

ж
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом

Виконав: студент VI курсу, групи 601МММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Рябуха Віталій Євгенович

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Нестеренко М.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Молчанов П.О.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2023 рік

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення
лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом**

Кваліфікаційна робота магістра

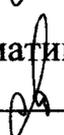
Лист затвердження

ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000 МР

Технологічний контроль к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
„16” 01.24 2023р.

Нормативний контроль к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
„16” 01.24 2023р.

Розробив студент групи 601-МММ

 В.Є. Рябуха
„25” 12 2023р.

Керівник к.т.н., доц.

 М.М. Нестеренко
„25” 12 2023р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
галузевого машинобудування та мехатроніки
к.т.н., доц.

 О.В. Орисенко

Полтава – 2023 рік

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
7	A4	ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000А	Анотація	3	
8	A4	ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000ПМ	Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом		
9					
10					
11					
12					
13			Презентаційні матеріали за темою	12	
14					
15	A4	ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	69	
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000ВМ

№	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
зроб.		Рябуха		25.12.	Лім.	Лист	Листів
рев.		Нестеренко		25.12.	Н	1	1
контр.		Васильєв		16.01	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
зв.		Орисенко		19.01			

Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом
Відомість кваліфікаційної роботи магістра

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та
рототехніки

Кафедра, циклова комісія Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Кваліфікаційно-кваліфікаційний рівень Магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри будівельних
машин та обладнання

 О.В. Орисенко

"04" 09 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Рябухи Віталія Євгеновича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

**Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток
змішувача примусової дії з вертикальним валом»**

Виконав К.Т.Н., доцент Нестеренко М.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом вищого навчального закладу від 04.09.2023 № 68-ф.а

Строк подання студентом роботи 29.12.2023

Вихідні дані до роботи Розробка та підбір кутів встановлення встановлення

лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом для полістирол бетонів.

Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно

робити) 1 Змішувачі для бетонних сумішів і будівельних розчин 2. Розрахунок

технічних параметрів бетонозмішувача 3 Дослідження кута встановлення лопаток

змішувача примусової дії з вертикальним валом.

Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача

примусової дії з вертикальним валом» графічні матеріали (12 листів А4)

Анотація

Магістерська робота на тему: «Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом»

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2023

Робота складається з двох розділів.

Магістерська робота присвячена визначенню оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом з метою підвищення ефективності та якості процесу приготування бетону. Робота розглядає конструкції різних типів змішувачів, їхні конструктивні особливості та вплив режиму роботи на їхню ефективність. Основна увага приділяється вивченню впливу кута встановлення лопаток на рух суміші.

Використовуючи технологію тривимірного моделювання у програмному комплексі SOLIDWORKS, була створена 3D модель змішувача, що дозволила провести детальне аналітичне дослідження руху лопаток та їхню взаємодію з сумішшю. Встановлення оптимального кута лопаток виявилось ключовим аспектом для оптимізації процесу перемішування.

Результати досліджень на чотирьох різних моделях лопаток свідчать про важливість конструктивних модифікацій. Модернізована лопатка та лопатка з прямокутним вікном у вертикальній лопаті показали покращення у якості перемішування та рівномірній циркуляції суміші. Результати також вказують на потенціал для подальших досліджень та вдосконалень для створення ще більш оптимізованих конструкцій змішувачів для поліпшення процесу змішування матеріалів.

ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000 А

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Зроб.		Рябуха	<i>[Signature]</i>	25.12
Зрев.		Нестеренко	<i>[Signature]</i>	25.12
Зпрон.				
Змонтр.		Васильєв	<i>[Signature]</i>	16.01
Зв.		Орисенко	<i>[Signature]</i>	19.01

Анотація

Лім.	Лист	Листів
Н		

Національний університет
«Полтавська політехніка імені
Юрія Кондратюка»

Застосування 3D моделювання не лише сприяло глибокому аналізу динаміки системи, але й стало основою для розробки нових конструктивних рішень та покращень у роботі змішувачів. Робота має потенціал бути корисною для розвитку більш ефективних та енергоефективних пристроїв примусового змішування матеріалів у будівельній галузі.

Ключові слова: змішувач, кут встановлення лопаток, бетонна суміш.

					ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 А	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

Annotation

Master's Thesis: "**Determination of the Optimal Design and Blade Angle Setting for a Forced Action Mixer with a Vertical Shaft**"

Master's Thesis for the Educational Qualification of Master in the Field of 133 Industrial Engineering – National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk," Poltava, 2023.

The thesis consists of two sections. It is dedicated to determining the optimal design and blade angle setting for a forced action mixer with a vertical shaft to enhance the efficiency and quality of concrete preparation processes. The study explores various types of mixers, their structural features, and the impact of operational modes on their efficiency. Special attention is given to investigating the influence of the blade angle on the movement of the mixture.

Utilizing 3D modeling technology in the SOLIDWORKS software suite, a detailed analytical study of the blade movement and its interaction with the mixture was conducted by creating a 3D model of the mixer. The establishment of the optimal blade angle proved to be a crucial aspect in optimizing the mixing process.

The research results, based on four different blade models, emphasize the significance of structural modifications. The modernized blade and the blade with a rectangular window in the vertical blade demonstrated improvements in mixing quality and uniform circulation of the mixture. The findings also indicate the potential for further research and enhancements in creating even more optimized mixer designs to enhance material mixing processes.

The application of 3D modeling not only facilitated a deep analysis of the system dynamics but also served as a foundation for developing new structural solutions and improvements in mixer operations. The thesis has the potential to contribute to the development of more effective and energy-efficient devices for forced mixing of materials in the construction industry.

Keywords: mixer, blade angle setting, concrete mixture.

					ГМмам 601МММ.014-00.00.000 А	Лист
1	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення
лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом**

Пояснювальна записка

до магістерської роботи

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2023рік

Зміст

Вступ	4
1 Змішувачі для бетонних сумішів і будівельних розчин.....	6
1.1 Загальні відомості про бетони, будівельних розчинах. Класифікація змішувальних машин.	6
1.1.1 Гравітаційні бетонозмішувачі	8
1.1.2 Змішувачі примусової дії. сучасні технології та ефективність ..	11
1.1.3 Змішувачі для приготування будівельних розчинів: аналіз та технічний огляд.....	17
1.2 Конструкція лопаток та вплив кута нахилу на їх продуктивність	18
2. Розрахунок основних параметрів бетонозмішувача	27
2.1. Визначення основних параметрів барабана змішувача примусового типу	28
2.1.1. Визначення геометричних параметрів барабана.....	28
2.1.2. Визначення кутової швидкості та частоти обертання барабана змішувача примусового типу.....	29
2.2. Розрахунок установчої потужності приводного електродвигуна змішувача примусового типу.....	30
2.3 Розрахунок редуктора привода змішувача примусового типу	31
2.4. Розрахунок зубчастої передачі третьої ступені редуктора змішувача примусового типу	33
2.4.1. Вибір марки матеріалу зубчастих коліс	33
2.4.2. Обчислюємо допустимі контактні напруження зубчастих пар	33

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підп.	Дат
роб.	Рябуха	<i>[Signature]</i>	25.12
рев.	Нестеренко	<i>[Signature]</i>	21.12
розробник			
монтр.	Васильєв	<i>[Signature]</i>	16.01
ств.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	19.01

Зміст		
Лім.	Лист	Листів
Н	2	
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

2.4.3. Обчислення допустимих напружень на згин зубців коліс	34
2.4.4. Визначення потрібної міжосьової відстані між зубчастими парами	35
2.4.5. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.....	38
2.4.6. Розрахунок зубців на втому і міцність при згині	39
2.5. Розрахунок зубчастої передачі другої ступені	41
2.5.1. Вибір марки матеріалу зубчастих коліс	41
2.5.2. Обчислюємо допустимі контактні напруження	42
2.5.3. Визначення потрібної міжосьової відстані	42
2.5.4. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.....	44
2.5.5. Розрахунок зубців на втому і міцність при згині	46
2.6. Розрахунок конічної прямозубої зубчастої передачі	47
2.6.1. Вибір марки матеріалу зубчастих коліс	47
2.6.2. Обчислення допустимих контактних напружень.....	48
2.6.3. Визначення основних параметрів передачі.....	48
2.6.4. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.....	50
2.6.5. Розрахунок зубців на втому при згині.....	52
2.6.6. Розрахунок параметрів конічної передачі.....	53
2.7 Дослідження кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом.....	55
Висновки.....	66
Список літератури.....	68
Додатки « Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом».....	69

Вступ

В сучасному будівельному виробництві важливо враховувати якість та ефективність виготовлення бетонів та будівельних розчинів, оскільки вони є основними компонентами будівельних конструкцій. Одним з ключових етапів цього процесу є перемішування сумішей в бетоно- і розчинозмішувачах. Це необхідно для досягнення однорідності суміші та максимальної міцності готового бетону.

Ціль даної роботи полягає в визначенні оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом. Враховуючи важливість однорідності суміші та її рухливості, вибір конструкції змішувача та його режим роботи може суттєво впливати на якість готового бетону.

Робота висвітлює конструкції різних типів змішувачів, їхні конструктивні особливості, а також вплив режиму їхньої роботи на ефективність та продуктивність. Проведені дослідження конструкцій змішувачів дозволяє визначити оптимальні параметри для змішувачів примусової дії з метою підвищення ефективності та якості процесу приготування бетону.

Змішувачі примусової дії з вертикальним валом відзначаються своєрідністю конструкції, що впливає на процес перемішування бетонних сумішей. Основними елементами таких змішувачів є вертикальний вал та лопаті, розташовані вздовж його осі. Ця конфігурація дозволяє досягати ефективного перемішування шарується суміші та забезпечувати високий рівень однорідності складу.

Однією з ключових особливостей роботи змішувачів примусової дії з вертикальним валом є можливість точного контролю швидкості обертання

				ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000 ПЗ		
Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ		
роб.	Рябуха	<i>[підпис]</i>	25.12			
рев.	Нестеренко	<i>[підпис]</i>	25.12			
звічник						
монтр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	16.01			
пів.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.01	Літ.	Лист	Листів
				Н	4	
				Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

лопаток. Це важливо для оптимального забезпечення змішування, особливо при використанні різноманітних складових бетонної суміші. Величина кута нахилу лопатей також впливає на результативність процесу, оскільки вона визначає ступінь перемішування компонентів.

Можливості покращення роботи змішувачів примусової дії з вертикальним валом пов'язані з оптимізацією конструкції та режиму роботи. Дослідженням параметрів, таких як кут нахилу лопатей, глибина захоплення суміші та швидкість обертання, можна визначити оптимальні значення для різних типів сумішей. Використання сучасних технологій проектування таких як SOLIDWORKS дозволяє моделювати та слідкувати за процесом перемішування, та регулювати параметри робочих органів, що також сприяє підвищенню точності та ефективності роботи змішувачів.

1 Змішувачі для приготування бетонних суміші і будівельних розчин

1.1 Загальні відомості про бетони, будівельних розчинах. Класифікація змішувальних машин.

Бетони та будівельні розчини представляють собою комплексні штучні матеріали, формовані шляхом поєднання в'язких речовин, таких як цемент або вапно, з заповнювачами, що включають щебінь, гравій та пісок. Хімічна реакція між в'язкими компонентами та водою призводить до утворення цементного (вапнякового) каменю, який заповнює простір між щебнем та піском. З метою раціонального використання цементу та отримання більш міцного бетону, важливо підбирати компоненти суміші так, щоб мінімізувати кількість порожнин.

На виробництво бетонів та їх укладання значний вплив має технологія, особливо кількість в'язучої речовини та води, які визначають рухливість та укладання суміші. Від цих параметрів залежить міцність бетону, яку визначає марка твердого бетону у 28-денному віці.

Однорідність суміші, яка залежить від якості перемішування, впливає на міцність затверділого бетону. Процес приготування (перемішування) бетонів та розчинів проводиться у спеціальних бетоно- і розчинозмішувачах, обладнаних робочими органами, пристроями для завантаження та вивантаження суміші, двигунами та трансмісіями.

Перемішування супроводжують допоміжні операції, такі як дозування, завантаження складових та вивантаження готової суміші.

				ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Змішувачі для приготування бетонних сумішей і будівельних розчин	Лім.	Лист	Листів
роб.	Рябуха	<i>[підпис]</i>	25.12		Н	6	
ав.	Нестеренко	<i>[підпис]</i>	25.12		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
зв'язник							
монтр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	16.01				
ств.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.01				

Відповідні пристрої можуть вбудовуватися в один агрегат із змішувачем або функціонувати самостійно, входячи до складу відповідного обладнання змішувального заводу.

На рисунку 1.1 представлено класифікацію змішувачів.



Рисунок 1.1– Класифікація змішувачів

За способом перемішування розрізняють два типи змішувачів: примусової дії та гравітаційні. Примусове перемішування відбувається при обертанні лопатей в нерухомій ємності (барабані), в той час як гравітаційні змішувачі використовують підйом та скидання суміші всередині обертаючогося барабана. Гравітаційні змішувачі, завдяки своїй простоті конструкції, дозволяють перемішувати бетони з більшим заповнювачем.

За режимом роботи змішувачі поділяються на циклічні та безперервні. Циклічні змішувачі володіють вираженим циклом, включаючи операції завантаження, перемішування та вивантаження готової суміші. Головним

параметром таких змішувачів є місткість барабана, яка обчислюється за об'ємом суміші, приготованої за один цикл. Змішувачі безперервної дії відрізняються відносно великою продуктивністю, оскільки надходження компонентів та вихід готової суміші відбуваються безперервно.

З точки зору мобільності, змішувачі можуть бути стаціонарними або пересувними. Пересувні змішувачі застосовуються на об'єктах з обмеженим обсягом робіт, тоді як стаціонарні використовуються на заводах, розрахованих на тривалий термін експлуатації.

1.1.1 Гравітаційні бетонозмішувачі

Гравітаційні бетонозмішувачі є важливим елементом в технологічному процесі виробництва бетону. Принцип їхньої роботи полягає в перемішуванні компонентів у барабанах, до яких прикріплені лопаті. Під час обертання барабана суміш, піддаючись впливу лопатей та сил тертя, піднімається на висоту і потім скидається вниз. Для досягнення однорідності суміші необхідно виконати 30-40 циклів підйому та скидання суміші в барабані.

Однією з ключових характеристик гравітаційних бетонозмішувачів є об'єм барабана, який повинен перевищувати об'єм суміші в 25-3 рази для забезпечення вільного переміщення суміші в барабані. Швидкість обертання барабана управляється з урахуванням того, щоб уникнути перешкод від відцентрових сил та інерції, які можуть ускладнити процес вільного переміщення суміші.

Бетонозмішувачі можуть бути виготовлені з нахиленими та стаціонарними барабанами, які можуть мати різні форми, такі як грушоподібна, конусоподібна та циліндрична. Процес завантаження сипучих матеріалів відбувається через завантажувальний ківш, який

піднімається канатом та віддає суміш у змішувальний барабан. Готовий бетон вивантажується під час нахилу барабана.

Гравітаційні бетонозмішувачі можуть мати різні конструкції, такі як грушоподібний барабан, конусоподібний барабан тощо (рисунок 2.2, 2.3). У конкретному випадку розглядається гравітаційний бетонозмішувач об'ємом 500 л з грушоподібним барабаном, який експлуатується на підйомному обладнанні для завантаження та вивантаження матеріалів.

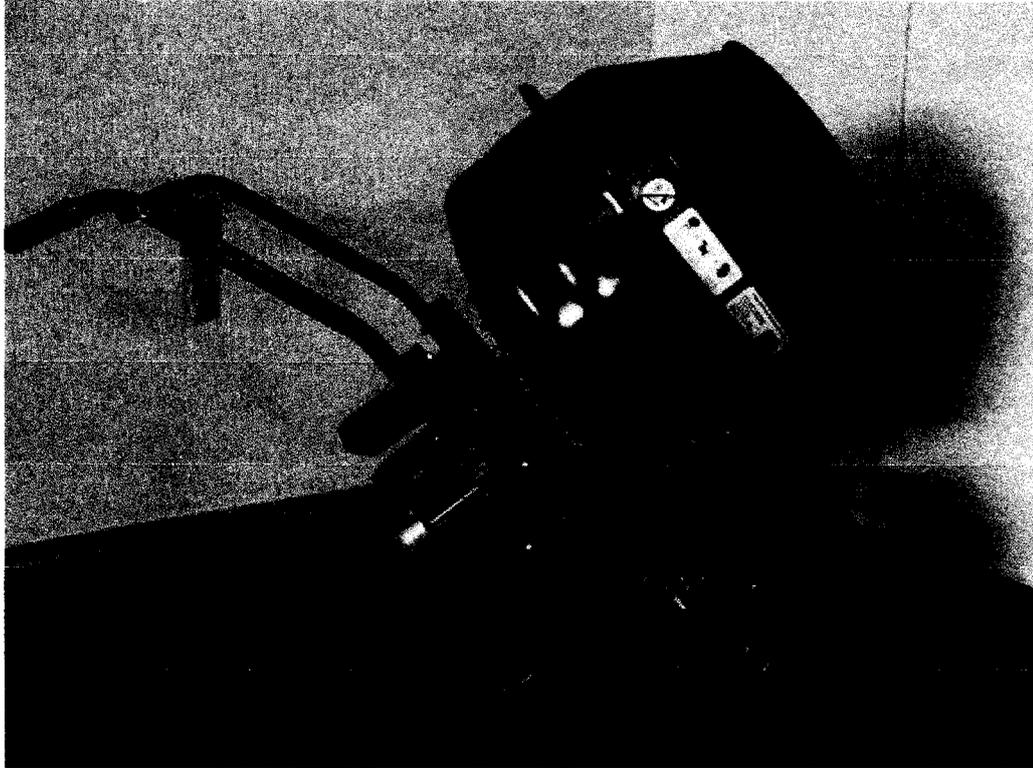


Рисунок 1.2 – Гравітаційний бетонозмішувач

Загальний принцип роботи бетонозмішувача полягає в приведенні в рух змішувального барабану через електродвигун та редуктор, що в результаті забезпечує ефективне перемішування компонентів та подальше вивантаження готової суміші. Також важливим аспектом є використання гідроприводу для забезпечення необхідного рівня автоматизації та контролю за процесом роботи бетонозмішувача.

Потужність двигуна, що приводить в рух гравітаційні

бетонозмішувачі, в основному витрачається на подолання сил тяжіння суміші під час її підйому в барабані під час обертання. Траєкторія руху суміші в барабані виявляється досить складною, оскільки одна частина суміші піднімається лопатями, тоді як інша частина піднімається під дією сил тертя.

В бетонозмішувачах з двоконусними барабанами (рисунок 1.3) кожної миті часу лопаті піднімають приблизно 20% суміші.

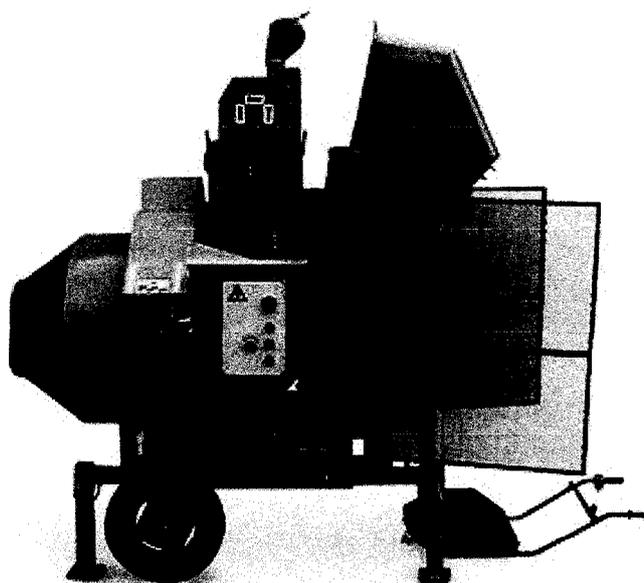
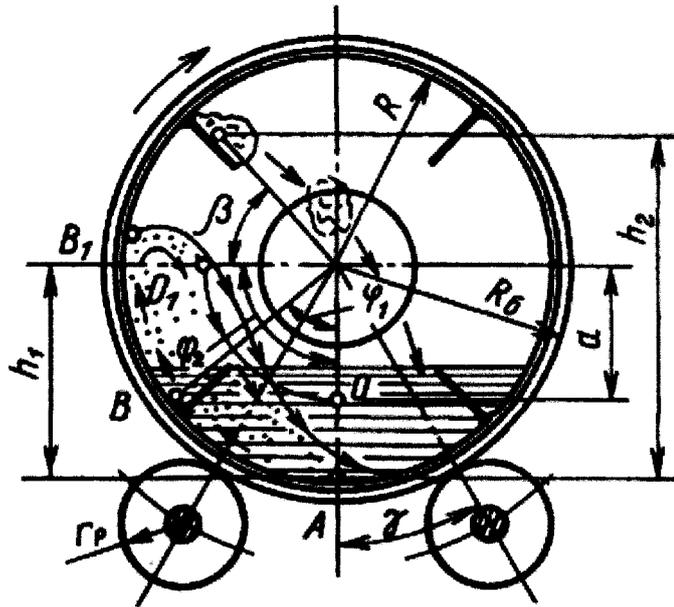


Рисунок 1.3 – Бетонозмішувач з двоконусним барабаном

Рух суміші під впливом сил тертя представляє собою більш складний процес. В даних конструкціях фактичний кут підйому φ_2 буде більшим (приблизно 80° - 90°), і частинки почнуть зісковзувати вниз по поверхні суміші.

Двигун, крім роботи з підйому суміші, витрачає енергію на подолання сил тертя в опорних частинах барабана. Нахил барабана в сучасних бетонозмішувачах контролюється пневматичним або гідравлічним циліндром. Максимальне навантаження на шток циліндра спостерігається при крайньому нижньому положенні барабана. Для ефективного та

безперешкодного завершення процесу змішування максимальний кут нахилу барабана зазвичай обирається в межах 55° - 70° . Схема до розрахунків гравітаційних змішувачів представлено на рисунку 1.4.



Рисуноу 1.4 – Схема до розрахунків гравітаційних змішувачів

1.1.2 Змішувачі примусової дії. Сучасні технології та ефективність

Циклічні бетонозмішувачі примусової дії знаходять широке використання в виробництві бетонних сумішей зі ступенем дисперсності заповнювачів, що не перевищує 70 мм, а також в будівельних розчинах та в галузях скляної та керамічної промисловостей. На сьогоднішній день особливо популярними стали змішувачі роторного типу, які функціонують з підвищеними оборотами робочих органів, особливо в ефективних процесах приготування жорстких бетонних сумішей.

На рисунку 1.5 наведено схему роторного змішувача, який виконує круговий рух лопатей. Змішувачі такого типу, що мають об'єм 100 та 360 літрів, забезпечують змішування матеріалів лопатями, розташованими в кільцевому просторі, утвореному корпусом (1) та внутрішньою оболонкою (10). Змінні лопаті (12), рухаючись в кільцевому просторі при обертанні ротора (9), забезпечують інтенсивне перемішування. Завантаження компонентів здійснюється через лійку (3), а вивантаження готової суміші - через затвор (5), керований пневмоциліндром (7).

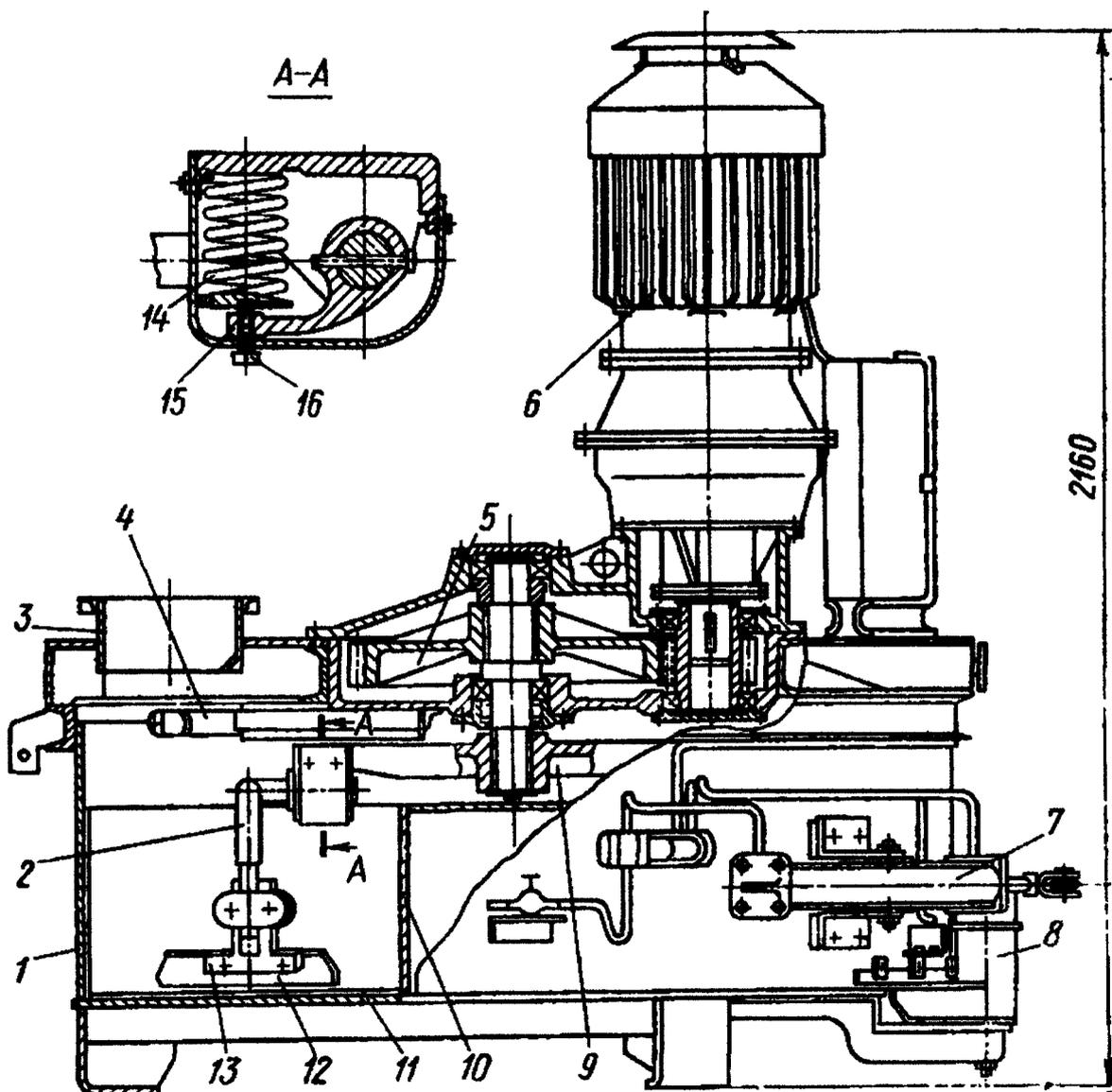


Рисунок 1.5 – Схема роторного змішувача

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

12

На рисунку 1.6 зображено так званий «вертоліт» Лопатевий апарат роторного змішувача.

