових підприємствах. - Київ: Техніка, 1991.
36. ГОСТ 12.4.084 - 83 ССБТ. Кошти колективного захисту від інфрачервоних випромінювань. Загальні вимоги.
37. ГОСТ 12.1.004 – 91. Пожежна безпека. Загальні вимоги - М., 1992.

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Змішувач формувальної суміші	1	А1
2	Схема розташування датчиків для вимірювання крутних моментів	1	А1
3	Планування експерименту на змішувачі формувальної суміші	1	А1
4	Математична модель змішувача формувальної суміші	1	А1

ДОДАТКИ

МР.980301.100



					МР.980301.100	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Змішувач формувальної суміші	Лит. Д / Масса / Масштаб 1:5
Разраб.		Шмарко С.В.				Лист / Листов
Пров.		Власов А.О.				МОНУ ЗНУ, кафедра МО 8.1333
Т.контр.		Власов А.О.				
Н.контр.		Васильченко Т.О.				
Утв.		Власов А.О.				

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

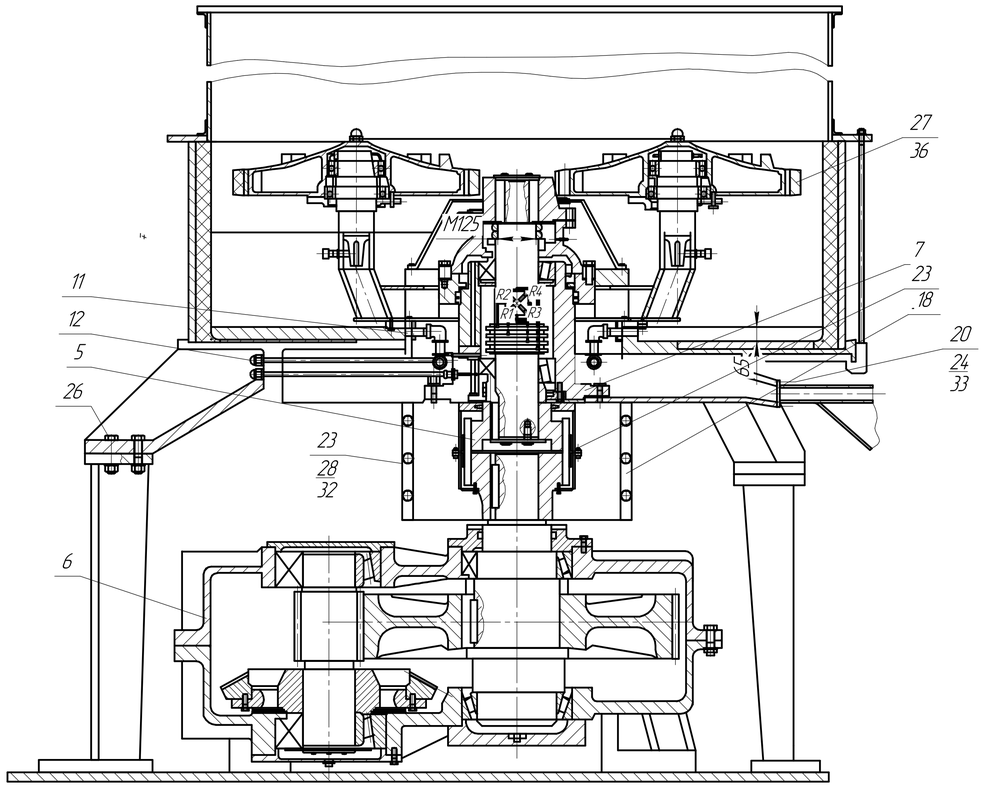
Подп. и дата

Инв. № дубл.