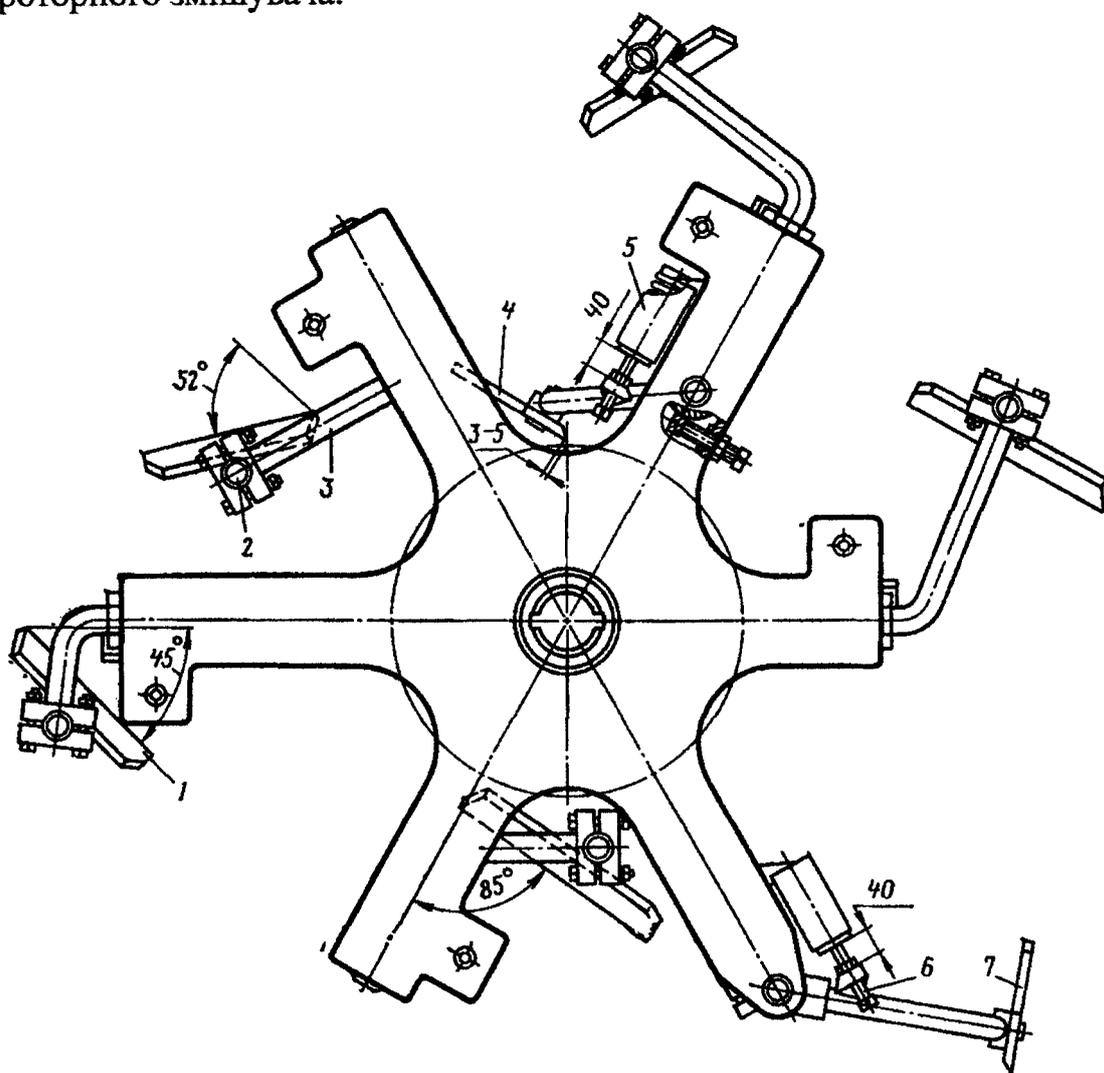


Рисунок 1.6 – Лопатевий апарат роторного змішувача

На рисунку 1.7 представлена технічна схема змішувача, в якому лопаті виконують обертання навколо своїх осей та забезпечують переносний рух по кільцевому простору змішувальної камери. Основні елементи змішувача включають раму (1), чашу (2) з футеровкою змінними листами (3), верхню обичайку (4) з завантажувальною лійкою (5) і мотор-редуктором (7).

Принциповий рух забезпечується траверсою (6), яка обертається за допомогою вихідного вала (8) редуктора, муфти (9), і зубчастого колеса (11).

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГМтаМ 601МММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

13

Центральне зубчасте колесо (11) жорстко закріплене на стійці, яка проходить усередині склянки (20). Паразитні шестерні (12) отримують обертання від траверси і передають його валу (13), на якому розміщена планшайба (15) з двоярусними лопатями (17), закріпленими на стрижнях (16).

Слід відзначити, що схема роторного змішувача представлена на рисунку 1.6. Лопаті (1) встановлені на водилах (3) та рухаються за допомогою амортизаторів (5), що регулюються гвинтами (6). Це забезпечує інтенсивну циркуляцію суміші в окружному, радіальному та вертикальному напрямках, що підсилює ефективність змішування.

Лопаті виконують рух навколо своїх власних осей та забезпечують інтенсивне перемішування суміші. До траверси також прикріплені додаткові лопаті (21, 24 і 23), які відповідають за різні етапи роботи - змішування та очищення.

Вода подається в змішувач через перфорований кільцевий трубопровід (14), а готова суміш вивантажується через отвір в днище, який закривається затвором (19), управління яким здійснюється пневмоциліндром (22).

Такий тип змішувача має обсяг 1000 літрів і використовується для ефективного перемішування бетонних сумішей.

Лопати (1) закріплені на водилах (3) та рухаються за допомогою амортизаторів (5), регульованих гвинтами (6). Додаткова лопата (7) призначена для очищення стінок корпусу, а лопата (4) - для очищення обійчайки внутрішньої склянки. Змішувальний апарат також обладнаний пристроєм, що амортизує, який запобігає поломкам лопатей при їхньому заклинюванні щебнем.

На рисунку 1.8 представлено схему горизонтального двовального змішувача безперервної дії, який застосовується для приготування бетонів та будівельних розчинів. Змішувачі цього типу зазвичай входять до складу

комплексів установок безпервної дії з продуктивністю 5, 10 і 30 м³/год

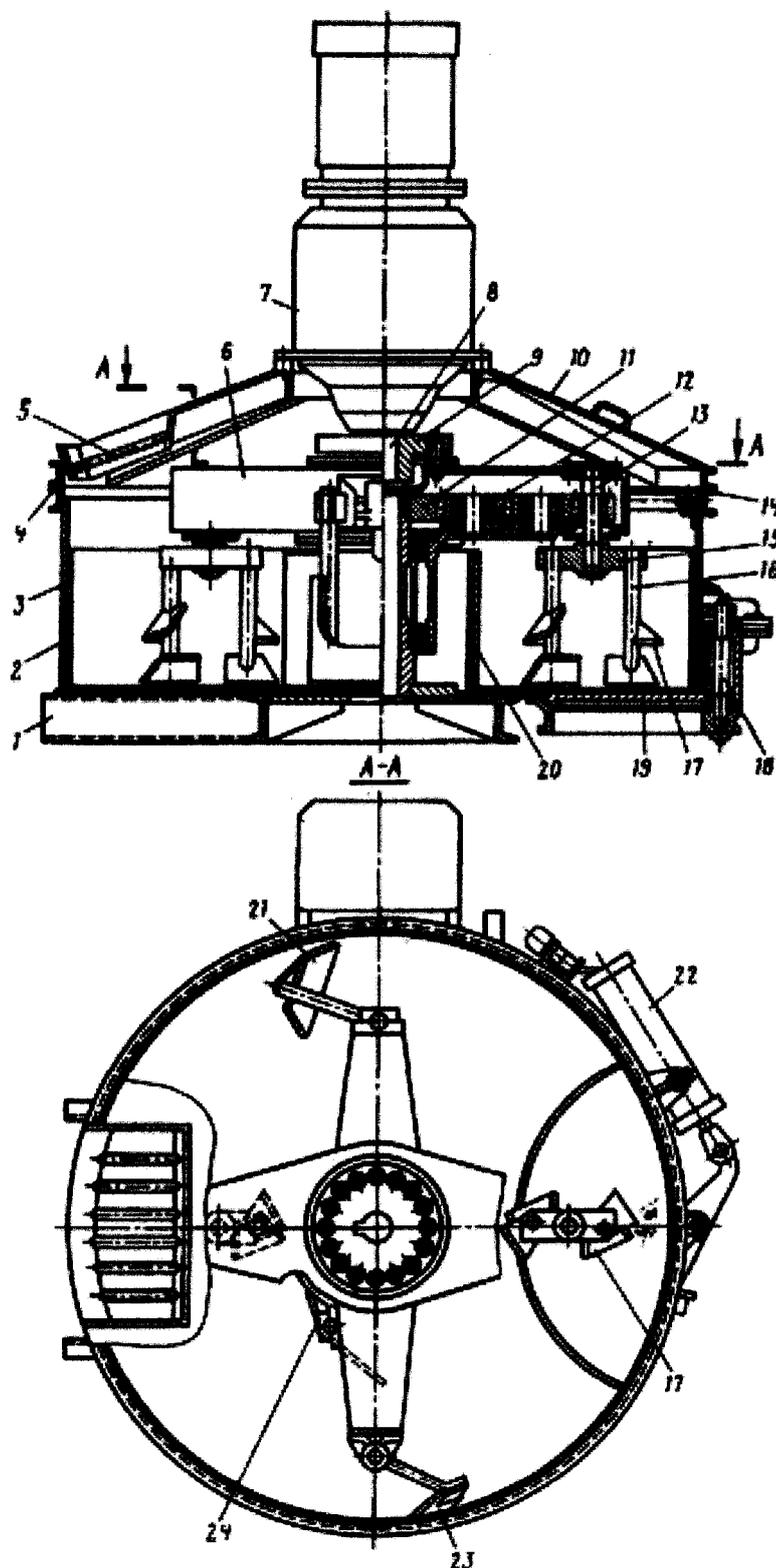


Рисунок 1.7 – Роторний змішувач з планетарним рухом лопатей

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ммММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

15

Основні елементи змішувача включають корито (8), в якому компоненти суміші подаються безперервним потоком відповідною дозаторами. У кориті обертаються два вали (6), на яких закріплені лопаті (7). Лопаті встановлені під певним кутом так, щоб суміш інтенсивно переміщалася в радіальному напрямку і поступово переміщалася до розвантажувального затвора (5).

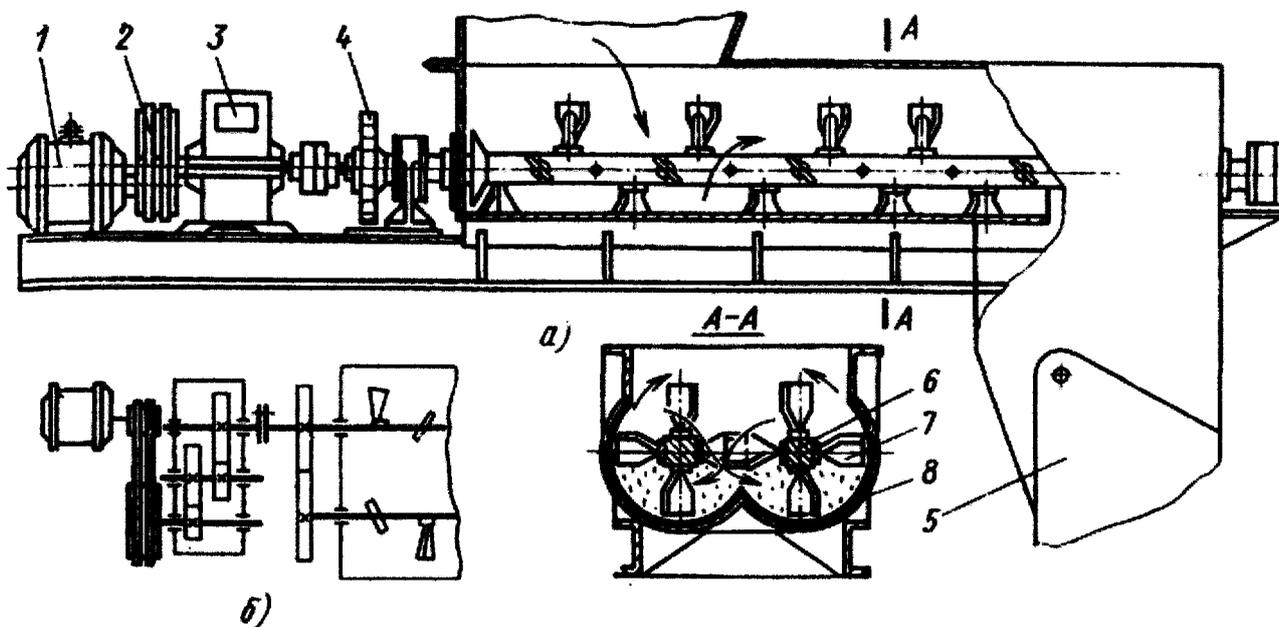


Рисунок 1.8 – Горизонтальний двовальний змішувача безперервної дії

Привід лопатевих валів здійснюється за допомогою двигуна (1), пасової передачі (2), редуктора (3) і зубчастих коліс (4). На кожному валу встановлюється 30-60 лопатей, і вони розташовані під кутом 40-45°.

Такий змішувач забезпечує ефективне змішування компонентів суміші і підходить для виробництва бетонів та розчинів на великих обсягах безперервної роботи.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

16

1.1.3 Змішувачі для приготування будівельних розчинів: Аналіз та технічний огляд

У процесі приготування будівельних розчинів використовуються змішувачі з примусовим перемішуванням, які можуть бути циклічної або безперервної дії. На сучасних промислових підприємствах доступні розчинозмішувачі різного об'єму готового розчину, такі як 60, 100, 250 і 800 літрів.

Змішувач об'ємом 325 л (рисунок 1.9) представляє собою коритоподібний барабан, який закріплений на рамі. Процес перемішування компонентів забезпечується двома гвинтовими лопатями, що розташовані на валу та приводяться в рух двигуном через передачу. Для запобігання розбризкуванню суміші барабан оснащений кришкою. Готовий розчин вивантажується через затвор за допомогою пневмоциліндра.

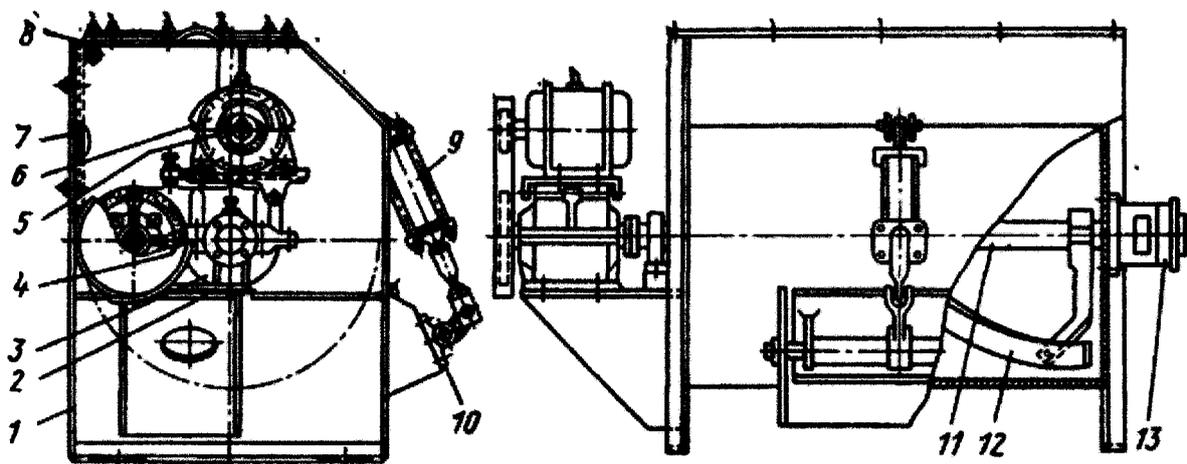


Рисунок 1.9 – Розчинозмішувач з горизонтальним валом

Сучасні тенденції використання змішувачів для приготування будівельних розчинів включають в себе більш ефективні роторні та турбулентні змішувачі. Роторний розчинозмішувач об'ємом 800 л (рисунок 1.10) складається з нерухомого циліндричного корпусу, закритого швидкознімною кришкою.

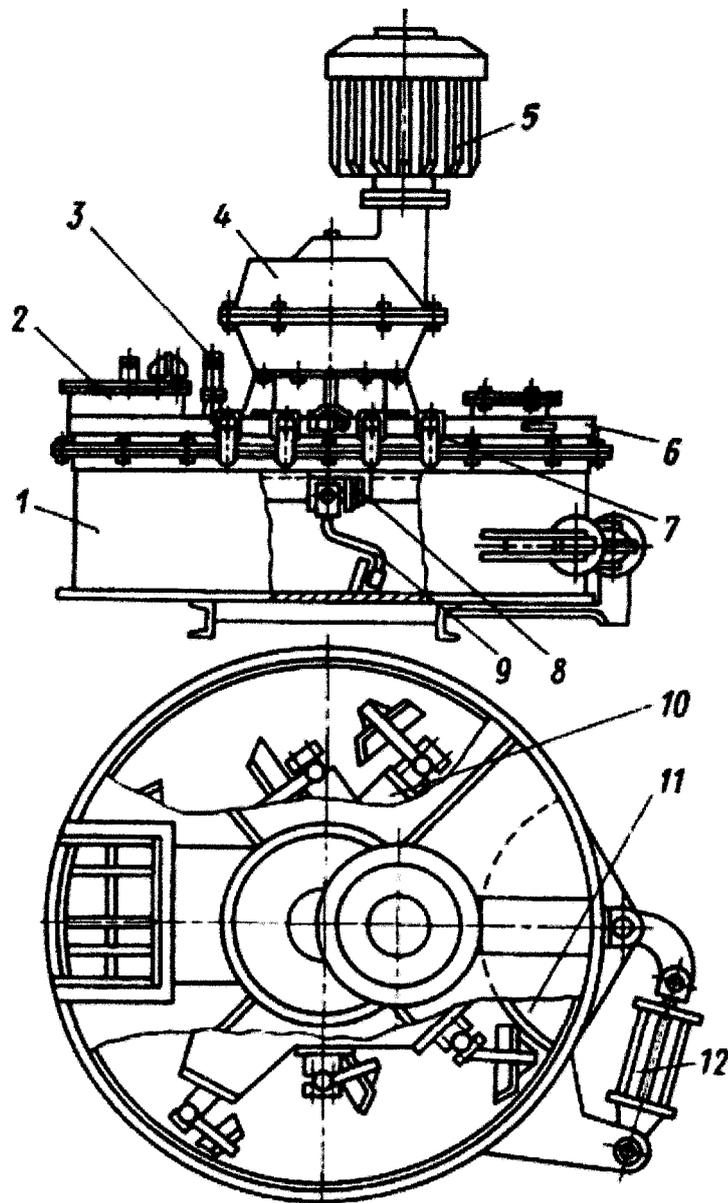


Рисунок 1.10 – Роторний розчинозмішувач

1.2 Конструкція лопаток та вплив кута нахилу на їх продуктивність

Ефективність конструкцій змішувачів наведених вище забезпечує правильно підібрана конструкція та кут встановлення лопаток.

Лопатевий апарат роторних та планетарних змішувачів має різні

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ммММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

18

конструкції виконання.

На рисунку 1.11 та 1.12 зображено лопатевий апарат змішувачів який складається з лопаток які встановлені по радіусу змішувача. Данна конструкція дозволяє відкидати розчин від внутрішнього радіуса та від зовнішнього за допомогою встановлених вертикальних лопаток. Для ефективного перемішування використовуються лопатки в центральній частині корпусу чаші змішувача, вони направлені таким чином щоб розчин підіймався з нижньої частини доверху та перемішувався. Недоліком такої конструкції є те, що утворюються зони поганого перемішування.

На рисунку 1.11 – 1.6 зображено різні конструкції лопаток змішувачів.

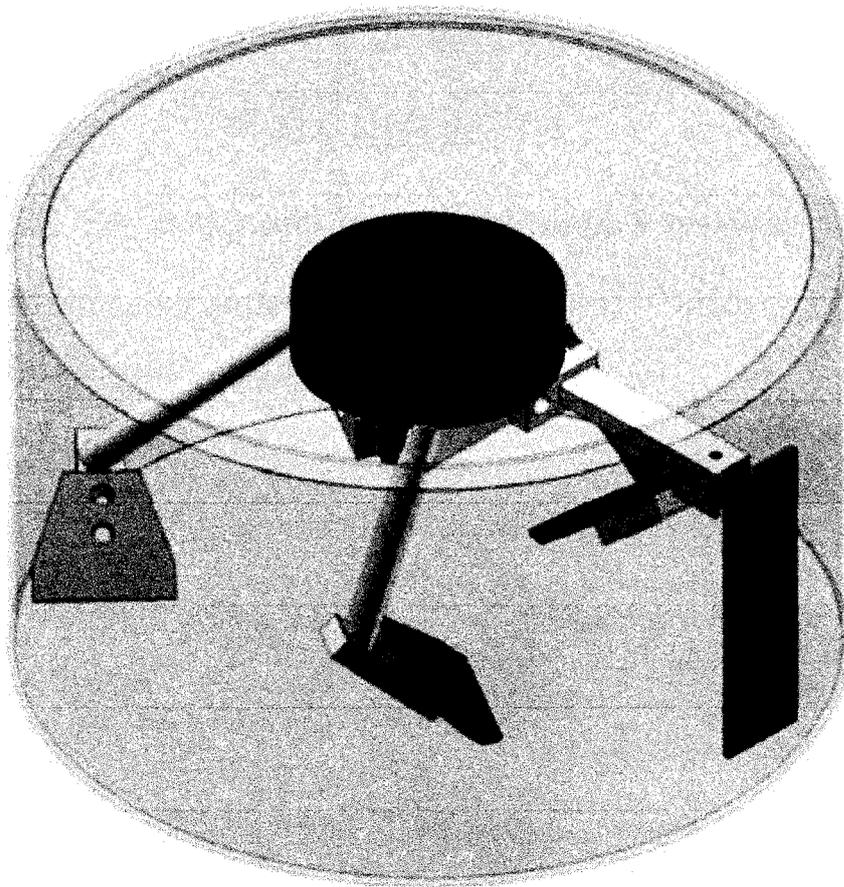


Рисунок 1.11 – Лопатевий апарат змішувачів 5 точковий

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

19

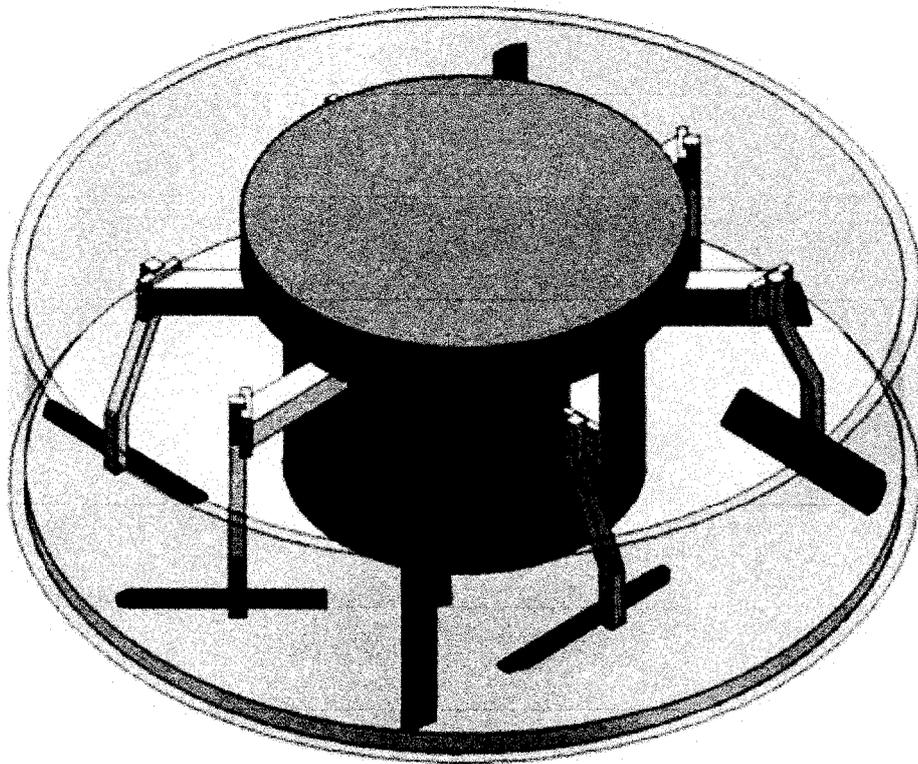


Рисунок 1.12 – Лопатевий апарат змішувачів 8 точковий

Спосіб кріплення лопаток до обертового вала відбувається за рахунок болтових з'єднань (рисунок 1.13, 1.14)



Рисунок 1.13 – Кріплення лопаток

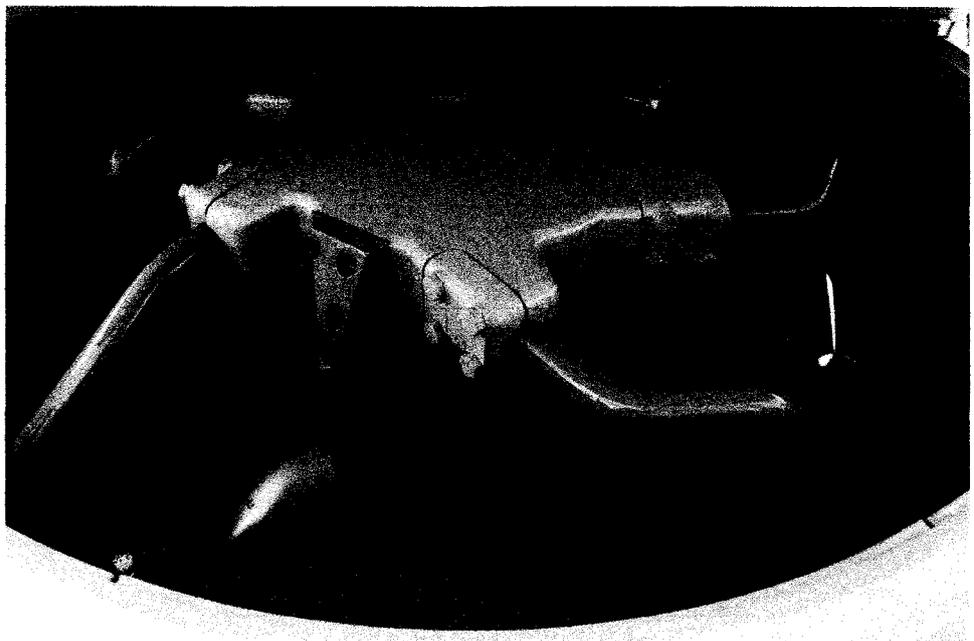


Рисунок 1.14 – Кріплення лопаток

Змішувача примусової дії фірми Liebherr обладнанні одним або двома блоками обертових вертикальних лопаток які додатково руйнують грудки розчину та прискорюють час приготування.