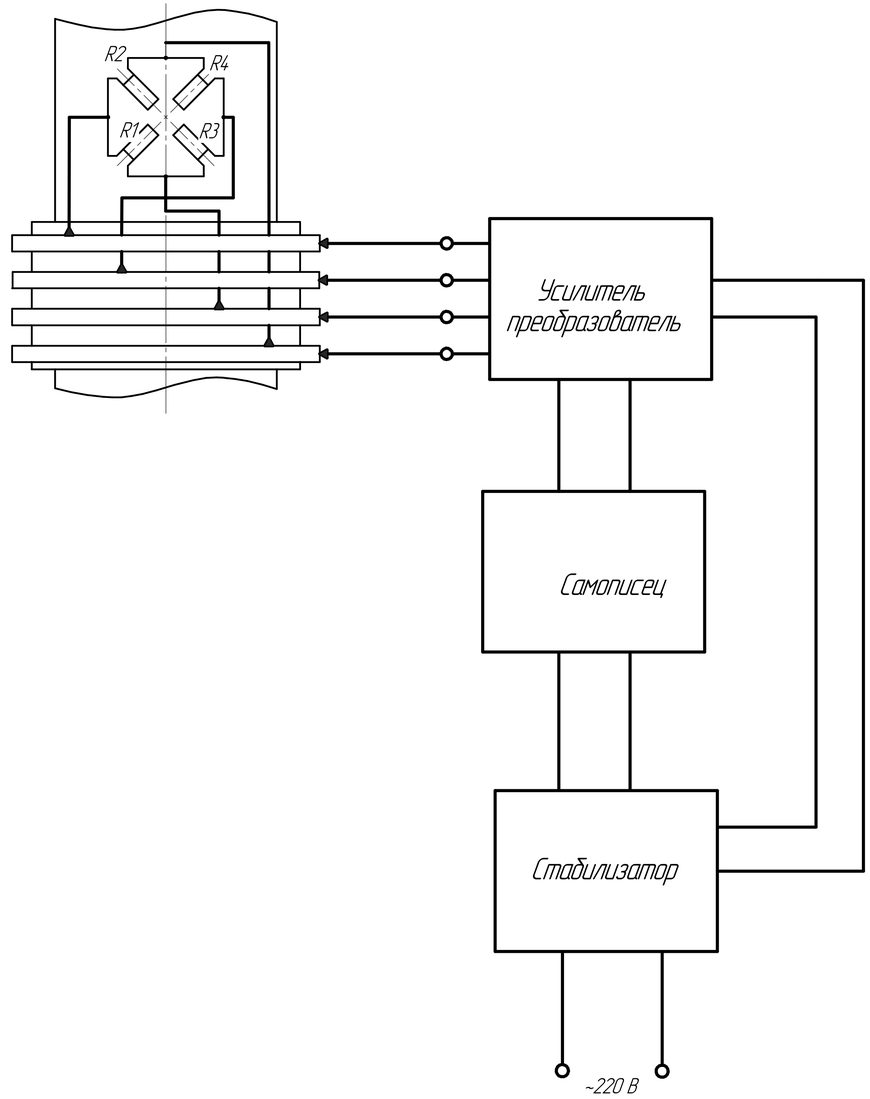
Взам. инв. №

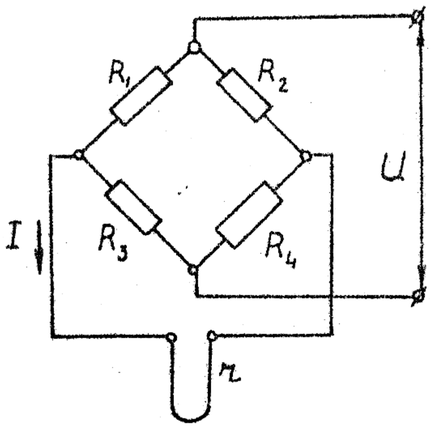
Подп. и дата

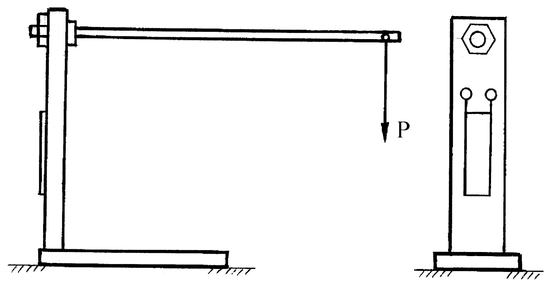
Инв. № подл.

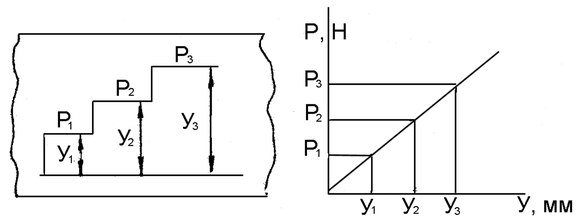


$$M_м = \frac{GW_P}{2y_0\left(1+\frac{R_0}{R}\right) K_0\left(1 \quad \frac{K_n}{R_0}\right)}$$









					МР.023229.000 С		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Схема розташування датчиків для вимірювання крутних моментів	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Шмарко С.В.				Д		
Пров.		Власов А.О.				Лист	Листов	
Т.контр.		Власов А.О.				МОНУ ЗНУ, кафедра МО 8.1333		
Н.контр.		Васильченко Т.О.						
Утв.		Власов А.О.						