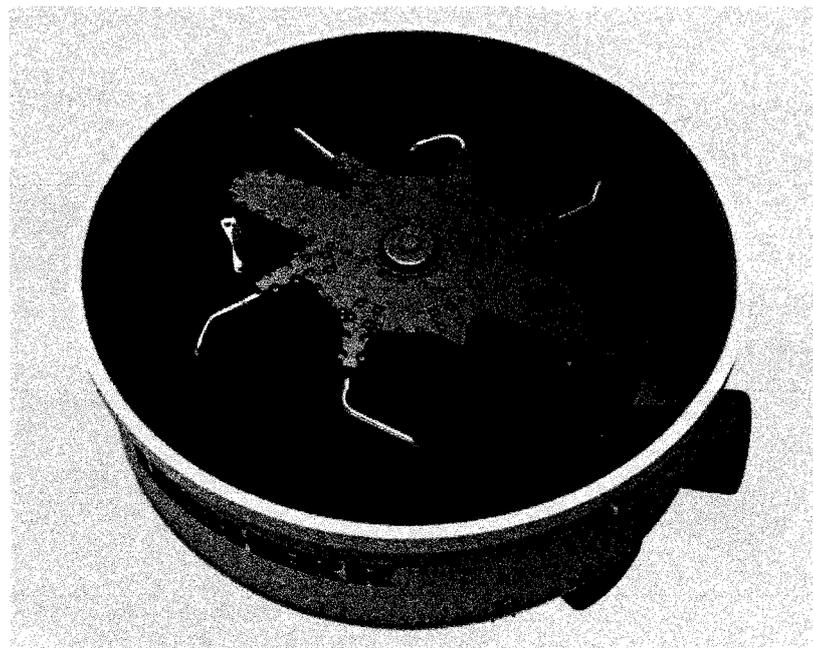


Рисунок 1.15 – Змішувача примусової дії Liebherr з обертовими лопатками

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

21

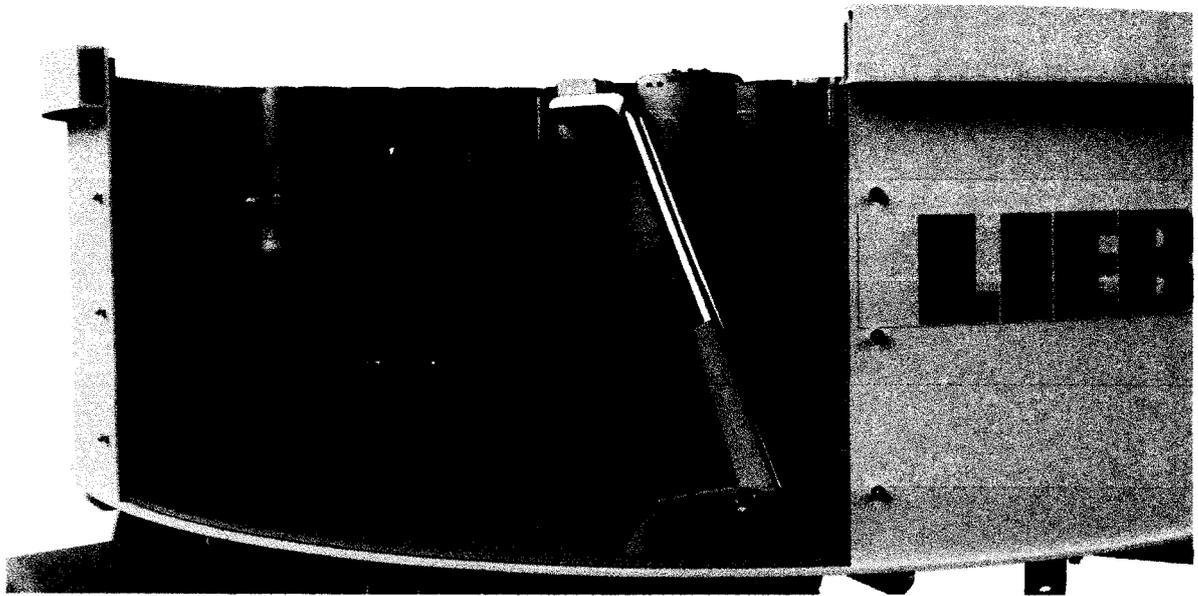


Рисунок 1.16 – Змішувача примусової дії Liebherr з обертовими лопатками

Конструкція планетарних міксерів Simem Xentrix має нецентральне розташування основних змішувальних важелів (рисунок 1.17)

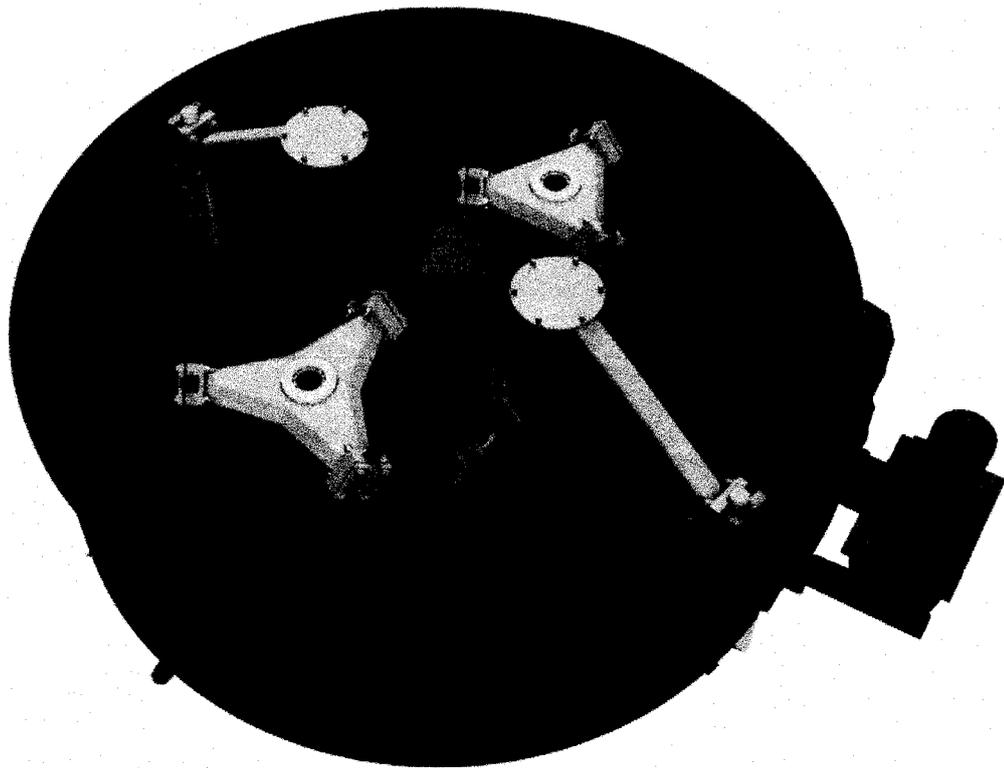


Рисунок 1.17 – Планетарний міксер Simem Xentrix

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

22

На прикладі робочих органів змішувача примусової дії зображеного на рисунку 1.18. можна зробити висновок, що всі конструкції мають можливість регулювання кута нахилу атаки по відношенню до бетону.

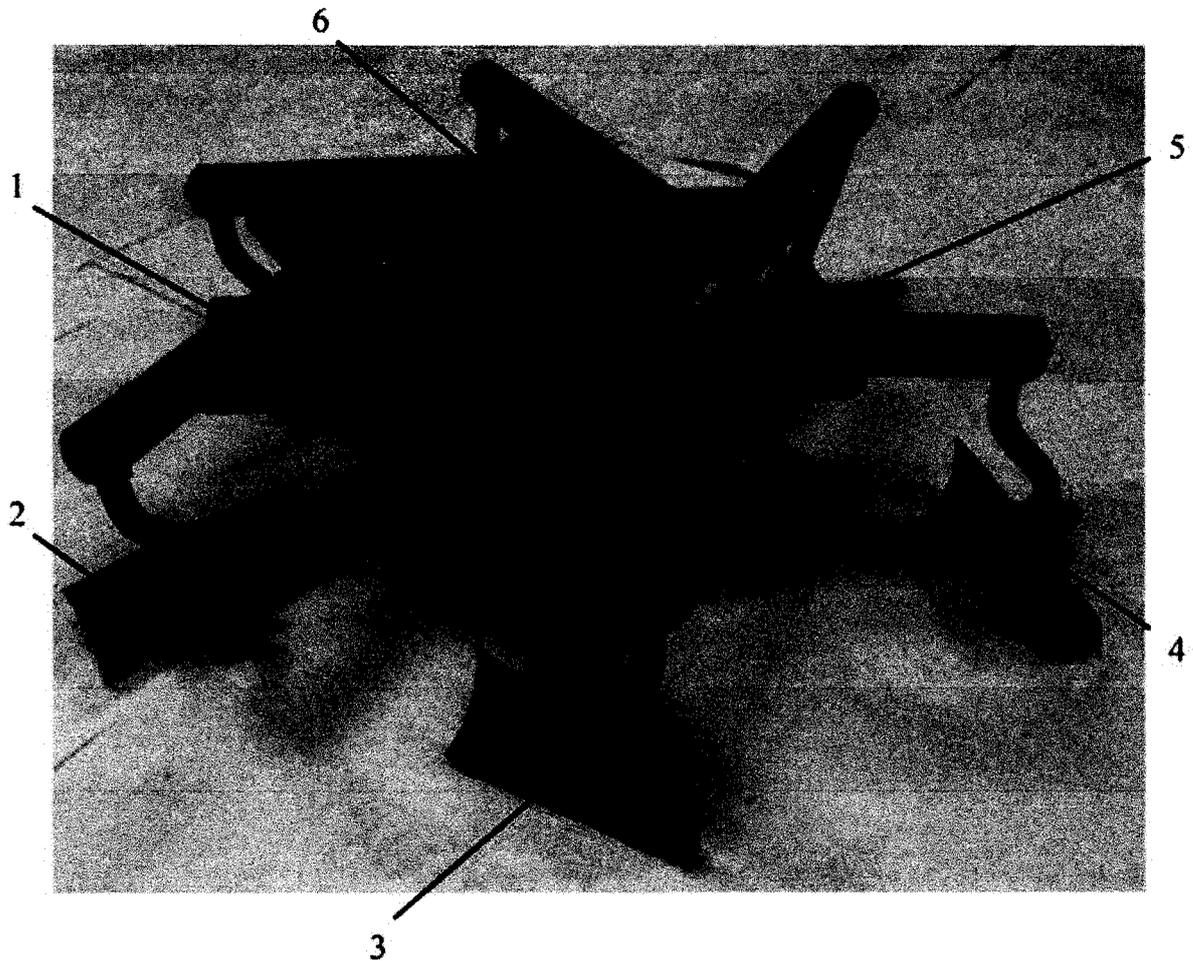


Рисунок 1.18 – Робочі органи змішувача примусової

На рисунку 1.19 зображено кронштейн кріплення лопаті гелікоїдного типу. Дана конструкція дозволяє регулювати кут атаки та змінювати самі лопаті 1.20.

В результаті повороту ротора лопаті з номерами 1-3 (рис. 1.18) здійснюють переміщення суміші по криволінійній поверхні від периферії до центру циліндричної суміші чаші змішувача.

Лопаті з номерами 4-6 здійснюють переміщення суміші по гелікоїдній поверхні в напрямку від центру чаші до її периферії.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

23

Форма лопатей, а також спосіб їх установки дозволить задати матеріал, завантаженому в змішувач, траєкторію руху одночасно у вертикальній і горизонтальній площинах, щоб забезпечити більшу інтенсивність процесу змішування, підвищити якість готової суміші і скоротити час, що затрачується на змішування.

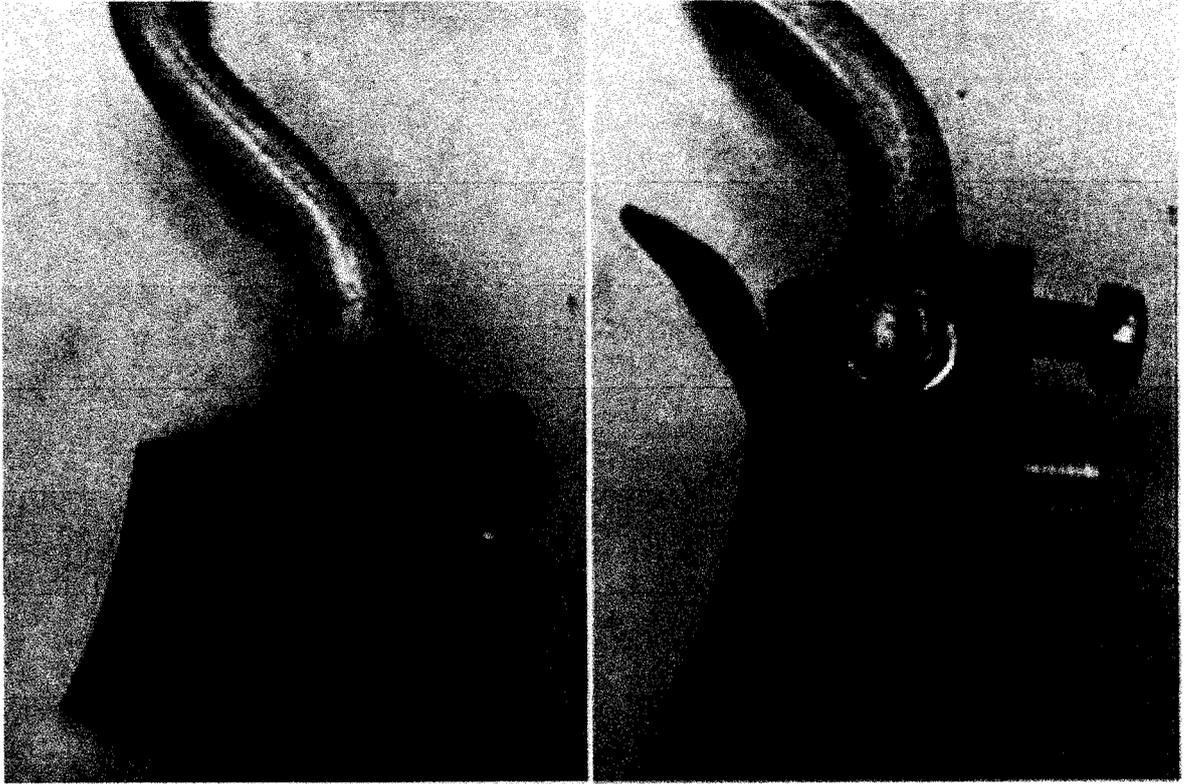


Рисунок 1.19 – Кронштейн кріплення лопаті гелікоїдного типу

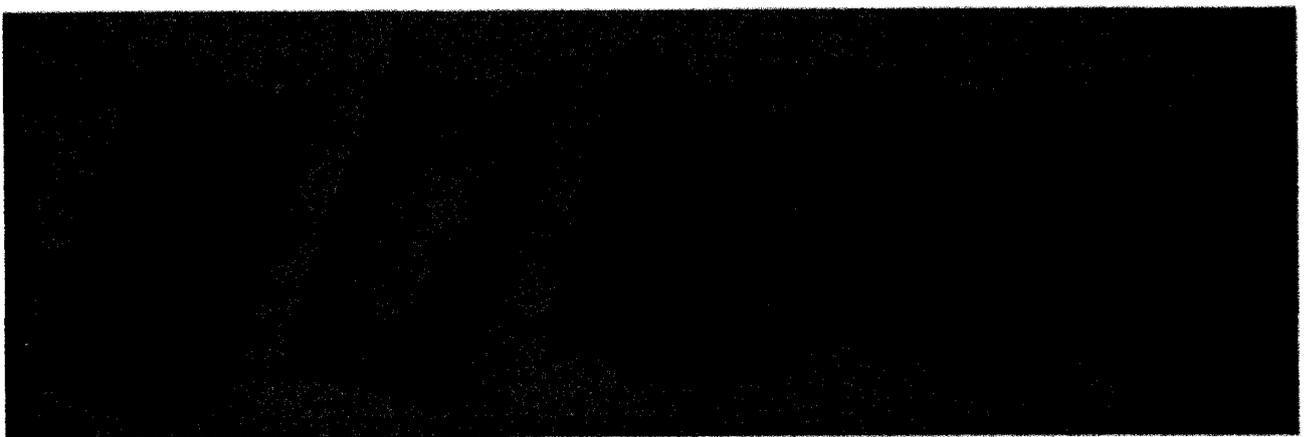


Рисунок 1.20 –Лопаті гелікоїдного типу

В роботі [6] є рекомендації стосовно розміщення лопатей змішувачів відносно різних конструктивних виконань.

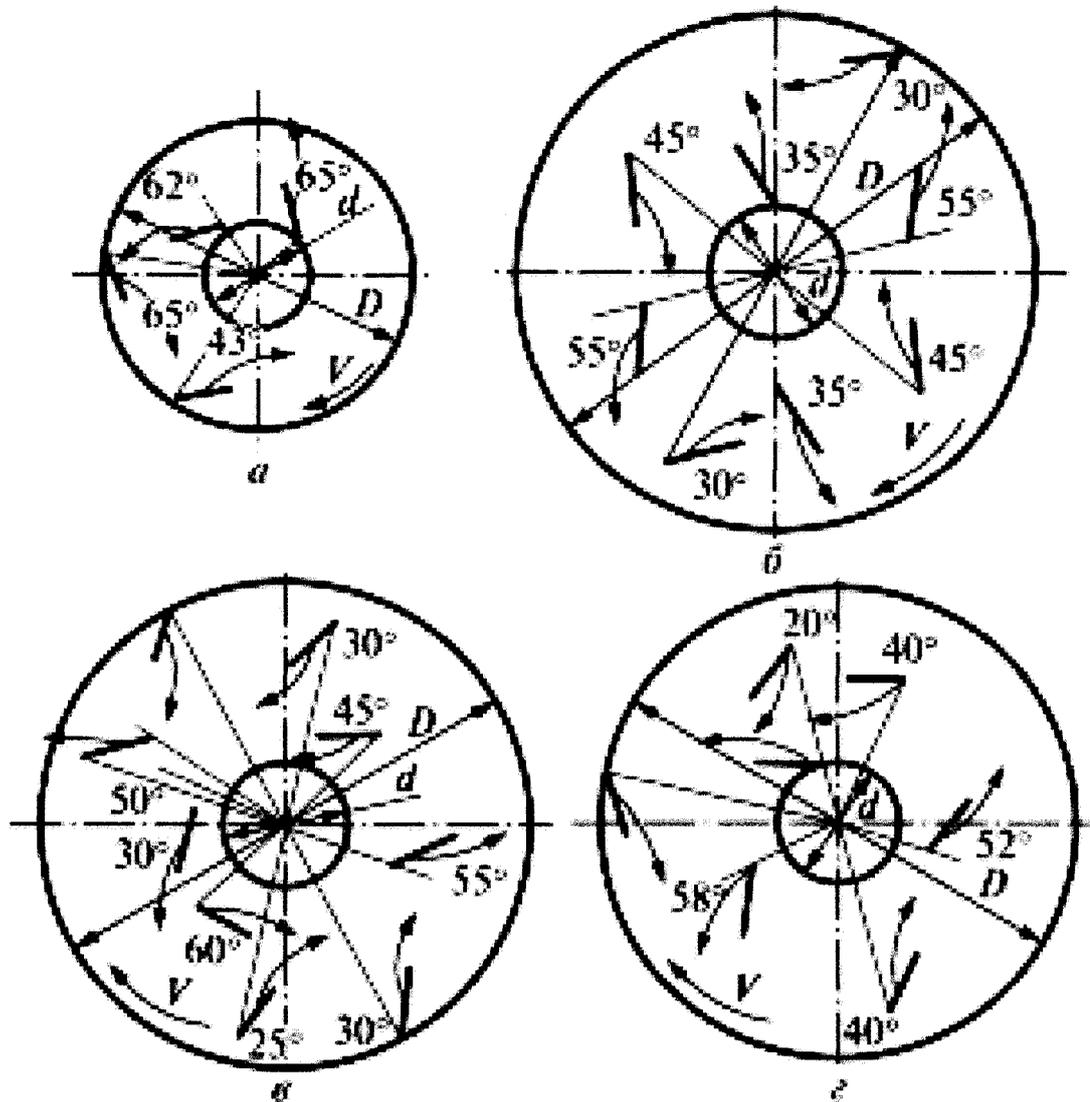


Рисунок 1.21 – Рекомендації стосовно розміщення лопатей змішувачів

2. Розрахунок основних параметрів бетонозмішувача

Основні параметри проектуемого бетонозмішувача:

- об'єм готового замісу V_{23} становить 250 літрів;
- маса змішувального барабана примусового типу M_6 – 500 кг.

Загальний вигляд проектуемого змішувача зображено на рисунку 2.1

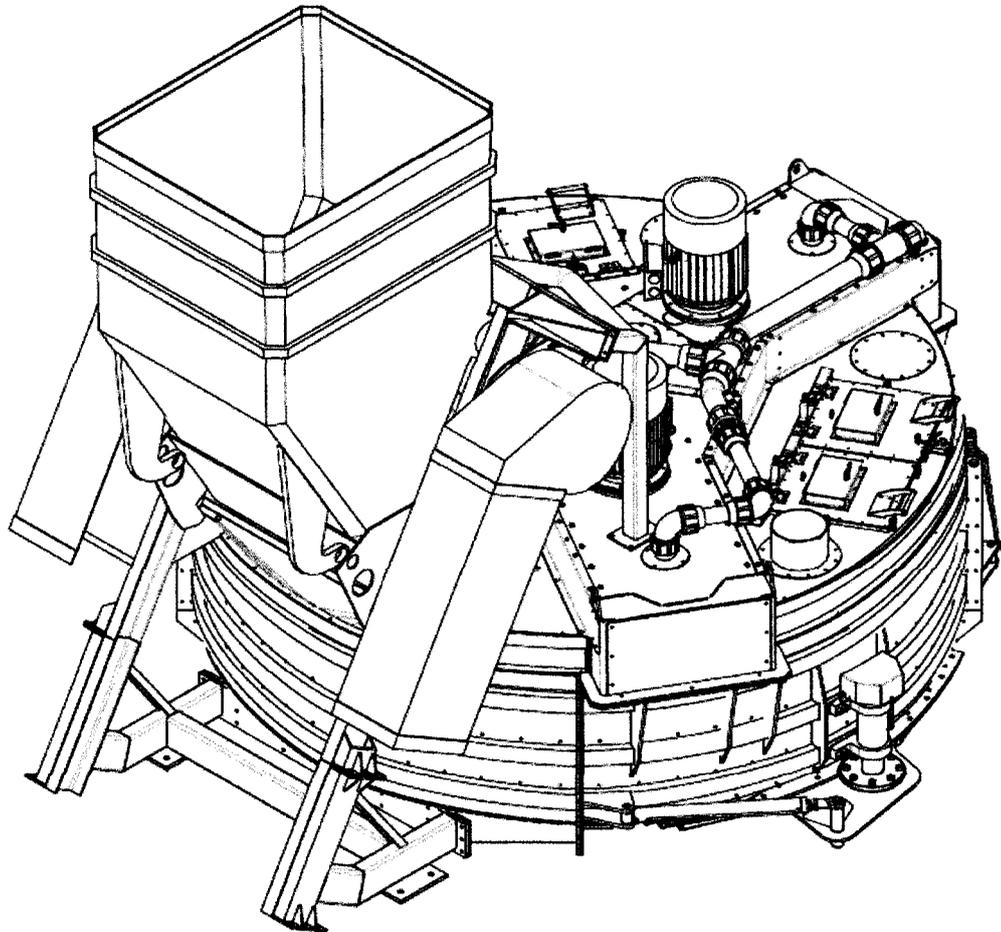


Рисунок 2.1 – Змішувач примусової дії

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ							
Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Розрахунок основних параметрів бетонозмішувача	Лім.	Лист	Листів
роб.	Рябуха	<i>[Signature]</i>	25.12		Н	27	
рев.	Нестеренко	<i>[Signature]</i>	25.12		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
зник							
монтр.	Васильєв	<i>[Signature]</i>	16.12				
зв.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	19.01				

2.1. Визначення основних параметрів барабана змішувача примусового типу

2.1.1. Визначення геометричних параметрів барабана

Основними геометричними параметрами барабана є

– діаметр барабана D_6 , м;

– довжина циліндричної частини барабана змішувача примусового типу L , м;

– довжини конічних частин змішувального барабана H_1 і H_2 , м;

Геометричний об'єм барабана змішувача примусового типу V , л., становить

$$V_{23} = 0,66 \cdot V, \quad (2.1)$$

звідки

$$V = \frac{V_{23}}{0,66} = \frac{250}{0,66} = 378,78 \quad (2.2)$$

Діаметр барабана визначається визначаємо за формулою:

$$D_6 = (1,6...1,75) \cdot \sqrt[3]{V_{23}}, \quad (2.3)$$

де V_{23} – об'єм готового замісу розчину в барабані, м³.

$$D_6 = (1,6...1,75) \cdot \sqrt[3]{0,378} = 1,5 \quad (2.4)$$

Довжина циліндричної частини барабана змішувача примусового типу

$$L = (0,2...0,3) \cdot D_6 = (0,2...0,3) \cdot 1,5 = 0,3 \quad (2.5)$$

Об'єм і розмір конічних частин змішувального барабана змішувача примусового типу

$$V_k = V - \frac{\pi \cdot D_6^2 \cdot L}{4}, \quad (2.6)$$

Звідки

$$V_b = 0,378 - \frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} \cdot 0,3 = 0,0387 \quad (2.7)$$

Довжини конічних частин змішувального барабана змішувача примусового типу

$$H_1 + H_2 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{V_k}{\left(\frac{D_6}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_6}{4}\right)^2 + \frac{D_6}{2} \cdot \frac{D_6}{4}}, \quad (2.8)$$

де $\frac{D^2}{2}, \frac{D^2}{2}$ – визначають діаметри торців барабана які наприймають участь в змішуванні .

$$H_1 + H_2 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{0,0387}{\left(\frac{1,2}{2}\right)^2 + \left(\frac{1,2}{4}\right)^2 + \frac{1,2}{2} + \frac{1,2}{4}} = 0,825 \quad (2.9)$$

Ураховуючи те, що $H_1 = (1,8...2.5) \cdot H_2$, приймаємо $H_2 = 0,325$ м, а $H_1 = 0,5$ м.