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

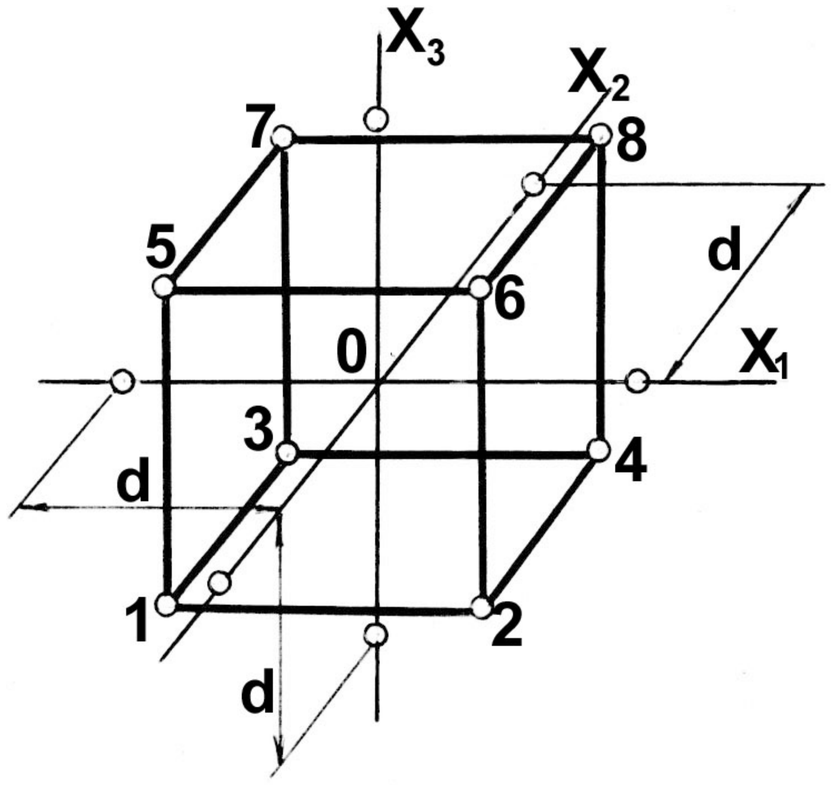
Подп. и дата

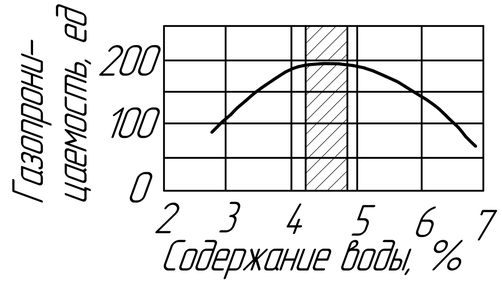
Инв. № дубл.

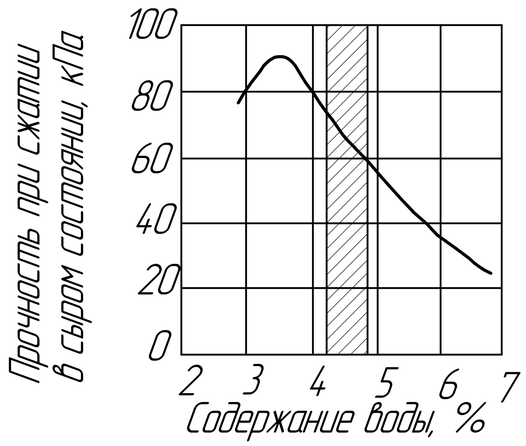
Взам. инв. №

Подп. и дата

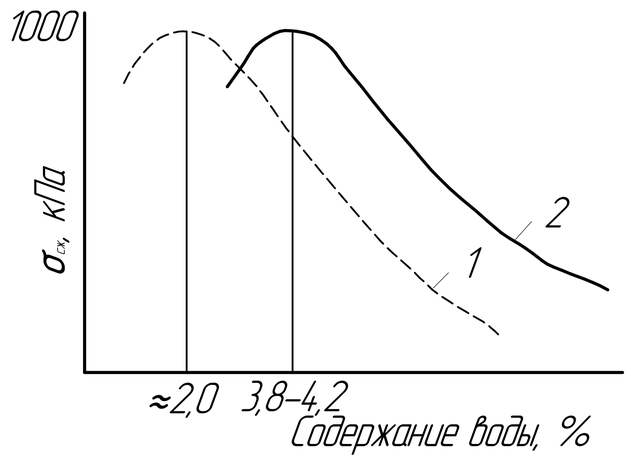
Инв. № подл.