2.1.2. Визначення кутової швидкості та частоти обертання барабана змішувача примусового типу

Кутова швидкість обертання барабана змішувача примусового типу визначається за умови забезпечення інтенсивного перемішування, яке описується формулою

$$\omega = \frac{2,4}{\sqrt{D_6}} = \frac{2,4}{\sqrt{1,2}} = 2,2 \quad (2.10)$$

При цьому частота обертання барабана змішувача примусового типу складе, об/хв

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 2,2}{\pi} = 21 \quad (2.11)$$

2.2. Розрахунок установчої потужності приводного електродвигуна змішувача примусового типу

Сумарна потужність необхідна для роботи змішувача складає

$$N_y = \frac{N_n + N_m}{\eta_m} \quad (2.12)$$

де η_m – ККД приводу обертання змішувального барабана змішувача примусового типу, приймаємо $\eta_m = 0,8$.

N_m – потужність на подолання опору тертя;

N_n – потужність на перемішування розчину;

Потужність змішувача примусового типу N_p , кВт, яка споживається на перемішування становить

$$N_n = 2,2 \cdot G_{cm} \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-3} \quad (2.13)$$

де G_{cm} – вага компонентів суміші, Н

$$G_{cm} = \frac{V_{z3}}{1000} \cdot \rho \cdot g, \quad (2.14)$$

де ρ – густина розчину 2400 кг/м³;

g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,81$ м/с².

Тоді

$$G_{cm} = \frac{330}{1000} \cdot 2400 \cdot 9,81 = 7769,52 \quad (2.15)$$

$$N_n = 2,2 \cdot 7769,52 \cdot \frac{1,2}{2} \cdot \frac{21}{60} \cdot 10^{-3} = 3,59 \quad (2.16)$$

Потужність, на подолання опору сил тертя змішувача примусового типу становить

$$N_m = (G_{cm} + M_b \cdot g) \cdot \mu \cdot r_0 \cdot \omega \cdot 10^{-3} \quad (2.17)$$

де $\mu = 0,005 \dots 0,006$ – коефіцієнт тертя кочення;

r_0 – радіус цапфи ведучого валу, м;

ω – кутова швидкість ведучого валу змішувача, рад/с.

Тоді для змішувача примусового типу потужність на подання сил тертя

$$N_m = (7769,52 + 500 \cdot 9,81) \cdot 0,005 \cdot 0,04 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} = 0,0055 \quad (2.18)$$

Звідси, підставляючи в формулу (2.12) одержані значення N_n і N_m отримаємо значення сумарної потужності необхідної для роботи змішувача примусового типу

$$N_y = \frac{3,59 + 0,0055}{0,8} = 4,49 \quad (2.19)$$

Електродвигун асинхронний серії 4А у закритому виконанні типу 4А132М8У3 потужністю 5,5 кВт, із частотою обертання валу ротора 720 хв^{-1} .

$$\frac{5,5 - 4,49}{5,5} \cdot 100\% = 18\% \quad (2.20)$$

Запас потужності більше 10 % забезпечить надійну роботу.

2.3 Розрахунок редуктора привода змішувача примусового типу

Загальне передаточне число привода змішувача примусового типу

$$u = \frac{n_{\text{де}}}{n_6}, \quad (2.21)$$

де n_6 – частота обертання валу змішувача примусового типу

$n_{\text{де}}$ – частота обертання валу двигуна змішувача

Тоді

$$u = \frac{720}{21} = 34,2 \quad (2.22)$$

Призначаємо передаточні числа для кожної передачі редуктора змішувача примусового типу

– для конічної: $U_{\text{кон}} = 2$;

– для тихоходної:

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

$$U_m = 0,95 \cdot \sqrt{\frac{U_{заг}}{U_{кон}}} = 0,95 \cdot \sqrt{\frac{34,2}{2}} = 3,92 \quad (2.23)$$

– для швидкісної передачі:

$$U_{шв} = \frac{U_{заг}}{U_{кон} \cdot U_m} = \frac{34,2}{2 \cdot 3,92} = 4,36 \quad (2.24)$$

Після розбивки передаточного відношення за ступенями визначаємо визначаємо окремо по ступенях для кожного вала приводу змішувача примусового типу:

– потужність P (Вт):

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_i; \quad (2.25)$$

– частоту обертання n (об/хв.):

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{u_i} \quad (2.26)$$

– кутову швидкість ω (рад/с):

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \quad (2.27)$$

– обертовий момент T (Н·м):

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} \quad (2.28)$$

Отримані дані записуємо в таблицю 2.1

Таблиця 2.1. – Результати енергокінематичного розрахунку привода змішувача примусового типу

Вал	1	2	3	4	5
Тип передачі	Конічна	зубчаста швидкох.	зубчаста тихохід.	Шпонкове з'єднання	
Передаточне число	2	4,36	3,92	1	
Потужність N , Вт	4490	4355	4185	4000	3920
Частота обертання n , об/хв.	720	360	82,56	21	21
Кутова швидкість ω , рад/с	75,36	37,68	8,64	2,198	2,198
Обертний момент T , Н·м	59,58	115,578	484,375	1819,83	1783,44

2.4. Розрахунок зубчастої передачі третьої ступені редуктора змішувача примусового типу

2.4.1. Вибір марки матеріалу зубчастих коліс

Для виготовлення шестерні і колеса вибираємо леговану сталь 40Х із термообробкою – поліпшення.

Вибираємо: для шестерні твердість поверхні зубців $H_1=40...53$ HRC (найбільш ймовірна твердість $H_1=46$ HRC), $\sigma_{B1} = 900$ МПа, $\sigma_{T1} = 750$ МПа при діаметрі заготовки до 125 мм; для колеса твердість поверхні зубців $H_2=279...302$ НВ (найбільш ймовірна твердість $H_2=290$ НВ), $\sigma_{B1} = 790$ МПа, $\sigma_{T1} = 640$ МПа при діаметрі заготовки до 280 мм.

2.4.2. Обчислюємо допустимі контактні напруження зубчастих пар

Обчислюємо припустимі контактні напруги окремо для шестерні $[\sigma_{H1}]$ і колеса $[\sigma_{H2}]$ МПа по формулі:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim b} \cdot \frac{K_{HL} \cdot Z_R}{S_H} \quad (2.29)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості поверхонь зубців відповідній базі випробувань N_{HO} , МПа:

$$\sigma_{H \lim b1} = 18 \cdot HRC + 150 = 18 \cdot 46 + 150 = 978 \quad (2.30)$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 290 + 70 = 650 \quad (2.31)$$

S_H – коефіцієнт безпеки, з [7, с. 8] для коліс з однородною структурою

$$S_H = 1,1;$$

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь зубців (беруть загальним для пари коліс), при $R_a = 1,25 \dots 0,63$ – $Z_R = 1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при тривалій експлуатації редуктора, приймають $K_{HL} = 1$.

Тобто

$$[\sigma_{H1}] = 978 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1,1} = 889 \quad (2.32)$$

$$[\sigma_{H2}] = 650 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1,1} = 591 \quad (2.33)$$

Для прямозубих передач за розрахункову припустиму напругу $[\sigma_{OH}]$ беруть менше з двох значень $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$. Тому приймаємо $[\sigma_{OH}] = [\sigma_{H2}] = 591$ МПа.

2.4.3. Обчислення допустимих напружень на згин зубців коліс та шестерень

Обчислюємо припустимі напруги на вигин. Припустима напруга

визначається окремо для зубців шестерні $[\sigma_{F1}]$ і зубців колеса $[\sigma_{F2}]$, МПа, по формулі:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim b} \cdot \frac{K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F} \quad (2.34)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості зубів при вигині,

$$\sigma_{F \lim b1} = 600 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,8 \cdot 290 = 522 \text{ МПа};$$

K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці при односторонньому прикладанні навантаження (нереверсивна передача) $K_{FC} = 1,0$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при числі циклів навантаження більше базового $K_{FL} = 1$;

S_F – коефіцієнт безпеки при ймовірності не руйнування зубів $0,9 \cdot S_F = 1,75$.

Тобто

$$[\sigma_{F1}] = 600 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1,75} = 343 \quad (2.35)$$

$$[\sigma_{F2}] = 522 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1,75} = 298 \quad (2.36)$$

2.4.4. Визначення потрібної міжосьової відстані між зубчастими парами

Обчислюємо необхідну міжосьову відстань між колесами A_w , мм:

$$A_{w \min} = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{Hb}}{u \cdot K_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (2.37)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, що враховує параметри передачі, що не можуть бути заздалегідь і точно визначені для прямозубих передач

$$K_a = 495;$$

u – передаточне число передачі; $u = 3,92$;

T_1 – момент на ведучому валу; $T_1 = 484,375$ Н·м;

K_{ba} – коефіцієнт ширини вінця приймаємо $K_{ba} = 0,315$;

K_{Hb} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатих вінців, з огляду на те, що

$$K_{bd} = 0,5 \cdot K_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (3,92 + 1) = 0,615 \quad (2.38)$$

Тоді – $K_{Hb} = 1,32$.

$$\text{Звідси } A_{w\min} = 495 \cdot (3,92 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{446,1 \cdot 1,32}{3,92 \cdot 0,315 \cdot 591^2}} = 180,12 \quad (2.39)$$

Приймаємо $A_{w\min} = 180$ мм.

Вибираємо модуль зубцюватих коліс $m = 3$ мм.

Обчислюємо сумарне число зубів передачі

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot A_w}{m} = \frac{2 \cdot 180}{3} = 120 \quad (2.40)$$

Обчислюємо значення Z_1 і Z_2 :

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u + 1)} = \frac{120}{3,92 + 1} = 24 \quad (2.41);$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 120 - 24 = 96 \quad (2.42).$$

Знаходимо ділильні діаметри d , діаметри вершин зубців d_a і западин d_f шестерні і колеса:

$$d = m \cdot Z;$$

$$d_a = d + 2 \cdot (1 + x) \cdot m; \quad (2.43)$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot (1 - x) \cdot m, \quad (2.44)$$

де x – коефіцієнт зміщення, $x=0$;

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m; \quad (2.45)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m; \quad (2.46)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot (1,25 - x) \cdot m; \quad (2.47)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot (1,25 - x) \cdot m. \quad (2.48)$$

Звідси

$$d_1 = 3 \cdot 24 = 72 \quad (2.49)$$

$$d_2 = 3 \cdot 96 = 288 \quad (2.50)$$

$$d_{a1} = 72 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3 = 78 \quad (2.51)$$

$$d_{a2} = 288 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3 = 294 \quad (2.52)$$

$$d_{f1} = 72 - 2,5 \cdot (1,25 - 0) \cdot 3 = 62,6 \quad (2.53)$$

$$d_{f2} = 288 - 2,5 \cdot (1,25 - 0) \cdot 3 = 278,6 \quad (2.54)$$

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$A_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72 + 288}{2} = 180 \quad (2.55)$$

Визначаємо ширину вінця зубчатих коліс

$$b_2 = K_{ba} \cdot A_w = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \quad (2.56)$$

$$b_1 = b_2 \cdot 1,12 = 56,7 \cdot 1,12 = 63,504 \quad (2.57)$$

Визначаємо окружну швидкість (м/с) і призначаємо ступінь точності передачі

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 82,56 \cdot 0,072}{60} = 0,31 \quad (2.58)$$

де n_1 – обертів/хв., d_1 – м.

Вибираємо 8-у ступень точності ($n_{cm} = 8$) для всіх показників точності

зубчатих коліс і передачі.

Обчислюємо сили, що діють у зачепленні (Н):

— окружна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 484,375}{0,072} = 13239 \quad (2.59)$$

— радіальна сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{13239 \cdot 0,364}{1} = 4700 \quad (2.60)$$

2.4.5. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому

Розрахункова контактна напруга:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{b_2 \cdot d_1 \cdot u}} \quad (2.61)$$

де $F_t = 13239$ Н; $b_2 = 57$ мм; $d_1 = 72$ мм;

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс приймаємо $Z_M = 275$ МПа);

$Z_H = 1,77$ – коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, залежить від значення коефіцієнта осьового перекриття – E_b , котрий визначається за формулою

$$E_b = \frac{b_2}{\pi \cdot m} = \frac{57}{3,14 \cdot 3} = 6,05, \quad (2.62)$$

а тоді Z_e визначається за формулою

$$Z_e = \sqrt{\frac{(4 - E_a)}{3}}, \quad (2.63)$$

де E_a – коефіцієнт торцевого перекриття:

$$E_a = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{96} \right) = 1,71 \quad (2.64)$$

тоді

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - 1,71}{3}} = 0,873 \quad (2.65)$$

K_{Ha} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, за вибираємо $K_{Ha} = 1$;

K_{Hb} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зуба, за вибираємо $K_{Hb} = 1$; $K_{Hb} = 1,32$;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження вибираємо $K_{HV} = 1,11$.

Звідси МПа:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,873 \cdot \sqrt{13239 \cdot 1 \cdot 1,32 \cdot 1,11 \cdot \frac{3,92 + 1}{56 \cdot 72 \cdot 3,92}} = 611 \quad (2.66)$$

Допускається розрахункова контактна напруга в межах

$$1,05 \cdot [\sigma_H] \geq \sigma_H \geq 0,9 \cdot [\sigma_H]. \quad (2.67)$$

Тобто

$$1,05 \cdot 591 \geq 611 \geq 0,9 \cdot 591$$

$620,55 \geq 611 \geq 531,9$ – вимога виконується.

2.4.6. Розрахунок зубців на втому і міцність при згині

Розрахункова напруга згину в зубцях шестерні і колеса визначається за формулою

$$\sigma_f = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{fa} \cdot K_{fb} \cdot K_{fv}, \quad (2.68)$$

де $F_t = 13239$ Н; $b_2 = 57$ мм;

Y_f – коефіцієнт форми зубців, обирається і залежить від кількості зубців

Z_v шестерні і колеса;

$$Z_{v1} = Z_1 = 24 \Rightarrow Y_{fn} = 3,96 \quad (2.69)$$

$$Z_{v2} = 96 \Rightarrow Y_{fn} = 3,75 \quad (2.70)$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців можна приблизно брати $Y_e = 1$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців для прямозубих $Y_b = 1$;

K_{fa} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями,

$$K_{fa} = 1,2;$$

K_{fb} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубця, $K_{fb} = 1,18$;

K_{fv} – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{fv} = 1,02$.

Звідси МПа:

$$\sigma_{f1} = 3,96 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{13239}{57 \cdot 3} \cdot 1,2 \cdot 1,18 \cdot 1,02 = 245 \quad (2.71)$$

$$\sigma_{f2} = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{13239}{57 \cdot 3} \cdot 1,2 \cdot 1,18 \cdot 1,02 = 216 \quad (2.72)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.2.

2.5.2. Обчислюємо допустимі контактні напруження

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ і напруження на згин $[\sigma_f]$ приймаємо за відповідними формулами (див. главу 2.4). Тобто: $[\sigma_H]=591$ МПа; $[\sigma_f]=298$ МПа.

2.5.3. Визначення потрібної міжосьової відстані

Обчислюємо необхідну міжосьову відстань A_w , мм:

$$A_{w \min} = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{Hb}}{u \cdot K_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (2.73)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, що враховує параметри передачі, що не можуть бути заздалегідь і точно визначені, для прямозубих передач

$$K_a = 495;$$

u – передаточне число передачі; $u=4,36$

T_1 – момент на ведучому валу; $T_1=115,578$;

K_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, приймаємо $K_{ba} = 0,315$;

K_{Hb} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатих вінців, з огляду на те, що

$$K_{bd} = 0,5 \cdot K_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4,36 + 1) = 0,77 \quad (2.74)$$

Тоді $K_{Hb} = 1,32$.

$$\text{Звідси } A_{w \min} = 495 \cdot (4,36 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{115,578 \cdot 1,32}{4,36 \cdot 0,315 \cdot 591^2}} = 181,09 \quad (2.75)$$

Приймаємо $A_{w \min} = 180$ мм.

Вибираємо модуль зубчатих коліс $m=3$ мм.

Обчислюємо сумарне число зубців передачі

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot A_w}{m} = \frac{2 \cdot 180}{3} = 120 \quad (2.76)$$

Обчислюємо значення Z_1 і Z_2 :

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u+1)} = \frac{120}{4,36+1} = 22,4 \quad (2.77)$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 120 - 22,4 = 97,6 \quad (2.78)$$

Приймаємо: $Z_1=22$ та $Z_2=98$.

Знаходимо ділильні діаметри d , діаметри вершин зубців d_a і западин d_f

шестерні і колеса:

$$d = m \cdot Z \quad (2.79)$$

$$d_a = d + 2 \cdot (1+x) \cdot m \quad (2.80)$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot (1-x) \cdot m \quad (2.81)$$

де x – коефіцієнт зміщення, $x=0$;

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1+x) \cdot m \quad (2.82)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1+x) \cdot m \quad (2.83)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot (1,25-x) \cdot m \quad (2.84)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot (1,25-x) \cdot m \quad (2.85)$$

Звідси, мм:

$$d_1 = 3 \cdot 22 = 66 \quad (2.86)$$

$$d_2 = 3 \cdot 98 = 294 \quad (2.87)$$

$$d_{a1} = 66 + 2 \cdot (1+0) \cdot 3 = 72 \quad (2.88)$$

$$d_{a2} = 294 + 2 \cdot (1+0) \cdot 3 = 300 \quad (2.89)$$

$$d_{f1} = 66 - 2,5 \cdot (1,25 - 0) \cdot 3 = 56,625 \quad (2.90)$$

$$d_{f2} = 294 - 2,5 \cdot (1,25 - 0) \cdot 3 = 284,625 \quad (2.91)$$

Уточнюємо міжосьову відстань мм:

$$A_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 294}{2} = 180 \quad (2.92)$$

Визначаємо ширину вінця зубчатих коліс мм:

$$b_2 = K_{ba} \cdot A_w = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \quad (2.93)$$

$$b_1 = b_2 \cdot 1,12 = 56,7 \cdot 1,12 = 63,504 \quad (2.94)$$

Визначаємо окружну швидкість (м/с) і призначаємо ступінь точності передачі

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 360 \cdot 0,066}{60} = 1,24 \quad (2.95)$$

де n_1 – об/хв., d_1 – м.

Вибираємо 8-у ступінь точності ($n_{cm} = 8$) для всіх показників точності зубчатих коліс і передачі.

Обчислюємо сили, що діють у зачепленні (Н):

— окружна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 115,578}{0,066} = 3502 \quad (2.96)$$

— радіальна сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3502 \cdot 0,364}{1} = 1274 \quad (2.97)$$

2.5.4. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому

Розрахункова контактна напруга:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{b_2 \cdot d_1 \cdot u}} \quad (2.98)$$

де $F_t = 3502$ Н; $b_2 = 57$ мм; $d_1 = 66$ мм;

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (приймаємо $Z_M = 275$ МПа);

$Z_H = 1,77$ – коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців;

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, залежить від значення коефіцієнта осьового перекриття – E_b , котрий визначається за формулою

$$E_b = \frac{b_2}{\pi \cdot m} = \frac{57}{3,14 \cdot 3} = 6,05 \quad (2.99)$$

а тоді Z_e визначається за формулою

$$Z_e = \sqrt{\frac{(4 - E_a)}{3}} \quad (2.100)$$

де E_a – коефіцієнт торцевого перекриття:

$$E_a = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{98} \right) = 1,703 \quad (2.101)$$

тоді

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - 1,703}{3}} = 0,875 \quad (2.102)$$

K_{Ha} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, вибираємо $K_{Ha} = 1,09$;

K_{Hb} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубця, вибираємо $K_{Hb} = 1,33$;

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження, вибираємо $K_{Hv} = 1,04$.

Звідси МПа:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,875 \cdot \sqrt{3502 \cdot 1,09 \cdot 1,33 \cdot 1,04 \cdot \frac{4,36 + 1}{57 \cdot 66 \cdot 4,36}} = 559 \quad (2.103)$$

Допускається розрахункова контактна напруга в межах

$$1,05 \cdot [\sigma_H] \geq \sigma_H \geq 0,9 \cdot [\sigma_H] \quad (2.104)$$

Тобто

$$1,05 \cdot 591 \geq 559 \geq 0,9 \cdot 591 \quad (2.105)$$

620,55 ≥ 559 ≥ 531,9 – вимога виконується.

2.5.5. Розрахунок зубців на втому і міцність при згині

Розрахункова напруга згину в зубцях шестерні і колеса визначається за формулою

$$\sigma_f = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{fa} \cdot K_{fb} \cdot K_{fv} \quad (2.106)$$

де $F_t = 3502$ Н; $b_2 = 57$ мм;

Y_f – коефіцієнт форми зубів, обирається за [7, таблиця 2.7] і залежить від кількості зубців Z_v шестерні і колеса;

$$Z_{v1} = Z_1 = 22 \Rightarrow Y_{fn} = 3,96 \quad (2.107)$$

$$Z_{v2} = 98 \Rightarrow Y_{fz} = 3,75 \quad (2.108)$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, можна приблизно брати $Y_e = 1$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців; для прямозубих $Y_b = 1$;

K_{fa} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, за $K_{fa} = 1,2$;

K_{fb} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубця, $K_{fb} = 1,18$;

K_{fv} – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{fv} = 1,02$.

Звідси МПа:

$$\sigma_{f1} = 3,96 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{3502}{57 \cdot 3} \cdot 1,2 \cdot 1,18 \cdot 1,02 = 117 \quad (2.109)$$

$$\sigma_{f2} = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{3502}{63 \cdot 3} \cdot 1,2 \cdot 1,18 \cdot 1,02 = 100 \quad (2.110)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.3

2.6.2. Обчислення допустимих контактних напружень

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ і напруження на згин $[\sigma_f]$ приймаємо за відповідними формулами (див. главу 2.4). Тобто: $[\sigma_H]=591$ МПа; $[\sigma_f]=298$ МПа.

2.6.3. Визначення основних параметрів передачі

Зовнішній ділительний діаметр колеса D_{e2} [7, с. 15]:

$$D_{e2min} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{Hb} \cdot u^2}{K_{be} \cdot (1 - K_{be}) \cdot [\sigma_H]^2}}; \quad (2.111)$$

де K_d - допоміжний коефіцієнт, який об'єднує ряд коефіцієнтів, у проектному розрахунку $K_d=1000$ МПа;

T_1 – обертовий момент ведучого колеса, $T_1=59,58$ Н·м;

K_{Hb} – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців: залежить від коефіцієнта K_{bd} – коефіцієнта ширини вінця,

$$K_{bd} = \frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}}; \quad (2.112)$$

$K_{be} = \frac{b}{Re}$ – параметр, який приймають в межах 0,25...0,3, рекомендоване

значення $K_{be}=0,285$;

тоді

$$K_{bd} = \frac{0,285 \cdot 2}{2 - 0,285} = 0,332 \Rightarrow K_{Hb} = 1,12 \quad (2.113)$$

$$D_{e2min} = 1000 \cdot \sqrt[3]{\frac{59,58 \cdot 1,12 \cdot 2^2}{0,285 \cdot (1 - 0,285) \cdot 591^2}} = 155 \quad (2.114)$$

Мінімальне число зубців конічної шестерні передачі беремо $Z_1=15$.

Число зубців кінчного колеса [7, с. 16]

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 2 \cdot 15 = 30; \text{ Приймаємо } Z_2 = 30$$

Зовнішній коловий модуль

$$m_e = \frac{D_{e2\min}}{Z_2} = \frac{155}{30} = 5,16 \text{ мм.} \quad (2.115)$$

Модуль зубців не є постійним, тому вибір стандартного модуля тут втрачає сенс, однак з метою полегшення контролю за зубчастими передачами зовнішній коловий модуль беремо згідно зі стандартом $m_e = 5,5$ мм.

Зовнішні ділительні діаметри шестерні та колеса:

$$D_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 5,5 \cdot 15 = 82,5 \text{ мм;} \quad (2.116)$$

$$D_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 5,5 \cdot 30 = 165 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot Z_c = 0,5 \cdot 5,5 \cdot 33,54 = 92,235 \text{ мм,} \quad (2.117)$$

де

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{15^2 + 30^2} = 33,54 \quad (2.118)$$

Ширина зубчастих вінців

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 92,235 = 26,28 \text{ мм.} \quad (2.119)$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b = 92,235 - 0,5 \cdot 26,28 = 79 \text{ мм.} \quad (2.120)$$

Середній модуль зубців

$$m = \frac{m_e \cdot R_m}{R_e} = \frac{5,5 \cdot 79}{92,235} = 4,71 \text{ мм.} \quad (2.121)$$

Середні ділительні діаметри шестерні та колеса

$$D_{m1} = Z_1 \cdot m = 15 \cdot 4,71 = 70,65 \text{ мм;} \quad (2.122)$$

$$D_{m2} = Z_2 \cdot m = 30 \cdot 4,71 = 141,3 \text{ мм.}$$

Кути при вершинах ділительних конусів шестерні та колеса [7, с. 16]:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \arctg\frac{15}{30} = 26^\circ; \quad (2.123)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 26^\circ = 64^\circ \quad (2.124)$$

Кут головки зубця [7, с. 16]

$$\Theta_a = \arctg\left(\frac{h_{ae}}{R_e}\right) = \arctg\frac{5,5}{92,235} = 3,37^\circ, \quad (2.125)$$

де $h_{ae} = m_e = 5,5$ – зовнішня висота головки зубця;

Кут ніжки зубця [7, с. 16]

$$\Theta_f = \arctg\left(\frac{h_{fe}}{R_e}\right) = \arctg\frac{6,6}{92,235} = 4^\circ. \quad (2.126)$$

де $h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 5,5 = 6,6$ мм – зовнішня висота ніжки зубця;

Кути конуса вершин зубців шестерні та колеса:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_a = 26^\circ + 3,37^\circ = 29,37^\circ; \quad (2.127)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_a = 64^\circ + 3,37^\circ = 67,37^\circ \quad (2.128)$$

Кути конуса впадин зубців шестерні та колеса:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_f = 26^\circ - 4^\circ = 22^\circ; \quad (2.129)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_f = 64^\circ - 4^\circ = 60^\circ \quad (2.130)$$

Колова швидкість зубчастих коліс м/с:

$$V = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_{m1} = 0,5 \cdot 75,36 \cdot 0,07065 = 2,66 \quad (2.131)$$

де ω_1 - рад/сек; D_{m1} - м.

Вибираємо 8-й ступінь точності ($n_{cm}=8$) для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

2.6.4. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.

Робоче контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{D_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}}, \quad (2.132)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених коліс. Для коліс зі сталі $Z_M=275 \text{ МПа}$ [7, с. 17];

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців, [7, с. 17] для прямозубих коліс $Z_H=1,77$;

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, для прямозубих передач $Z_e=0,9$;

w_{Ht} – питома розрахункова колова сила:

$$w_{Ht} = K_{Ha} \cdot K_{Hb} \cdot K_{Hv} \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b}; \quad (2.133)$$

$D_{m1}=70,65 \text{ мм}$;

F_t – колова сила у зачепленні зубчастих коліс;

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_{m1}} = \frac{2 \cdot 59,58}{70,65 \cdot 10^{-3}} = 1686 \quad (2.134)$$

K_{Ha} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, для прямозубих коліс $K_{Ha}=1$;

$K_{Hb}=1,12$;

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження; [7, табл. 2.2] $K_{Hv}=1,13$;

$$w_{Ht} = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,13 \cdot \frac{1686}{0,85 \cdot 26,28} = 95,5 \quad (2.135)$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{95,5}{70,65} \cdot \frac{\sqrt{1+2^2}}{2}} = 536 \quad (2.136)$$

Розрахункове контактне навантаження допускається у межах:

$$1,05 \cdot [\sigma_H] \geq \sigma_H \geq 0,9 \cdot [\sigma_H]. \quad (2.137)$$

Тобто

$$1,05 \cdot 591 \geq 536 \geq 0,9 \cdot 591 \quad (2.138)$$

620,55 ≥ 536 ≥ 531,9 – вимога виконується.

2.6.5. Розрахунок зубців на втому при згині.

Розрахункове напруження згину у зубцях шестерні та колеса

$$\sigma_f = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{w_{ft}}{m} \text{ МПа,} \quad (2.139)$$

де w_{ft} – питома розрахункова колова сила;

$$w_{ft} = K_{fa} \cdot K_{fb} \cdot K_{fv} \frac{F_t}{0,85 \cdot b} \text{ Н/мм;} \quad (2.140)$$

Y_f - коефіцієнт форми зуба;

Z_v – зведена кількість зубців,

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{15}{\cos 26^\circ} = 16,7 \Rightarrow Y_{f1} = 4,12; \quad (2.141)$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{56}{\cos 64^\circ} = 130,23 \Rightarrow Y_{f2} = 3,75 \quad (2.142)$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках для прямозубих передач можна наближено брати $Y_e=1$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $Y_b=1$;

K_{fb} – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців, $K_{fb}=1,22$;

K_{fa} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, $K_{fa} = 1$

;

K_{fv} - коефіцієнт динамічного навантаження зубців, $K_{fv}=1,05$ [7, с.18].

Звідси

$$w_{ft} = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,05 \frac{1686}{0,85 \cdot 26,28} = 96,68 \quad (2.143)$$

$$\sigma_{f1} = 4,12 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{96,68}{4,71} = 85,56 \quad (2.144)$$

$$\sigma_{f2} = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{96,68}{4,71} = 77 \quad (2.145)$$

Одержані результати задовольняють умові міцності на на згин.

2.6.6. Розрахунок параметрів конічної передачі.

Радіальний зазор:

$$e = 0,2 \cdot m_e = 0,2 \cdot 5,5 = 1,1 \text{ мм.} \quad (2.146)$$

Зовнішні діаметри вершин зубців, мм:

$$D_{ae1} = D_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 82,5 + 2 \cdot 5,5 \cdot 0,898 = 92,378 \quad (2.147)$$

$$D_{ae2} = D_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 165 + 2 \cdot 5,5 \cdot 0,43 = 169,73 \quad (2.148)$$

Зовнішні діаметри впадин:

$$D_{fe1} = D_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = 82,5 - 2 \cdot 6,6 \cdot 0,898 = 70,64 \quad (2.149)$$

$$D_{fe2} = D_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = 165 - 2 \cdot 6,6 \cdot 0,43 = 159,324 \quad (2.150)$$

Радіальна сила, Н на шестерні дорівнює осьовій силі на колесі [7, с. 19]:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1686 \cdot 0,364 \cdot 0,898 = 551 \quad (2.151)$$

де $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20 = 0,364$.

Осьова сила, Н на шестерні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1686 \cdot 0,364 \cdot 0,438 = 268,8 \quad (2.152)$$

Заповнюємо табличний звіт розрахунку конічної передачі.

Таблиця 2.4. – Табличний звіт результатів розрахунків конічної прямозубої зубчастої передачі

Параметри конічної передачі	Значення	
	шестерня	колесо
Кількість зубців	15	30
Зовнішній коловий модуль, m_e , мм	5,5	
Зовнішній ділильний діаметр, D_e , мм	82,5	165
Зовнішня конусна відстань, R_e , мм	92,235	
Ширина зубчастих вінців, b , мм	26,28	
Кути ділильних конусів, δ , град	26	64
Кути конуса вершин зубців, δ_a , град	29,37°	67,37°
Колова швидкість коліс, V , м/с	2,66	
Контактне напруження, МПа: допустиме $[\sigma_H]$ робоче σ_H	591	
	536	
Напруження згину, МПа: допустиме $[\sigma_f]$ робоче σ_f	343	298
	85,56	77
Колова сила у зачепленні, F_t , Н	1686	
Радіальна сила, F_r , Н	551	268,8
Осьова сила, F_a , Н	268,8	551

На рисунку 2.2 зображено вигляд загальний розрахованого змішувача примусової дії.

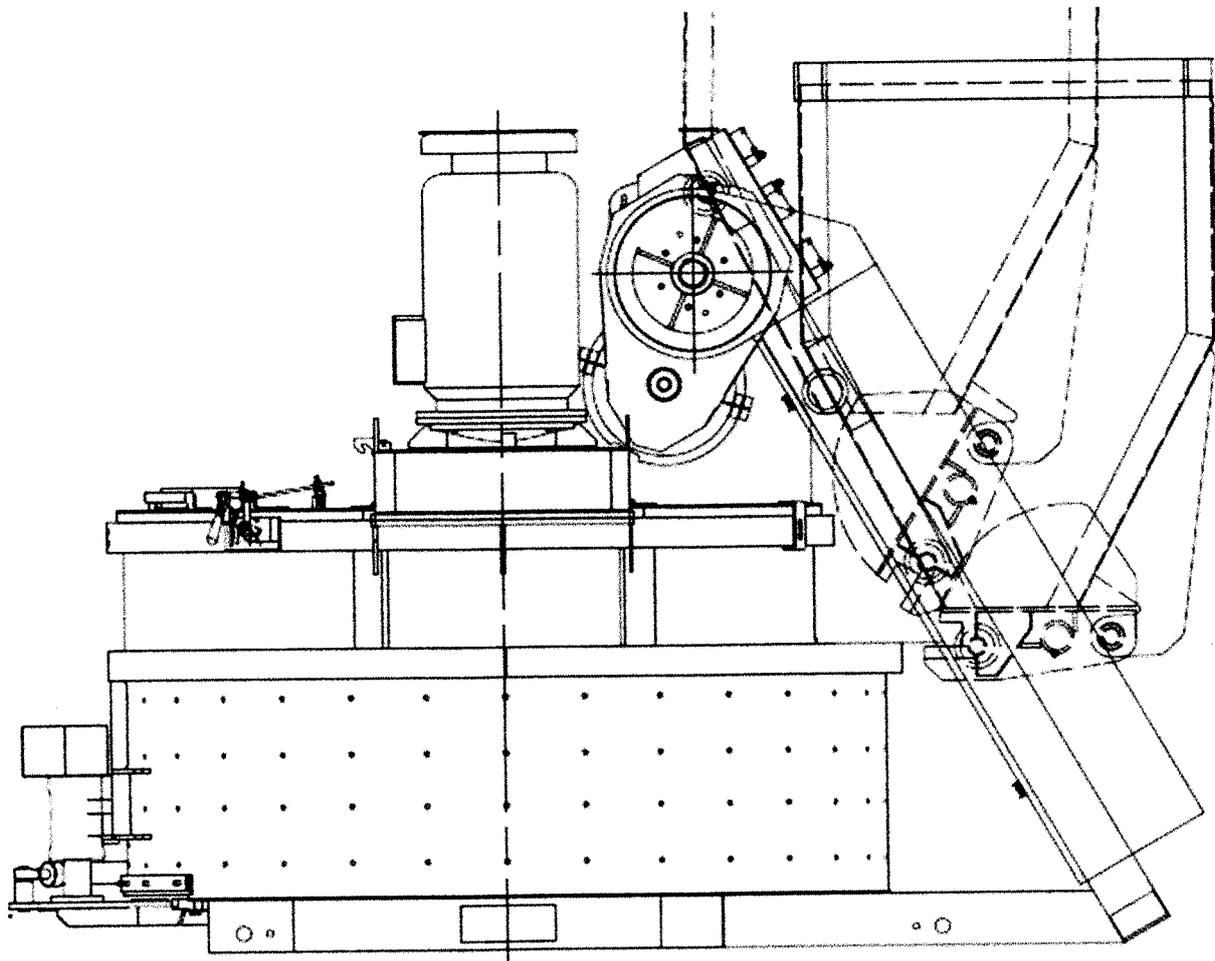


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд спроектованого змішувача

2.7 Дослідження кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом

У рамках наукової роботи та дослідження вивчався вплив кута встановлення лопаток змішувача примусової дії на рух суміші. Для отримання глибшого розуміння цього впливу використовувалася технологія тривимірного моделювання 3D в програмному комплексі SOLIDWORKS.

Створена 3D модель змішувача (рисунок 2.3) дозволила провести детальне аналітичне дослідження руху лопаток змішувача та їхню взаємодію з сумішшю. Визначення оптимального кута встановлення лопаток виявилось ключовим аспектом для оптимізації процесу перемішування.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист
55

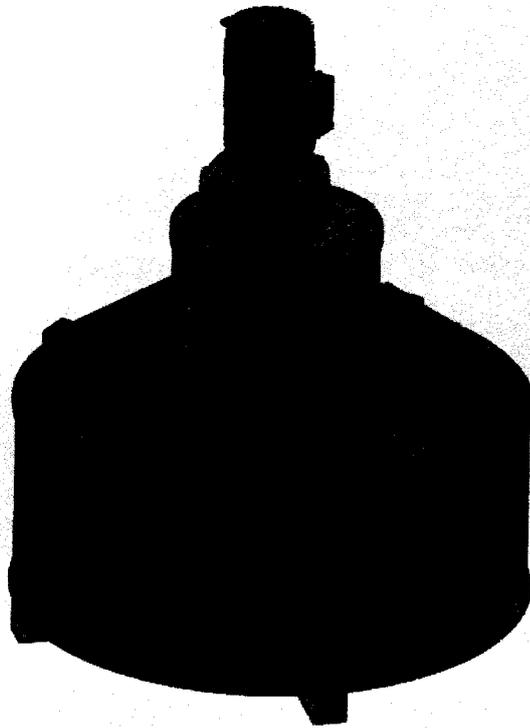


Рисунок 2.3 – 3D модель змішувача

При моделюванні швидкість руху лопаток бетонозмішувача становила 0.66 м/с.

На рисунку 2.4 зображено спрощену конструкцію змішувача а саме корпус змішувальної камери та робочі органи. Конструкція складається з двох лопаток які направляють потік суміші з дна корпусу змішувача однієї лопатки вертикальної яка направляє розчин від внутрішньої стінки в центр та однієї центробіжної вертикальної крильчатки.

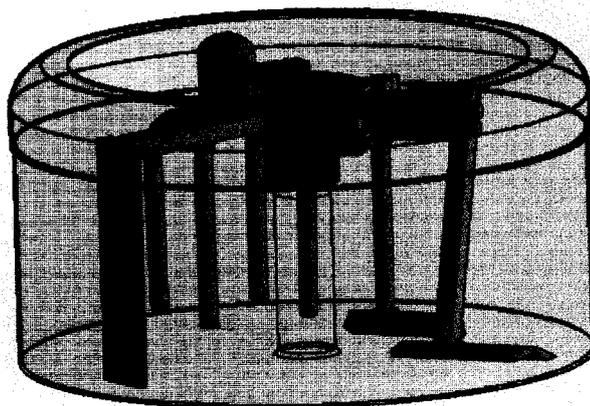


Рисунок 2.4 – Спрощена конструкція моделі змішувача

При моделюванні було задано параметри суміші полістиролбетону D400 (цифровий індекс - маса кубометру в кілограмах, кг/м³) Клас міцності на стискання В 1,0.

Ми проводили моделювання роботи лопатки яка відкидає потік суміші від внутрішнього корпусу змішувача. Було промодельовано три типи лопаток.

На рисунку 2.5, 2.6 показано розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці. З діаграми швидкостей можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші і вони складають 1.65 м/с. при ширині лопатки 100 мм та кут встановленні 20⁰.

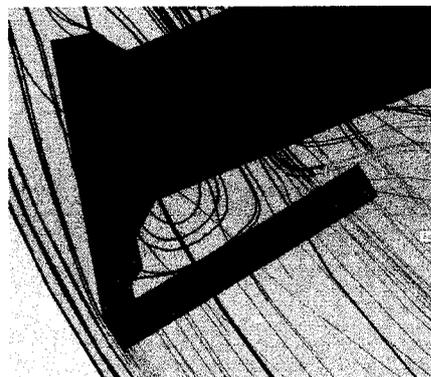


Рисунок 2.5 – Кут лопатки 20⁰

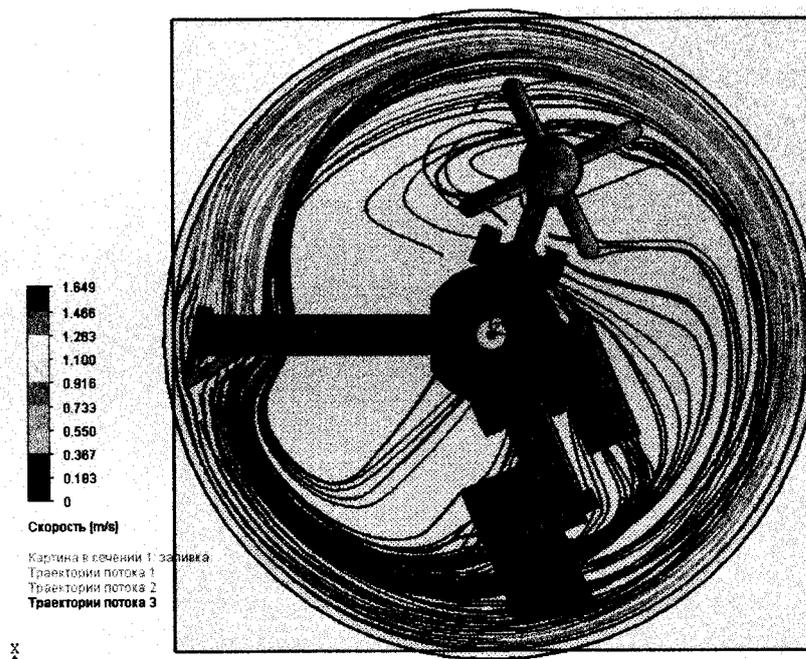


Рисунок 2.6 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці, ширина 100 мм. Кут 20⁰

Наступний етап це моделювання ширина лопатки 100 мм та кут встановленні 20° . (рисунок 2.6).

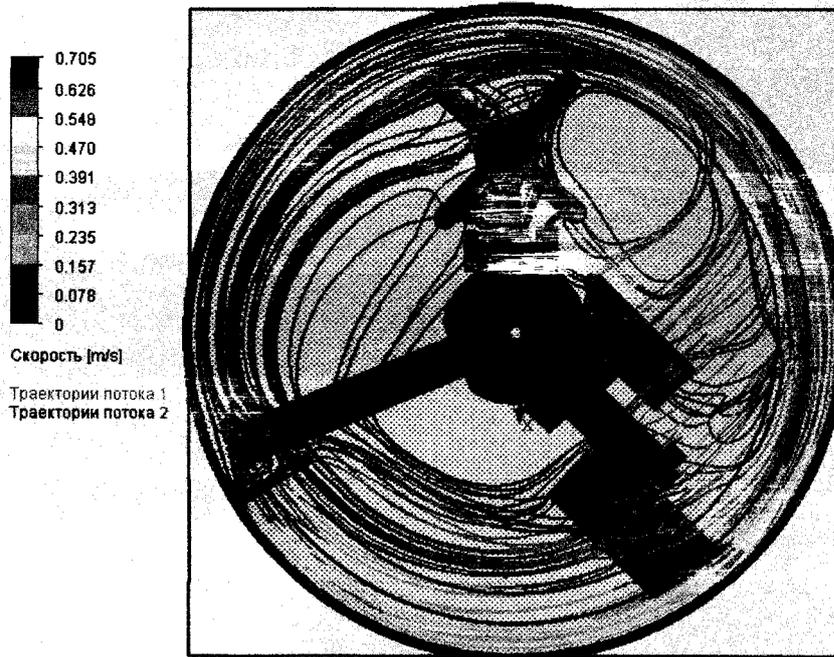


Рисунок 2.6 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут 10°

З діаграми швидкостей можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші і вони складають до 0,7 м/с. при ширині лопатки 100 мм та куті встановленні 10° . В даній моделі спостерігається краще перемішування суміші.

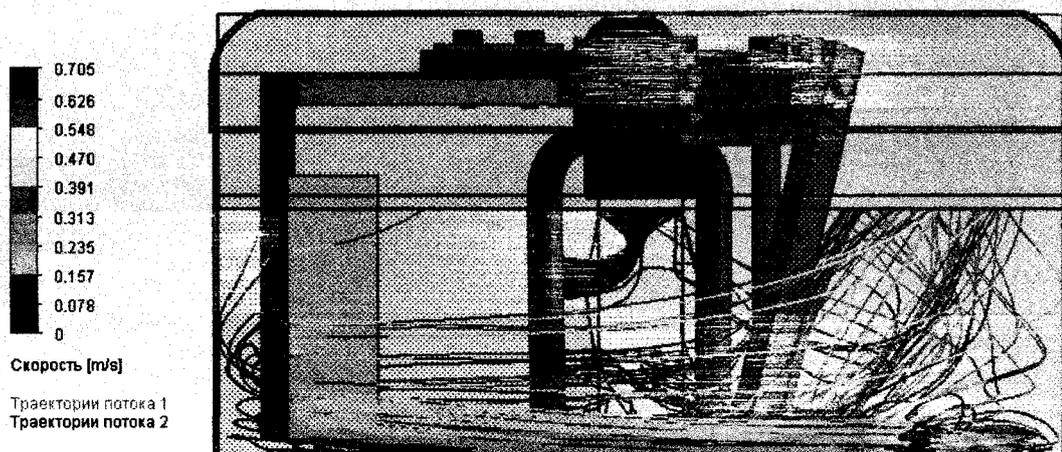


Рисунок 2.6 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут 10°

Відповідно до просторової діаграми можна побачити, що переміщення розчину нерівномірне по висоті. Для запобігання цьому ефекту було вдосконалено вертикальну лопатку.

Наступним етапом моделювання було зроблено конструкцію лопатки у вигляді сапожка зображено на рисунку 2.7.

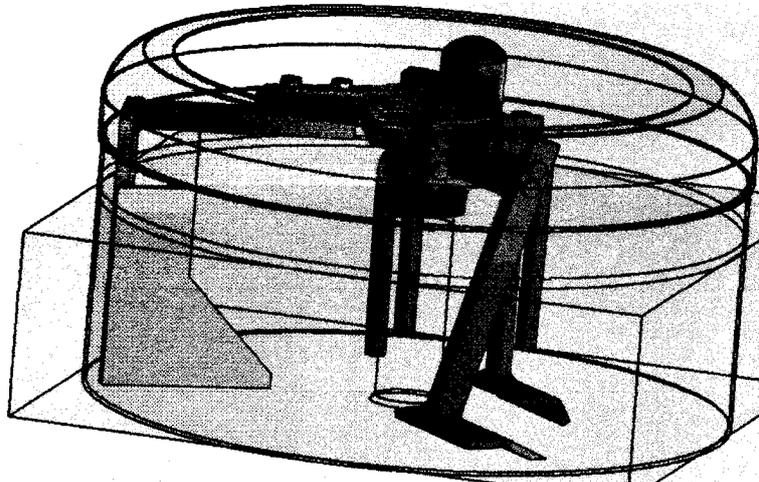


Рисунок 2.7 – Конструкція моделі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою

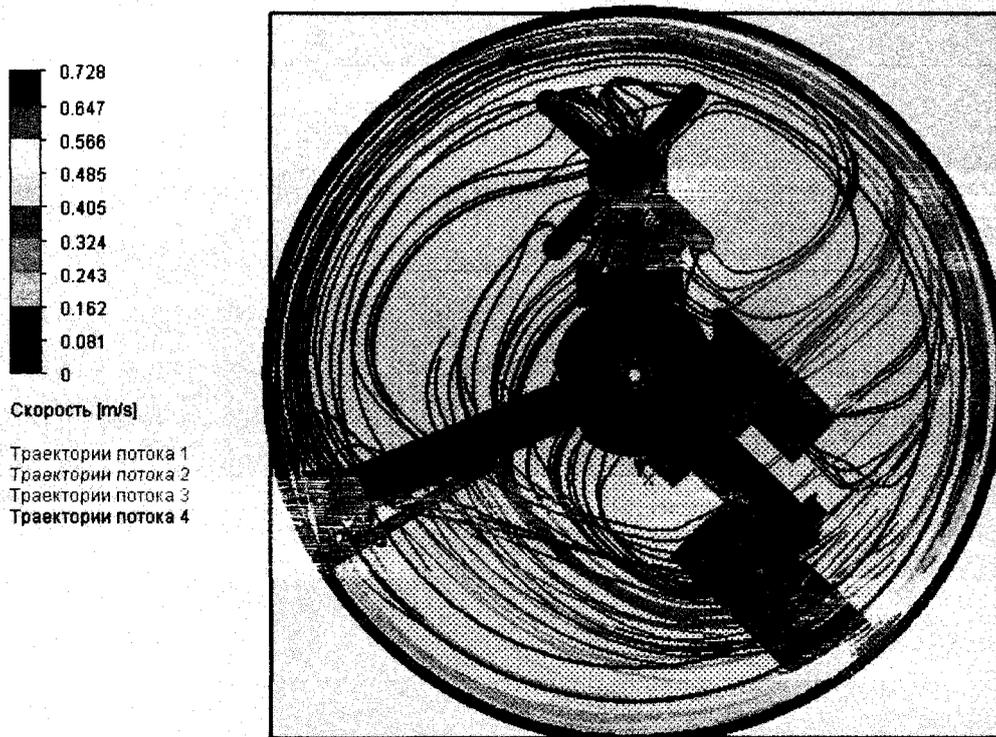


Рисунок 2.8 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при модернізованій лопатці. Кут 10°

З діаграми швидкостей (рисунок 2.8) можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші і вони складають до 0,73 м/с. при куті встановленні 10° . Якість змішування зростає, по всьому об'ємі змішувача. Але спостерігається зростання швидкості в нижній частині бункера змішувача.