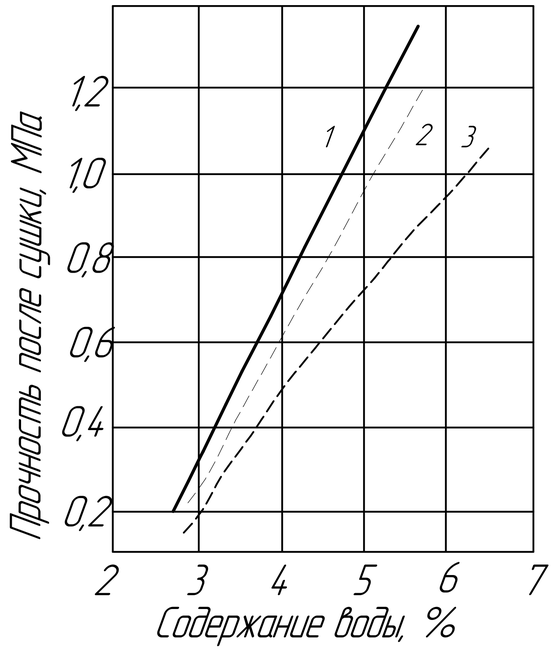




Влияние влажности на
газопроницаемост
ь и прочность при сжатии
в сыром состоянии



Влияние влажности жидкостекольной
смеси на прочностьпри сжатии
1 – 4% жидкого стекла плотностью 50° Ве,
2 – 6% жидкого стекла плотностью 36° Ве



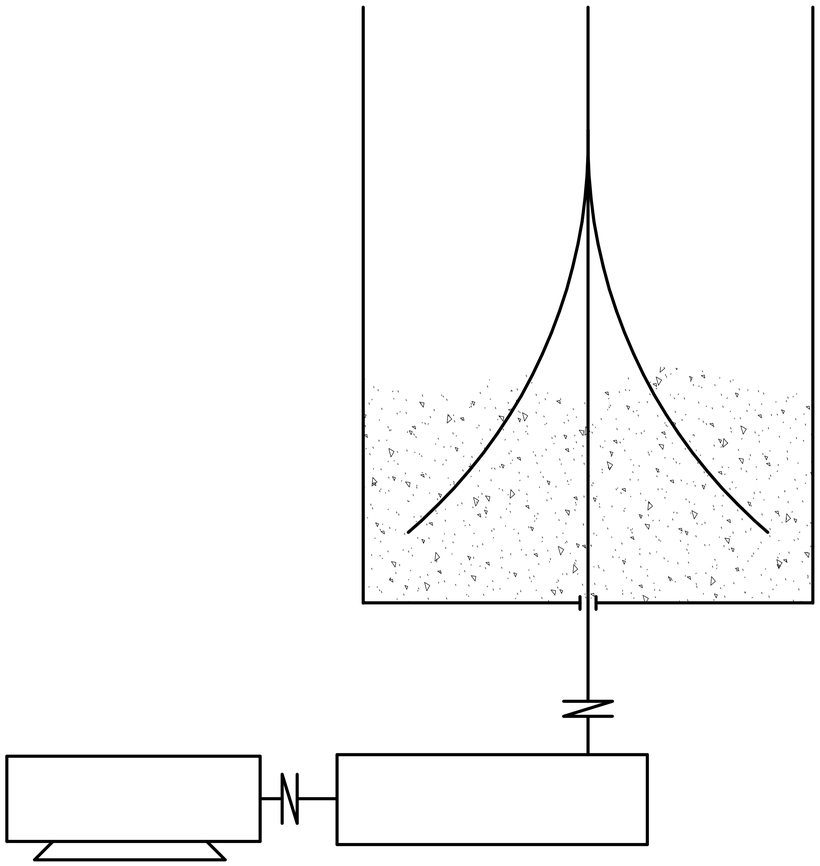
Влияние содержания воды в смеси на прочность
при сжатии после сушки при температуре:
1 – 170°С; 2 – 400°С;3 – 300°С;