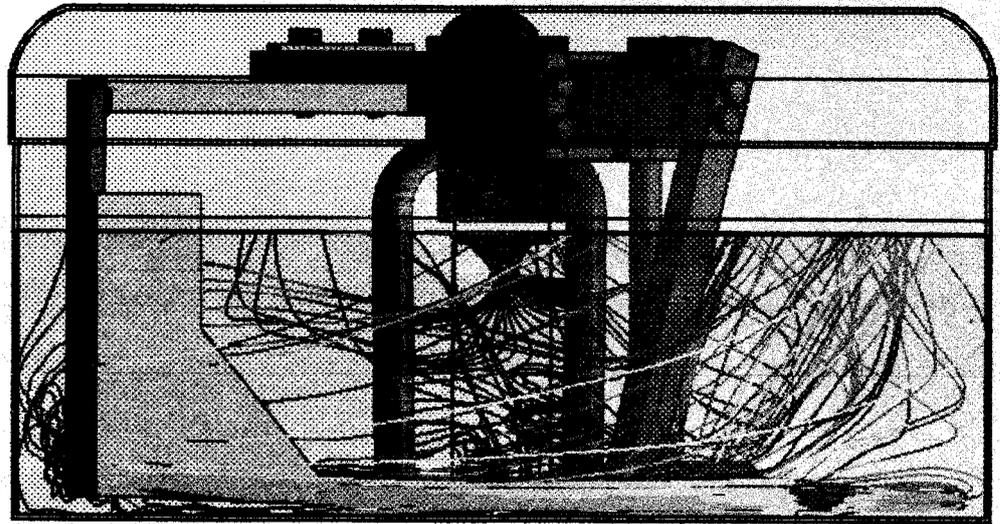
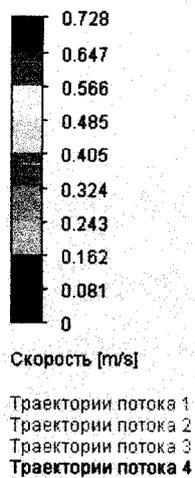


Рисунок 2.9 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при модернізованій лопатці. Кут 10°

Наступним етапом моделювання було зроблено виріз трикутної форми в нижній частині модернізованої лопатки (рисунок 2.10).

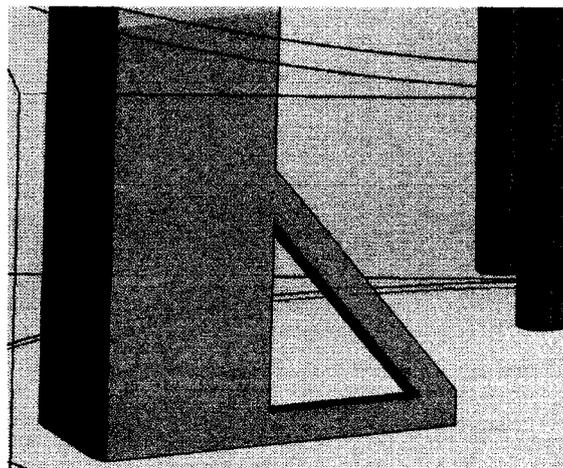


Рисунок 2.10 – Конструкція моделі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині

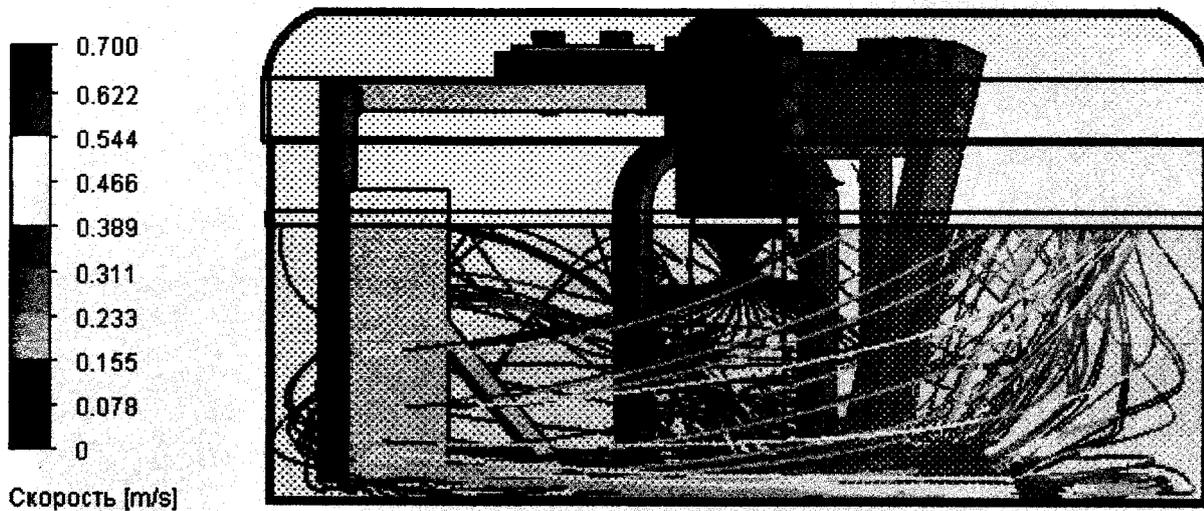


Рисунок 2.11 –Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині. Кут 10°

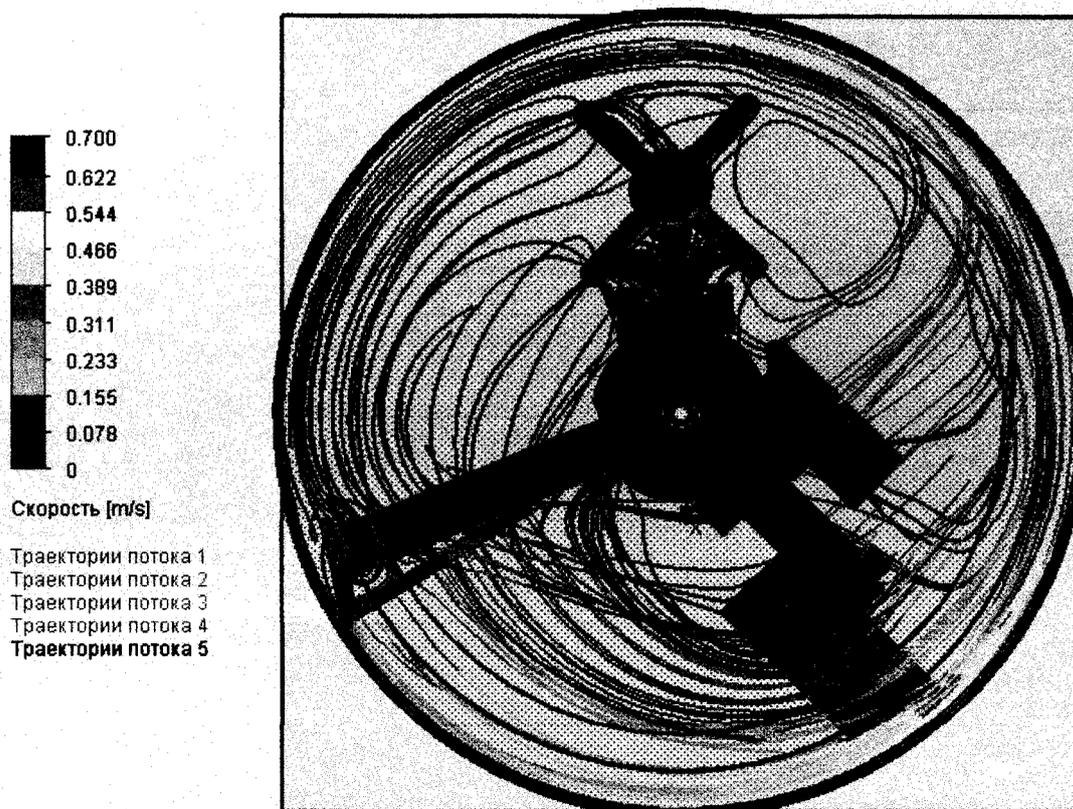


Рисунок 2.12 –Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині. Кут 10°

З діаграми швидкостей (рисунок 2.11, 2.12) можна побачити, що є максимальні швидкості руху частинок суміші до 0,7 м/с. при куті встановленні 0° . Як і у попередньому варіанті спостерігається зростання швидкості але не тільки в нижній частині бункера змішувача, а і у центральній.

Наступним етапом вдосконалення конструкції було влаштування ще одного прямокутного вікна в вертикальній лопаті (рисунок 2.13).

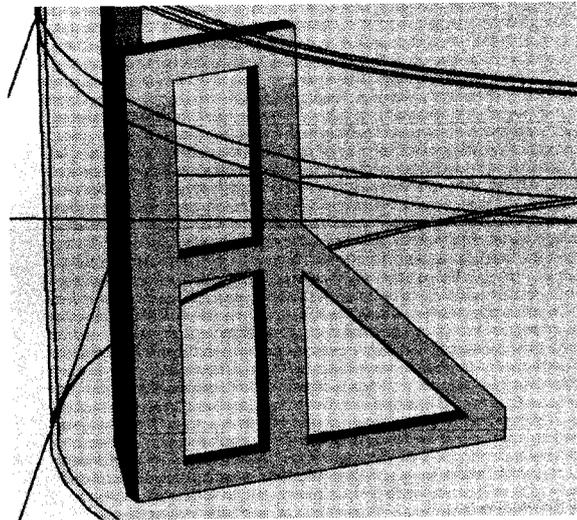


Рисунок 2.13 – Конструкція моделі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами

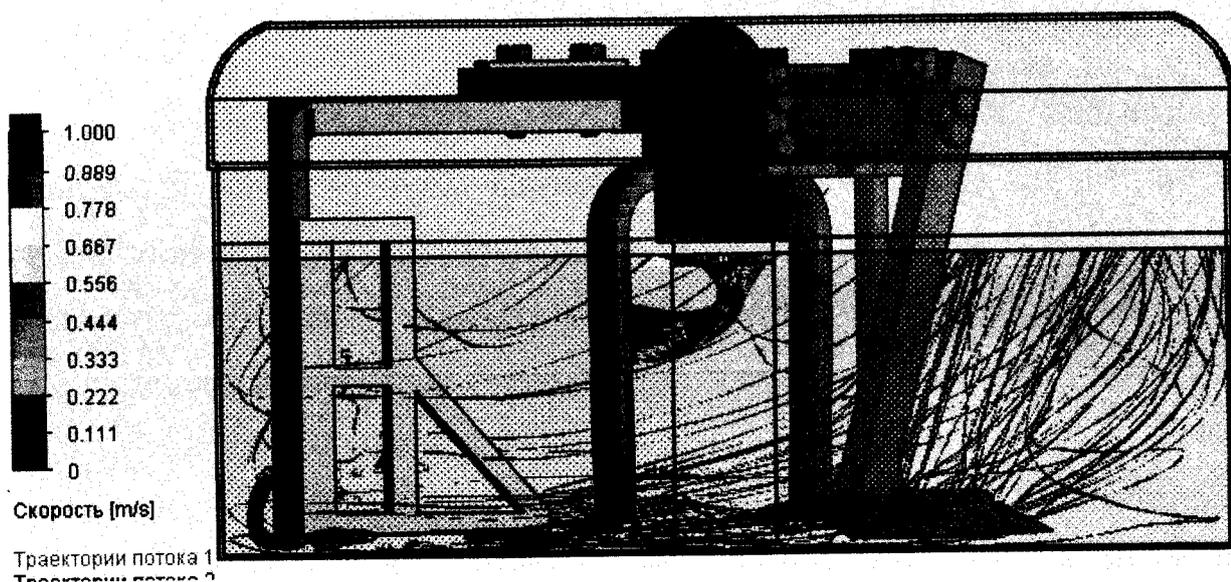


Рисунок 2.14 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 20°

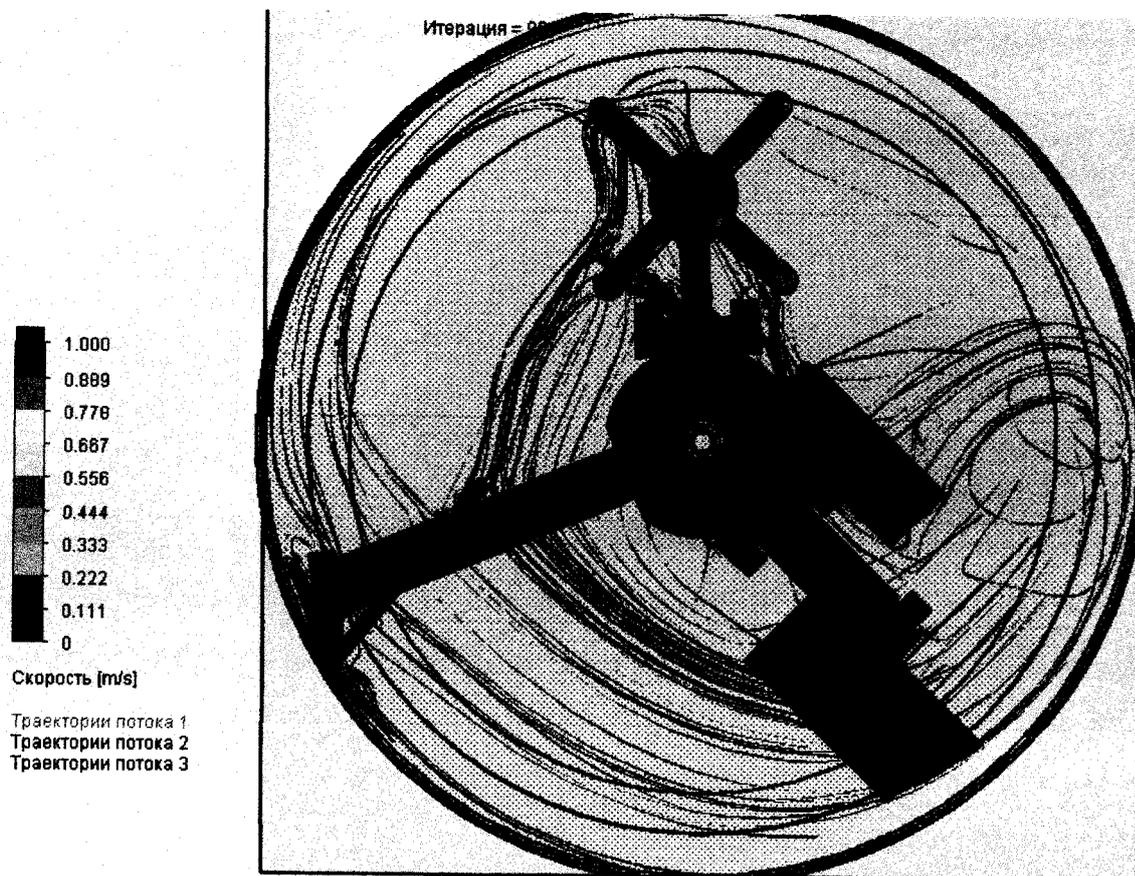
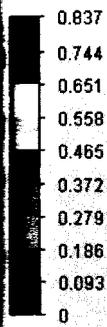


Рисунок 2.15 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі мішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 20°

З діаграми швидкостей (рисунок 2.14, 2.15) можна побачити, що максимальні швидкості руху частинок суміші зростають до 1,0 м/с. при куті встановленні 20° . Як і у попередніх варіантах спостерігається зростання швидкості руху суміші та траєкторії показують рівномірну циркуляцію.

Останнім етапом моделювання було зроблено дослідження руху суміші при встановленні лопатки під 10° .

З діаграми швидкостей (рисунок 2.16, 2.17) можна побачити, що максимальні швидкості руху частинок суміші спадають до 0,84 м/с. при куті встановленні 20° . Як і у попередніх варіантах спостерігається зростання швидкості руху суміші та траєкторії показують рівномірну циркуляцію.



Скорость [m/s]

- Траектории потока 1
- Траектории потока 2
- Траектории потока 3
- Траектории потока 4
- Траектории потока 5
- Траектории потока 6

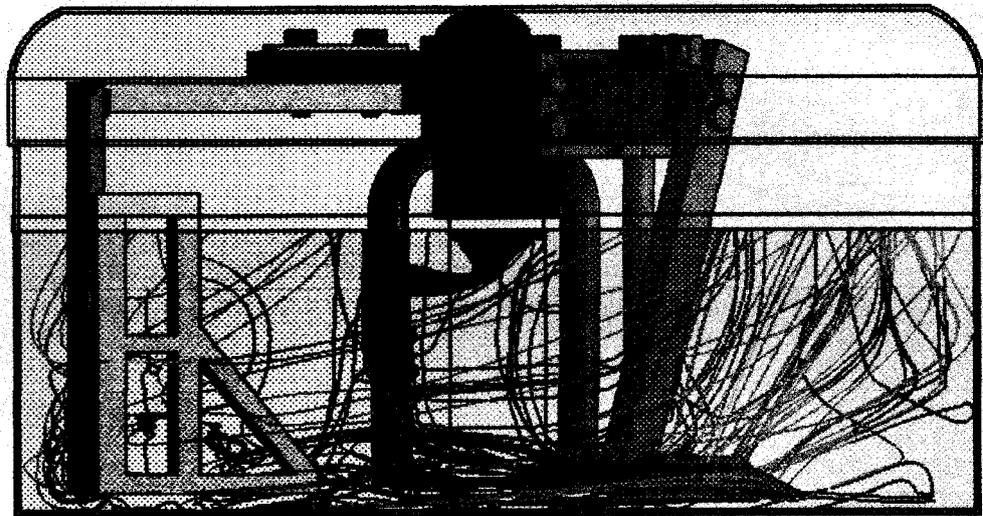
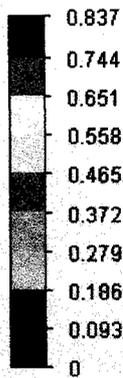


Рисунок 2.16 –Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 10°



Скорость [m/s]

- Траектории потока 1
- Траектории потока 2
- Траектории потока 3
- Траектории потока 4
- Траектории потока 5
- Траектории потока 6
- Траектории потока 7
- Траектории потока 8

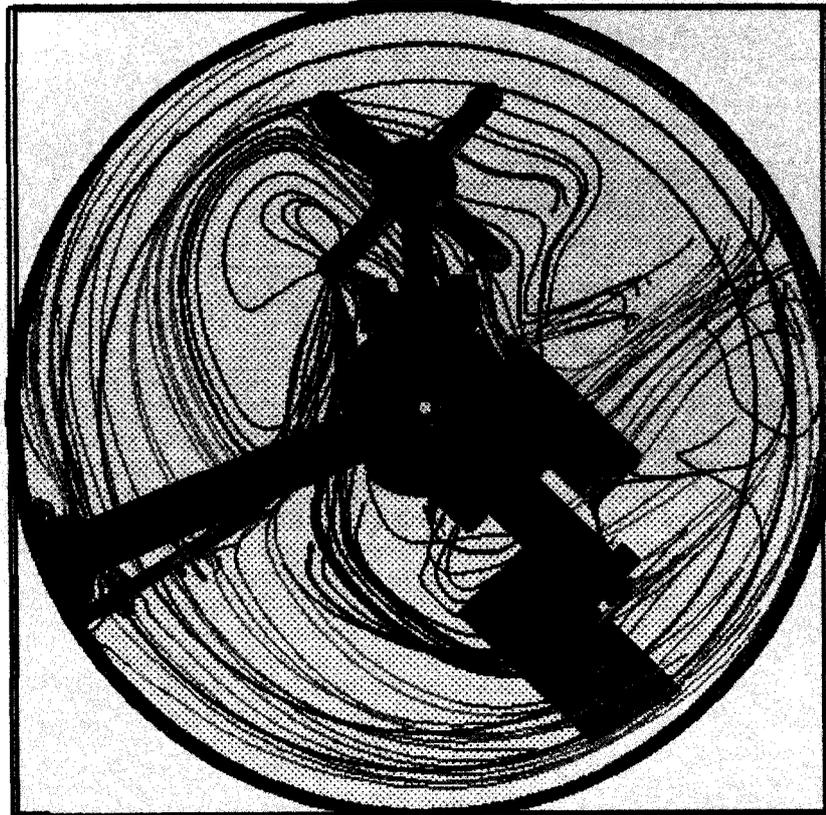


Рисунок 2.17 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 10°

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Використання 3D моделювання у цьому дослідженні не лише надало можливість глибокого аналізу динаміки системи, але й стало основою для розробки нових конструктивних рішень та покращень у роботі змішувачів. Результати дослідження можуть бути корисними для розвитку більш ефективних енергоефективних пристроїв примусового змішування матеріалів.

				ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ	Лист
					65
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки

У рамках наукової роботи та дослідження вивчався вплив кута встановлення лопаток змішувача примусової дії на рух суміші. Для отримання більшого розуміння цього впливу використовувалася технологія тривимірного моделювання 3D в програмному комплексі SOLIDWORKS.

Створена 3D модель змішувача дозволила провести детальне аналітичне дослідження руху лопаток змішувача та їхню взаємодію з сумішшю. Визначення оптимального кута встановлення лопаток виявилось ключовим аспектом для оптимізації процесу перемішування.

Було досліджено 4 типи моделей.

У результаті проведених досліджень та моделювань різних конструкцій лопаток бетонозмішувача для перемішування суміші полістиролбетону D400 класу міцності на стискання B1,0, були отримані наступні висновки.

Звичайна лопатка:

Швидкість руху суміші досягала максимального значення 1.65 м/с при ширині лопатки 100 мм та куті встановлення 20°.

Спостерігалось нерівномірне перемішування суміші в вертикальному напрямі.

Модернізована лопатка (ширина 100 мм, кут 10°):

Покращено перемішування суміші з максимальною швидкістю руху 0,7 м/с.

Виявлено зростання швидкості в нижній частині бункера змішувача.

Лопатка з вирізом трикутної форми:

Збільшено якість змішування зі швидкістю руху до 0,7 м/с.

				ГМтаМ 601ммММ.014-00.00.000 ПЗ		
№ лист	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Лист	Листів
б.	Рябуха	<i>[підпис]</i>	25.12	Н		
а.	Нестеренко	<i>[підпис]</i>	25.12			
м.						
пр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	16.01			
	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.01			
Висновки				Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Спостерігається зростання швидкості не лише в нижній, але і в центральній частині бункера.

Лопатка з прямокутним вікном у вертикальній лопаті:

Подальше покращення швидкості перемішування до 1,0 м/с.

Траєкторії частинок суміші демонструють рівномірну циркуляцію.

Лопатка під 10° :

Швидкість руху суміші знижується до 0,84 м/с при куті встановлення 20° .

Траєкторії показують рівномірну циркуляцію, але із спаданням швидкості.

Узагальнюючи вищезазначене, можна визначити, що модифікації конструкції лопаток суттєво впливають на якість перемішування суміші, забезпечуючи більш рівномірний розподіл швидкостей та сприяючи ефективнішій роботі бетонозмішувача. Подальші дослідження та вдосконалення можуть призвести до ще більш оптимізованих конструкцій для покращення процесу змішування матеріалів.

Використання 3D моделювання у цьому дослідженні не лише надало можливість глибокого аналізу динаміки системи, але й стало основою для розробки нових конструктивних рішень та покращень у роботі змішувачів. Результати дослідження можуть бути корисними для розвитку більш ефективних і енергоефективних пристроїв примусового змішування матеріалів.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ

Лист

67

Список літератури

1. Шацький В.В. Змішувач сипких матеріалів гравітаційного типу / В.В. Шацький, О.С. Гаврильченко, Л.О. Кіряцев, Ю.О. Різоль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2015. – Вип. 157. – С. 89 – 97
2. Morozov M.K. Mechanical equipment of factories of collapsible reinforced concrete. – К.: High school. Main publishing house, 1986. – 311 p.
3. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999.
4. – 488 с.3. Maslov A.G. , Salenko J.S. Detervination of of resistance coefficient to interfusion of concrete mixture in mixer of forced action // Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrogradskyi National University. – Kremenchuk: KNU, 2011. – Iss. 3 (68), Part 1. – P. 96–101
5. Kuzmichev V., Serebrennikov A. Preparation of Dispersery Reinforced Concrete in a Rotary Vivromixer. //International conference TRANSBALTIKA – 99.– Vilnius: Technika, 1999. – s. 239 – 240.
6. Czutar C.S., Arnold W. Theorie der Betonverdichtung//Betontechnik. – 1980. – Bd. 1, № 4 – S. 5–6.
7. Щербіна С.О. Узагальнений критерій оцінки якості приготування суміші / С.О. Щербіна // Совершенствование машин для земляных и дорожных абот (Сборник научных трудов ХГАДТУ), – 2000. – Вип. 5. – Харків: ХГАДТУ. – С. 129–130
8. Патент на корисну модель № 44689 Україна. Одновальний лопатевий полічастотний віброзмішувач / Саленко Ю.С. / Заявник та власник КрНУ ім. Михайла Остроградського, 2009, Бюл. № 19

ГМтаМ 601мММ.014-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підп.	Дат
роб.	Рябуха	<i>[Signature]</i>	25.12
рев.	Нестеренко	<i>[Signature]</i>	27.12
ізн.			
контр.	Васильев	<i>[Signature]</i>	16.01
зв.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	19.01
Список літератури			
		Літ.	Лист
		Н	Листів
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			

9. Патент на корисну модель № 15643 Україна. Бетонозмішувальна установка / Маслов О.Г. Саленко Ю.С. / Заявник та власник КрНУ ім. Михайла Остроградського, 2006, Бюл. № 7
10. Онищенко О.Г. Визначення потужності подолання сил тертя при роботі стрічкового шнекового розчинозмішувача / О.Г.Онищенко, К.М.Ващенко //Вібрації в техніці та технологіях. – 2006. - № 1 (43). С. 87 – 93
11. Онищенко О.Г. Дослідження опору будівельних розчинів переміщенню робочих органів змішувача / О.Г.Онищенко, К.М.Ващенко // 36. наук, праць ХНАДУ. -Харків: ХНАДУ, 2004. – Вип. 27. – С. 157–159
12. Онищенко О.Г. Вплив кута нахилу стрічки на робочі процеси шнекового змішувача / О.Г.Онищенко, А.В.Васильєв, Б.О.Коробко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. – вип. 16. 2005. – с. 201 -204
13. Морозов М. К. Механічне устаткування заводів збірного залізобетону / М. К.Морозов // К.: Вища шк. Головне вид-во, 1972. – 68 с
14. Tekhnologiya proizvodstva polistirolbetona: obzor protsessa izgotovleniya i ekonomicheskoy rentabel'nosti vypuska produktsii. [Internet] [cited 28 November 2023]. Retrieved from: <https://betonhouse.com/proizvodstvo/na-proizvodstve/tehnologiya-proizvodstva-polistirolbetona-363>.
15. I.A. Emeljanova, A.I. Anishchenko, V.V. Virchenko, D. U. Subota and V. V. Blazhko, “Formless concreting new small-size equipment universal technological set energy consumption features determination” IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, (IOP Publishing Ltd, 2019), 708.
16. A.Yu. Albatov, A.I. Anishchenko, “Tekhnolohichnyy kompleks obladnannya dlya pryhotuvannya bloktiv polistyrol-betonnykh sumishey” in Proceeding 75th Scientific Student Conference in Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture (KhNUCEA, Kharkiv, 2020), pp. 466-467.

				ГМтаМ 601ммММ.014-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		69

Додатки

« Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом»

Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Кваліфікаційна робота магістра

на тему:

Визначення оптимальної конструкції та кута встановлення лопаток змішувача примусової дії з вертикальним валом

Виконав: студент VI курсу, групи 601-ММ
спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Рябуха Віталій Євгенович
Керівник к.т.н., доцент Нестеренко М.М.

Полтава 2023

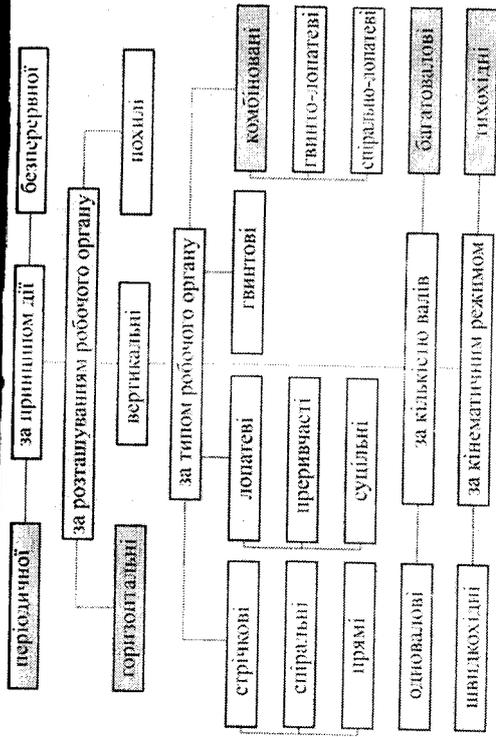


Рисунок 1 – Класифікація змішувачів

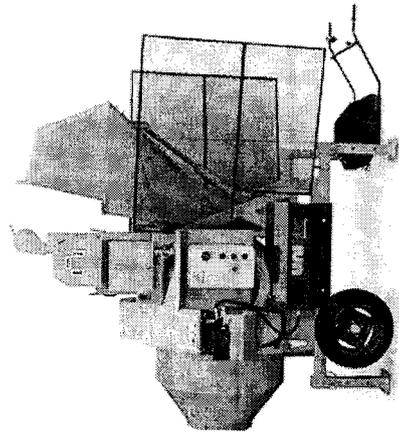


Рисунок 3 – Бетонозмішувач з двоконусним барабаном

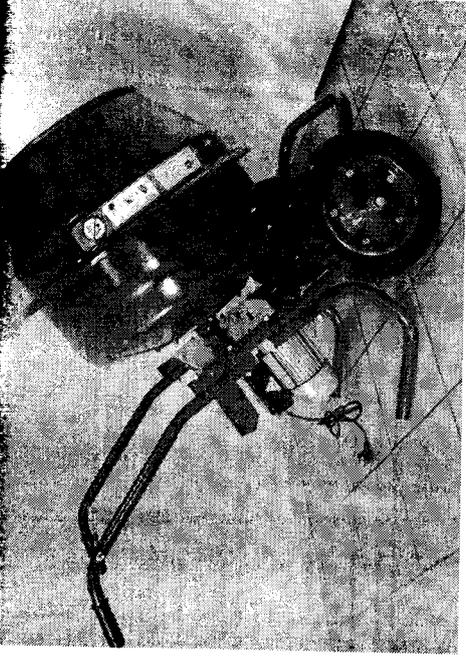


Рисунок 2 – Гравітаційний бетонозмішувач

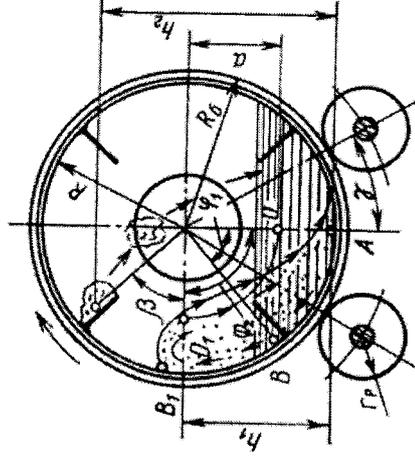


Рисунок 4 – Схема до розрахунків гравітаційних змішувачів

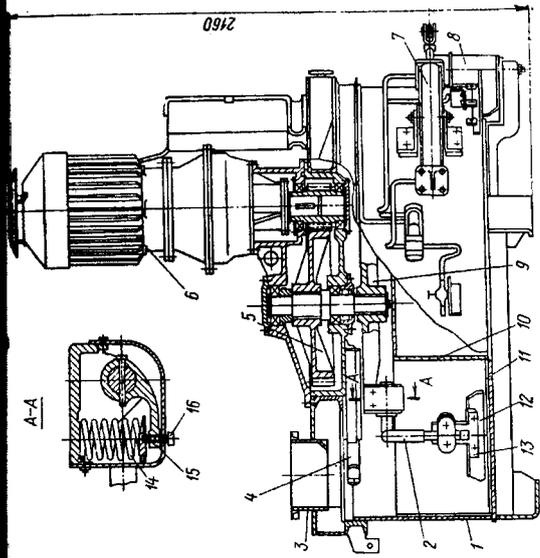


Рисунок 5 – Схема роторного змішувача

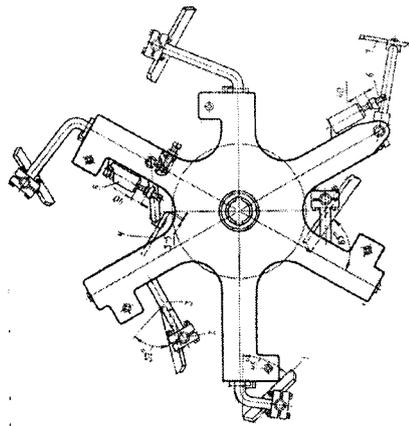


Рисунок 6 – Лопатевий апарат роторного змішувача

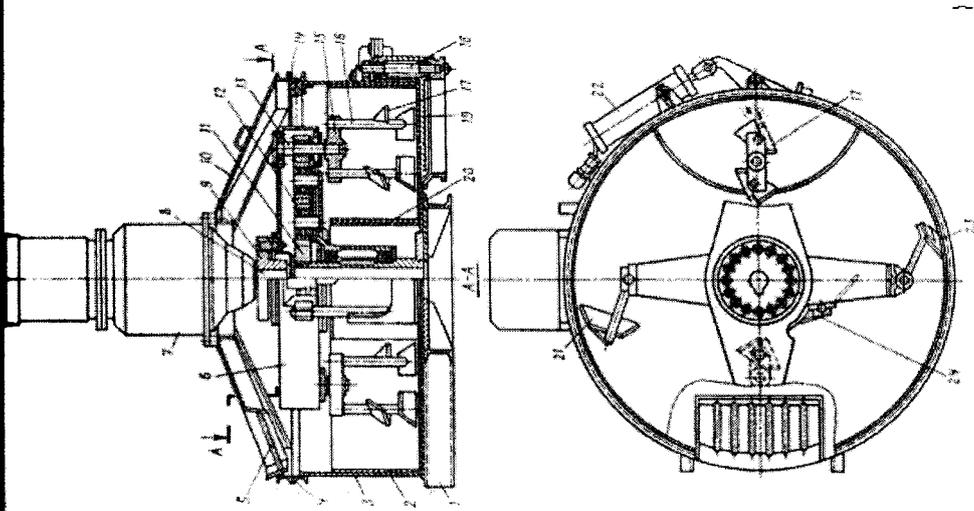


Рисунок 7 – Роторний змішувач з планетарним рухом

лопатей

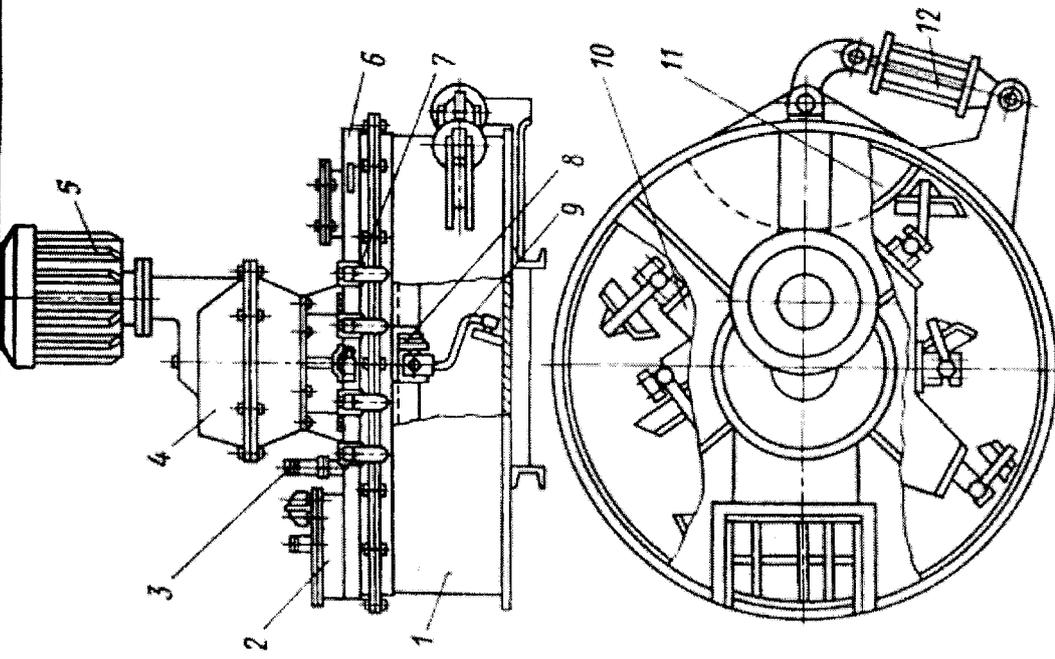
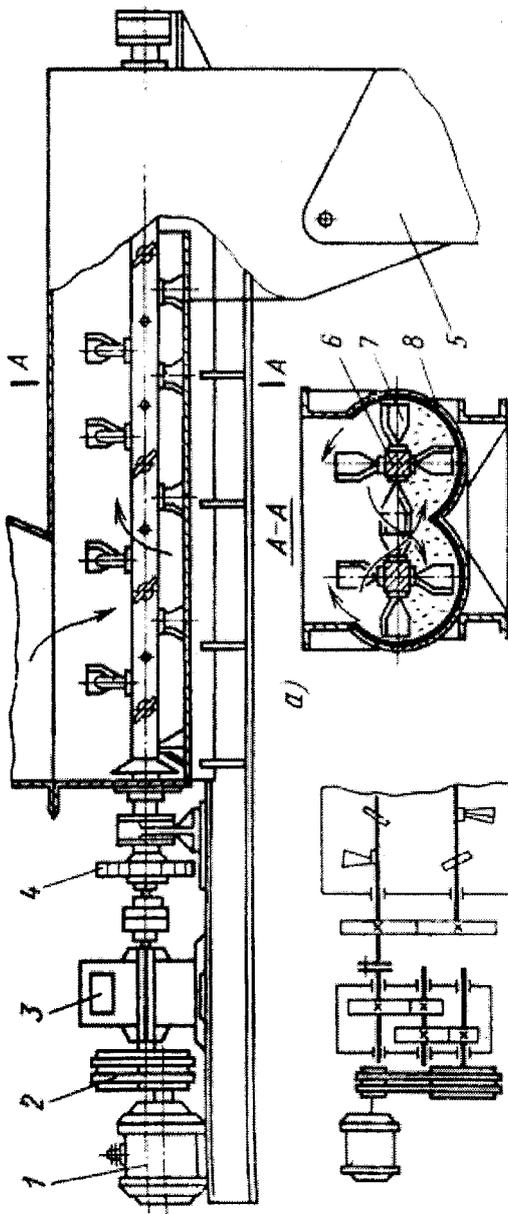


Рисунок 10 – Роторний розчинозмішувач



б)

Рисунок 8 – Горизонтальний двовальний змішувач безперервної дії

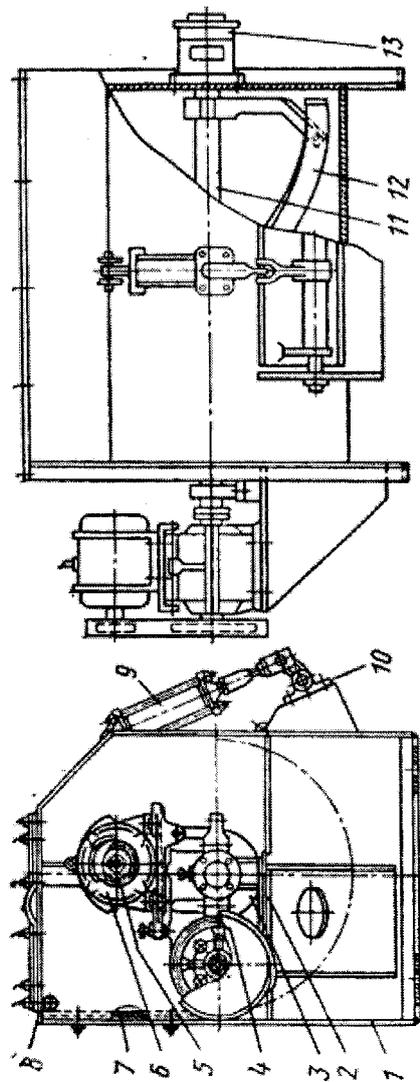


Рисунок 9 – Розчинозмішувач з горизонтальним валом

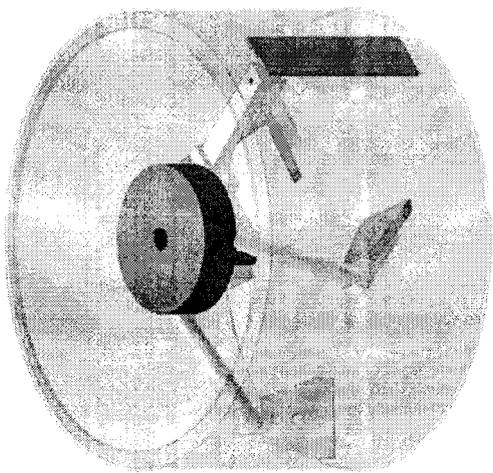


Рисунок 11 – Лопатевий апарат змішувачів 5 точковий

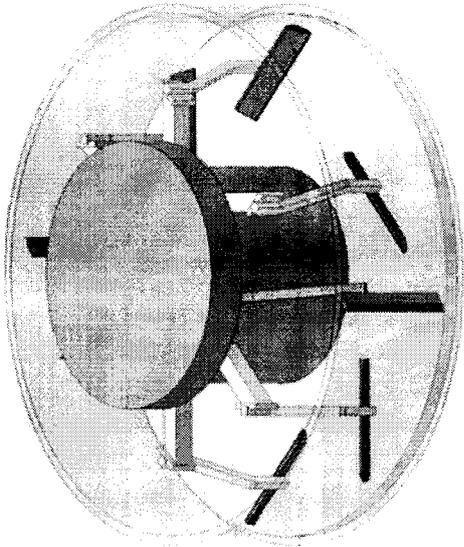


Рисунок 12 – Лопатевий апарат змішувачів 8 точковий

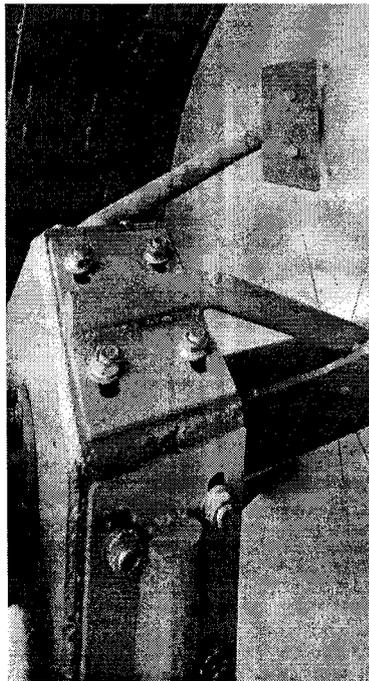


Рисунок 13 – Кріплення лопаток

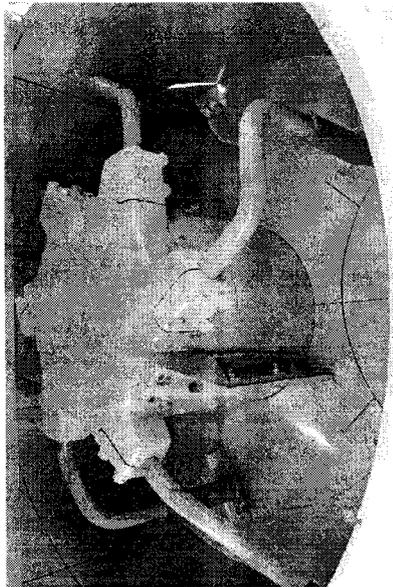


Рисунок 14 – Кріплення лопаток

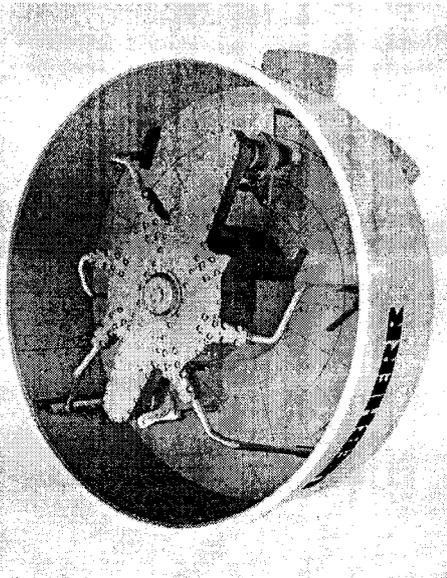


Рисунок 15 – Змішувача примусової дії Liebherr

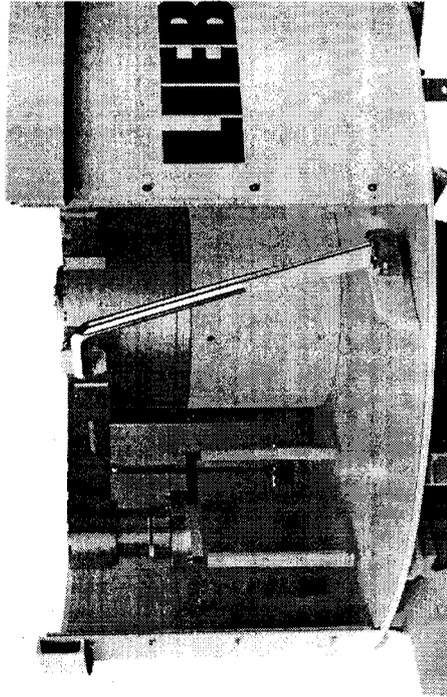


Рисунок 16 – Змішувача примусової дії Liebherr з обертовими лопатками

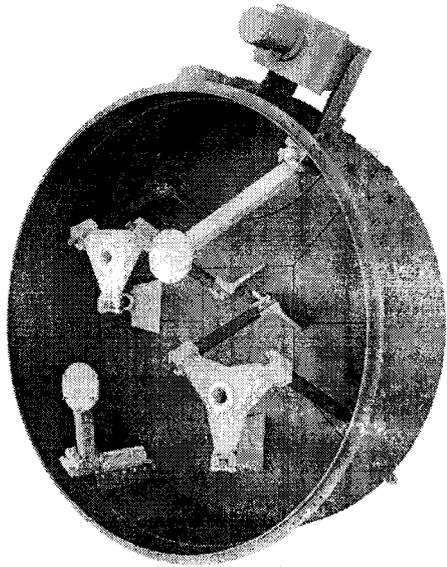


Рисунок 17 – Планетарний міксер Simet Xentrix

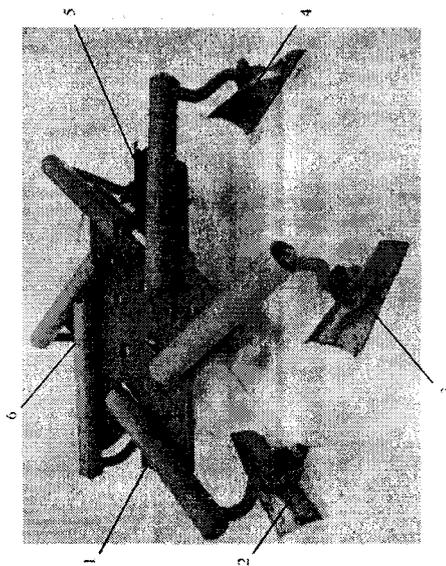


Рисунок 18 Робочі органи змішувача примусової

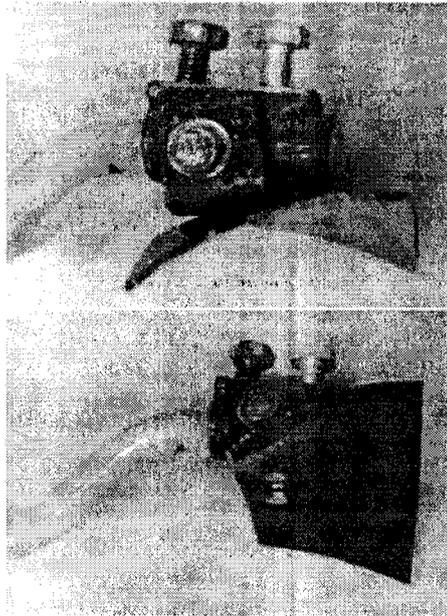


Рисунок 19 – Кронштейн кріплення лопаті гелікоїдного типу

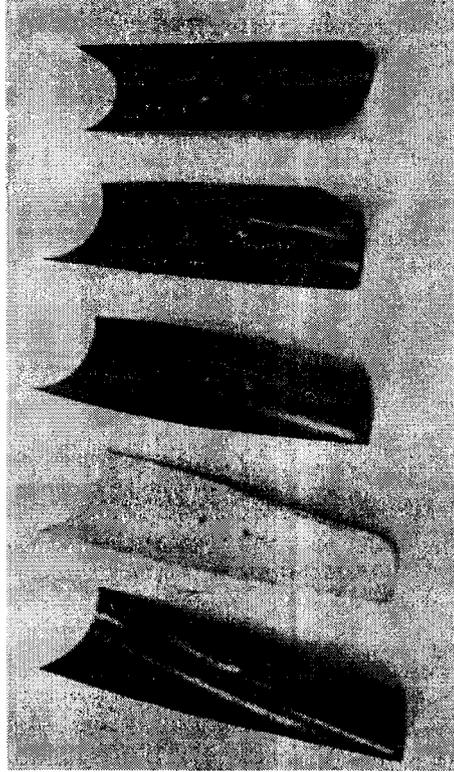


Рисунок 20 –Лопаті гелікоїдного типу

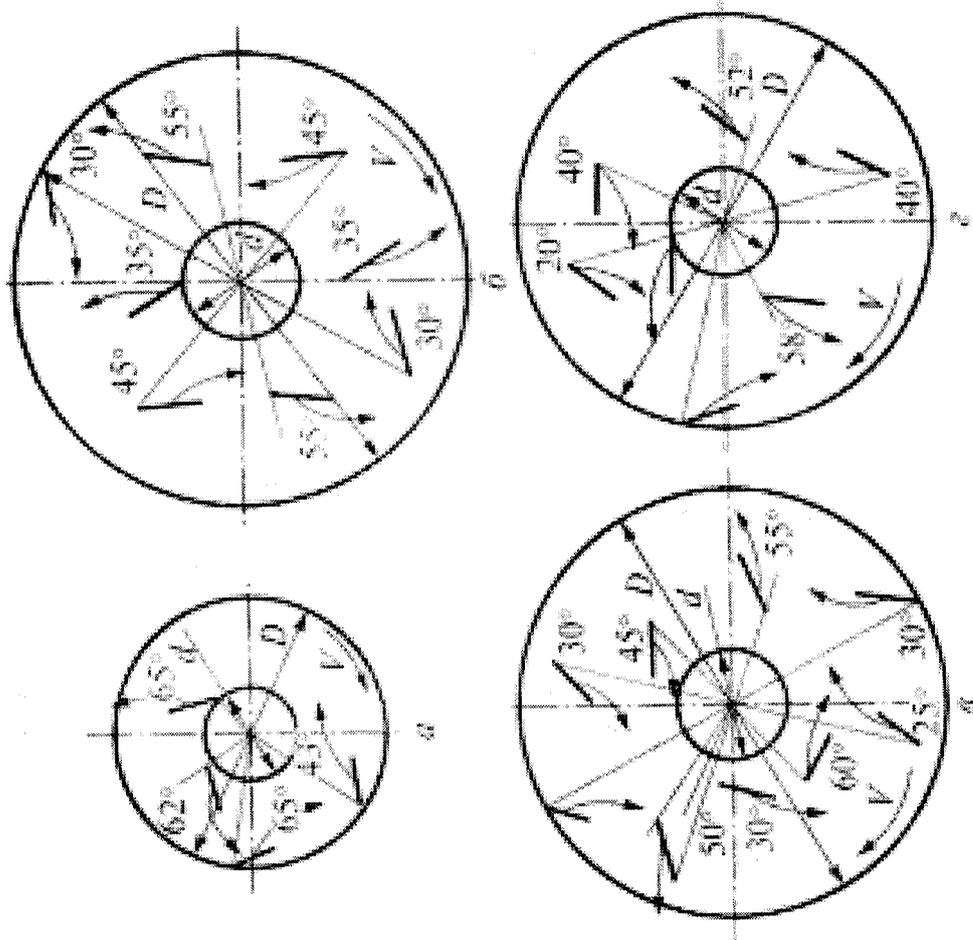


Рисунок 21 — Рекомендації стосовно розміщення лопатей змішувачів

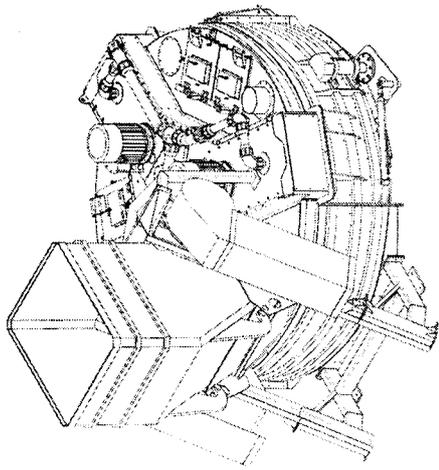


Рисунок 22 – Змішувач примусової дії

Основні параметри проектуємого бетонозмішувача:

– об'єм готового замісу $V_{зг}$ становить 250 літрів;

– маса змішувального барабана примусового типу $M_б$ – 500 кг.