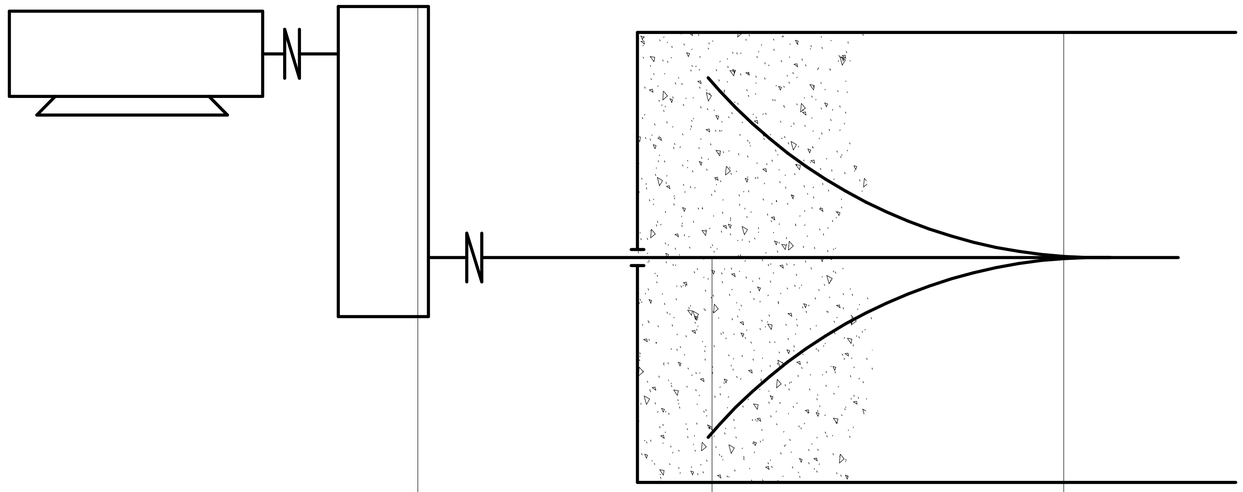
						МР.023229.100 С	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Шмарко С.В.			Планування експерименту	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.		Власов А.О.						1:1
Т.контр.						Лист	Листов	
Руководитель		Власов А.О.						
Н.контр.		Васильченко Т.О.				МОНУ		
Утв.		Власов А.О.				ЗНУ, кафедра МО		
						8.1333		

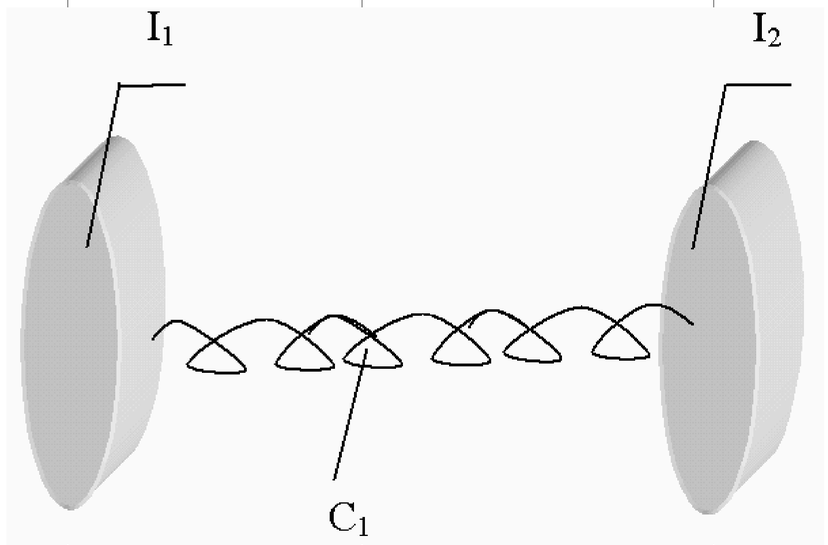
Копировал

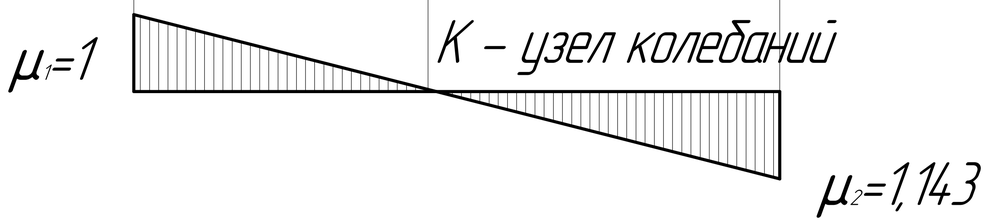
Формат А1

Перед примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.









$$I_{ПР} = \frac{GD_2^2}{40} + \frac{GD_1^2}{40} U^2$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial q_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{УП}}{0{,}2 \cdot [\tau]}},$$

					МР.023229.200 С		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Математична модель	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Шмарко С.В.						1:1
Пров.		Власов А.О.				Лист	Листов	
Т.контр.								
Руководитель		Власов А.О.				МОНУ ЗНУ, кафедра МО гр. 8.1333		
Н.контр.		Васильченко Т.О.						
Утв.		Власов А.О.						

Копировал

Формат А1

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.