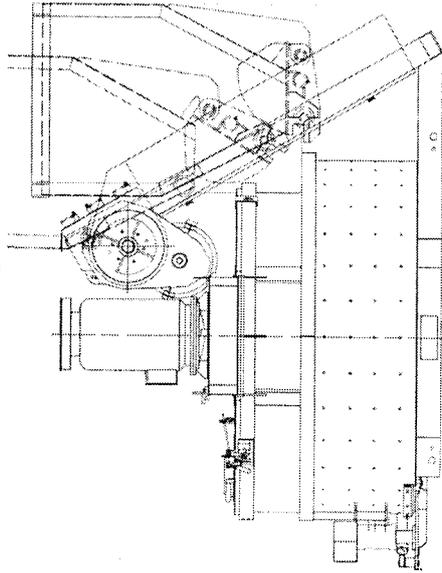


Рисунок 23 – Загальний вигляд спроектованого змішувача

Таблиця 1. – Результати енергокінематичного розрахунку привода змішувача примусового типу

Вал	1	2	3	4	5
Тип передачі	Конічна	зубчаста швидкох.	зубчаста тихохід.	Шпонкове з'єднання	
Передаточне число	2	4,36	3,92	1	
Потужність N , Вт	4490	4355	4185	4000	3920
Частота обертання n , об/хв.	720	360	82,56	21	21
Кутова швидкість ω , рад/с	75,36	37,68	8,64	2,198	2,198
Обертовий момент T , Н·м	59,58	115,578	484,375	1819,83	1783,44

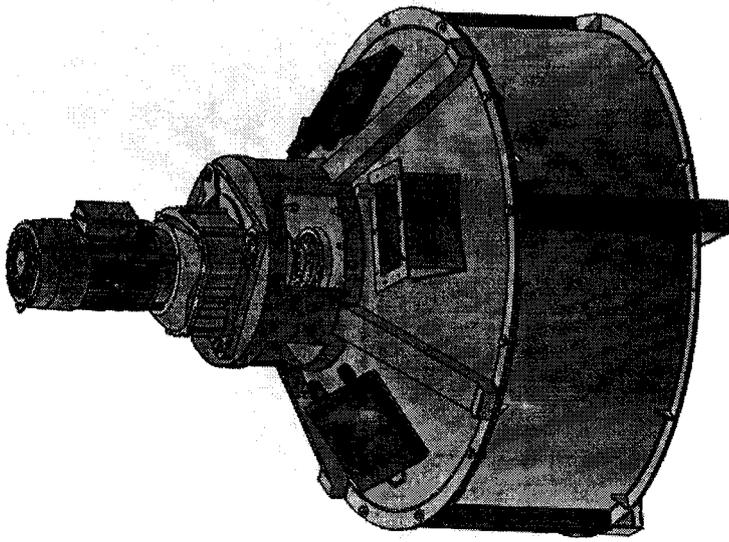


Рисунок 24 – 3D модель змішувача

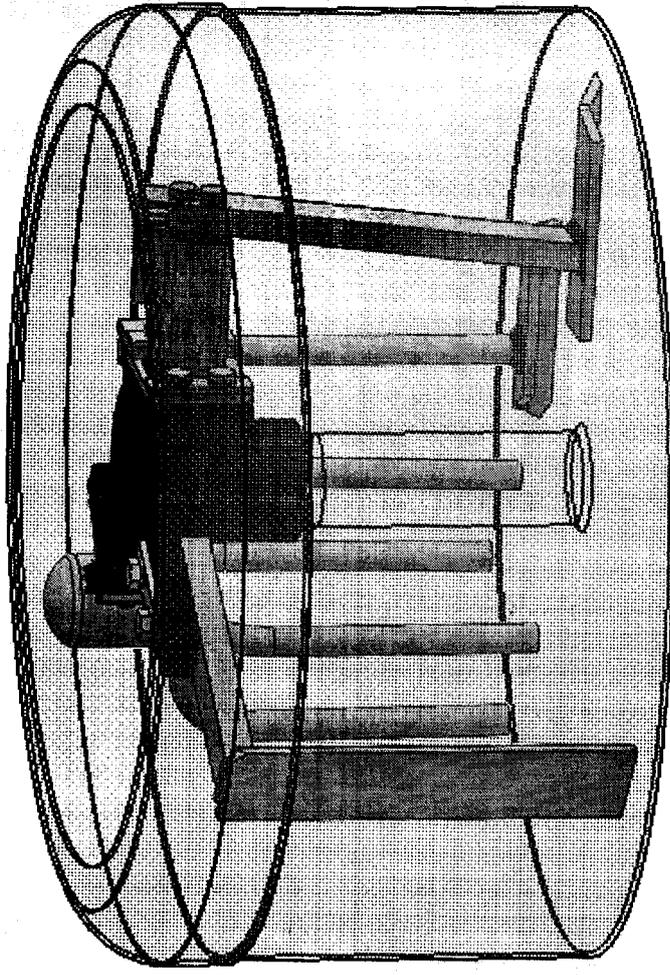


Рисунок 25 – Спрощена конструкція моделі змішувача

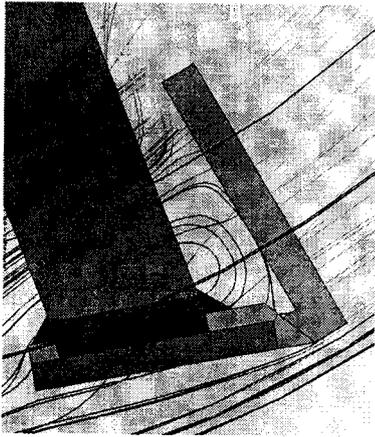


Рисунок 26 – Кут лопатки 20°

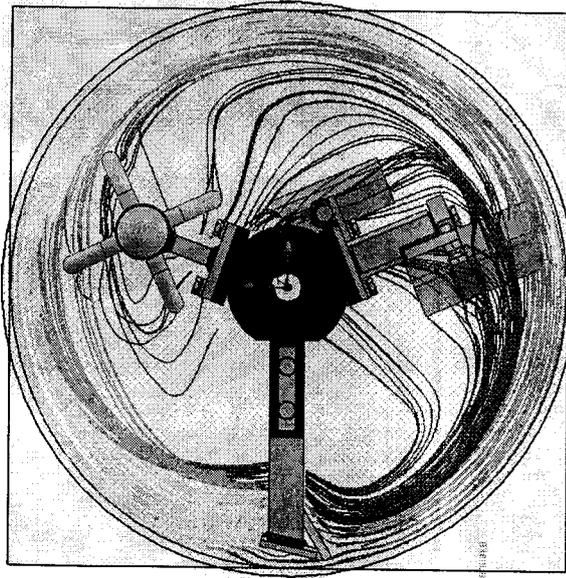


Рисунок 27 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці, ширина 100 мм. Кут 20°

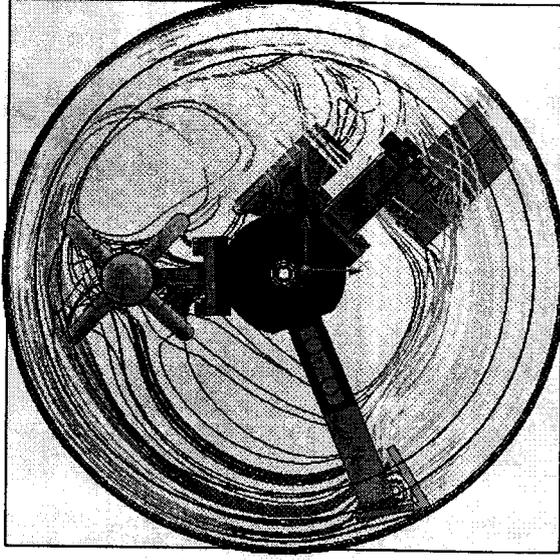


Рисунок 28 – Розподіл швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут 10°

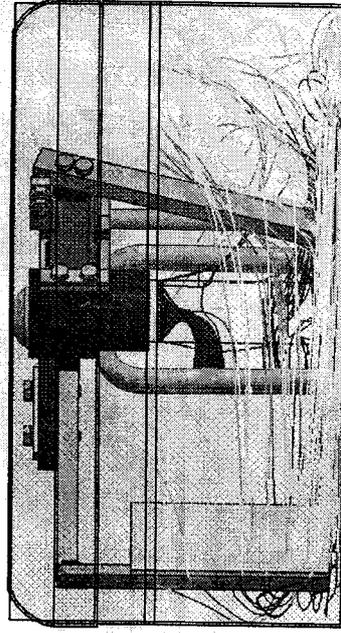


Рисунок 29 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при звичайній лопатці ширина 100 мм. Кут 10°

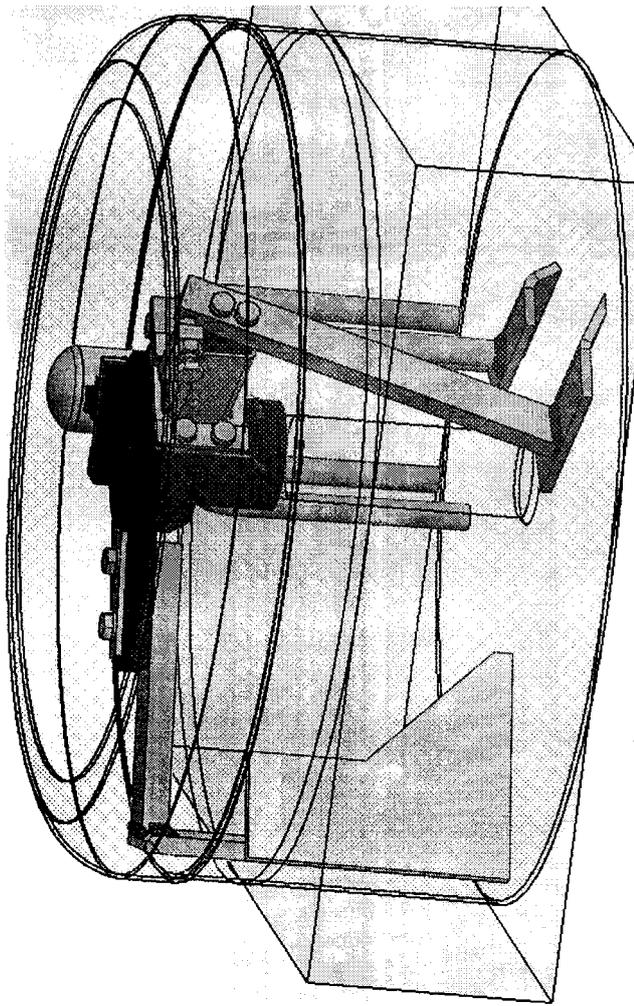


Рисунок 30 – Конструкція моделі змішувача 3
вдосконаленою вертикальною лопаткою

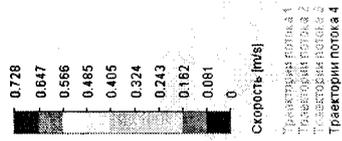
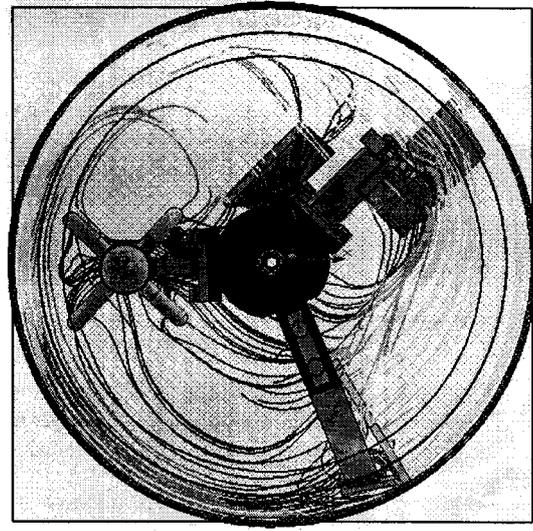


Рисунок 31 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при модернізованій лопатці. Кут 10°

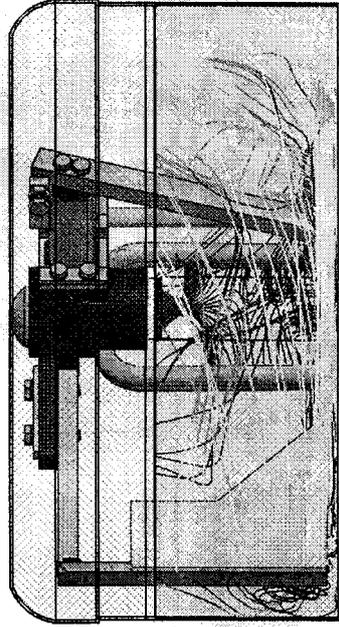


Рисунок 32 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача при модернізованій лопатці. Кут 10°

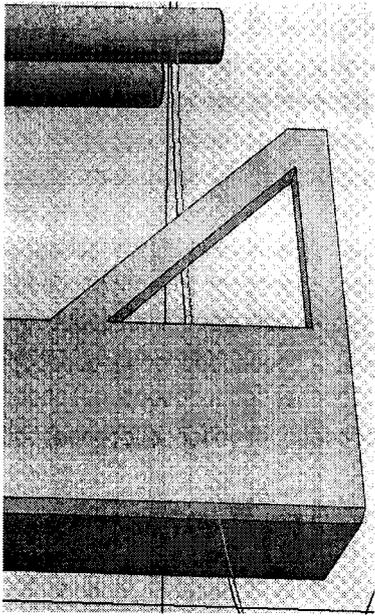


Рисунок 33 – Конструкція моделі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині

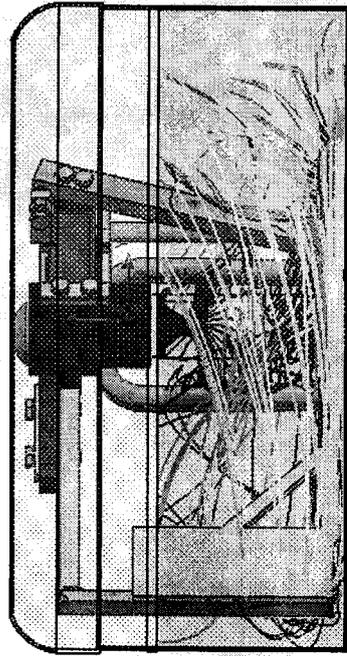


Рисунок 34 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині. Кут 10°

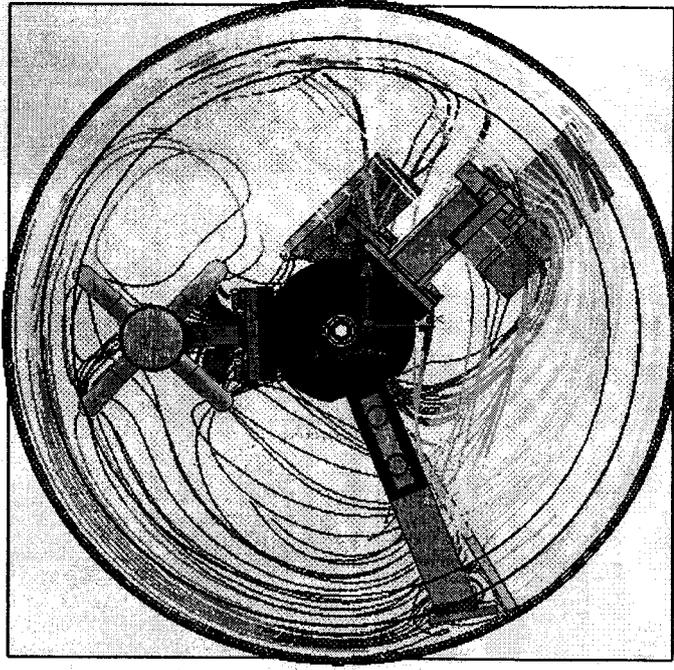


Рисунок 35 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаним вікном трикутної форми в нижній частині. Кут 10°

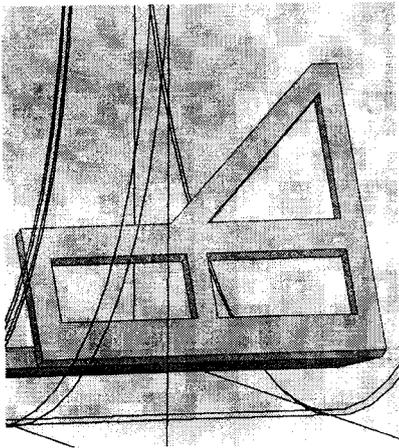


Рисунок 36 – Конструкція моделі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами

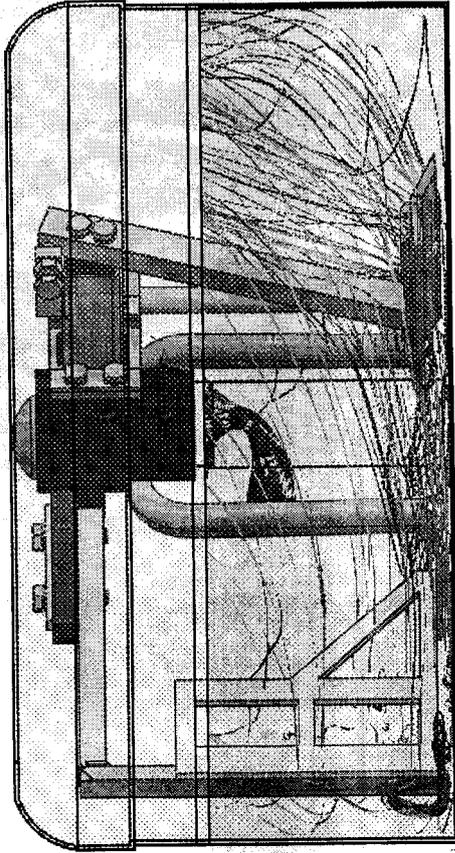


Рисунок 37 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 20°

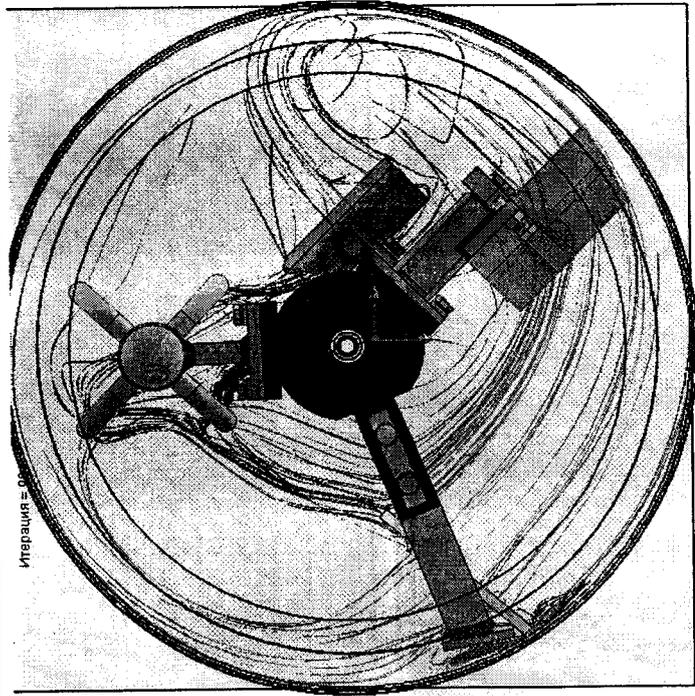
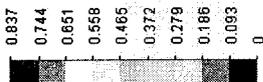
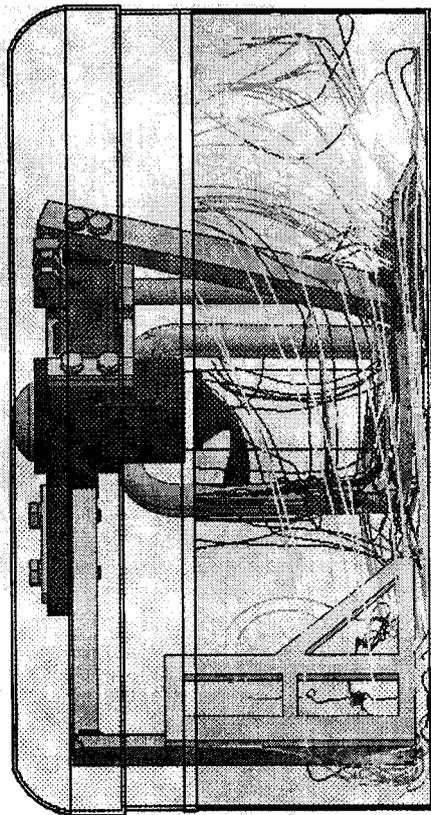


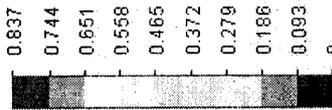
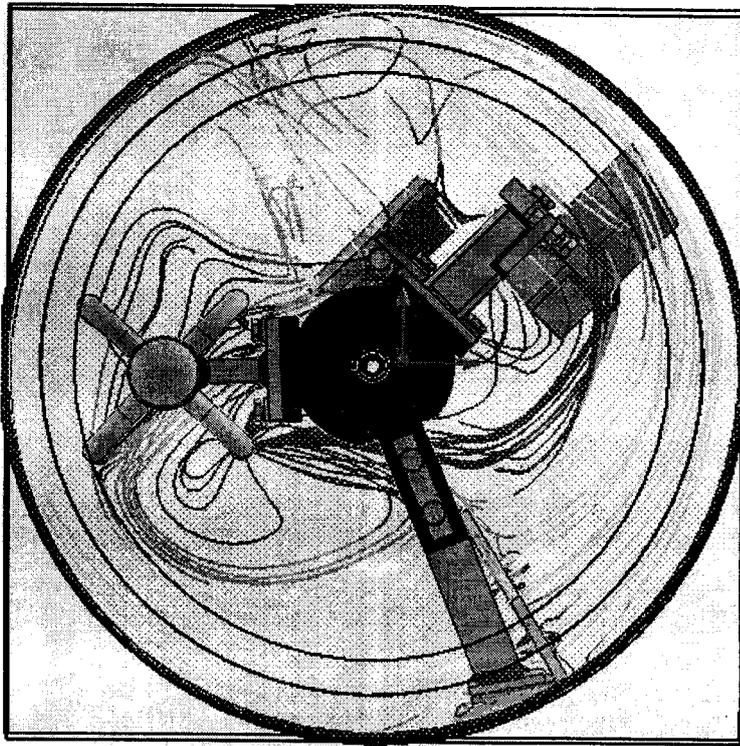
Рисунок 38 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізаними вікнами під кутом 20°



Скорость [m/s]

- Траектория потока 1
- Траектория потока 2
- Траектория потока 3
- Траектория потока 4
- Траектория потока 5
- Траектория потока 6
- Траектория потока 7

Рисунок 39 – Просторова діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізними вікнами під кутом 10°



Скорость [m/s]

- Траектория потока 1
- Траектория потока 2
- Траектория потока 3
- Траектория потока 4
- Траектория потока 5
- Траектория потока 6
- Траектория потока 7
- Траектория потока 8

Рисунок 40 – Діаграма розподілу швидкості руху суміші в корпусі змішувача з вдосконаленою вертикальною лопаткою з вирізними вікнами під кутом 10°

У рамках наукової роботи та дослідження вивчався вплив кута встановлення лопаток змішувача примусової дії на рух суміші. Для отримання глибшого розуміння цього впливу використовувалася технологія тривимірного моделювання 3D в програмному комплексі SOLIDWORKS.

Створена 3D модель змішувача дозволила провести детальне аналітичне дослідження руху лопаток змішувача та їхню взаємодію з сумішшю. Визначення оптимального кута встановлення лопаток виявилось ключовим аспектом для оптимізації процесу перемішування.

Було досліджено 4 типи моделей.

У результаті проведених досліджень та моделювань різних конструкцій лопаток бетонозмішувача для перемішування суміші полістиролбетону D400 класу міцності на стискання B1,0, були отримані наступні висновки.

Звичайна лопатка:

Швидкість руху суміші досягла максимального значення 1,65 м/с при ширині лопатки 100 мм та куті встановлення 20°.

Спостерігалось нерівномірне перемішування суміші в вертикальному напрямі.

Модернізована лопатка (ширина 100 мм, кут 10°):

Покращено перемішування суміші з максимальною швидкістю руху 0,7 м/с.

Виявлено зростання швидкості в нижній частині бункера змішувача.

Лопатка з вирізом трикутної форми:

Збільшено якість змішування зі швидкістю руху до 0,7 м/с.

Спостерігається зростання швидкості не лише в нижній, але і в центральній частині бункера.

Лопатка з прямокутним вікном у вертикальній лопаті:

Подальше покращення швидкості перемішування до 1,0 м/с. Траєкторії частинок суміші демонструють рівномірну циркуляцію.

Лопатка під 10° - швидкість руху суміші знижується до 0,84 м/с при куті встановлення 20°.

Траєкторії показують рівномірну циркуляцію, але із спаданням швидкості.

Узагальнюючи вищезазначене, можна визначити, що модифікації конструкції лопаток суттєво впливають на якість перемішування суміші, забезпечуючи більш рівномірний розподіл швидкостей та сприяючи ефективній роботі бетонозмішувача. Подальші дослідження та вдосконалення можуть призвести до ще більш оптимізованих конструкцій для покращення процесу змішування матеріалів.

Використання 3D моделювання у цьому дослідженні не лише надало можливість глибокого аналізу динаміки системи, але й стало основою для розробки нових конструктивних рішень та покращень у роботі змішувачів. Результати дослідження можуть бути корисними для розвитку більш ефективних і енергоефективних пристроїв примусового змішування матеріалів.