

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: «Модернізація фризера ОФА – М з дослідженням динаміки механізму  
приводу мішалки»

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МОНМ  
спеціальності 133 «галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)



(підпис)

Поліщук І.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник



(підпис)

Вітенько Т.М.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ворощук В.Я.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри



(підпис)

Вітенько Т.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент



(підпис)

Пилипець М.І.

(прізвище та ініціали)

Тернопіль  
2020

Міністерство освіти і науки України

**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

Факультет інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)

Кафедра обладнання харчових технологій  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри



Вітенько Т.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« 30 »

09

2019 р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Поліщуку Івану Ігоровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Модернізація фризера ОФА – М з дослідженням динаміки механізму приводу мішалки»

Керівник роботи Вітенько Тетяна Миколаївна, д.т.н., проф..

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

Затверджені наказом ректора від « 03 » 02 2020 року № 4/7-88

2. Термін подання студентом завершеної роботи 26.05.2020

3. Вихідні дані до роботи: «Николаев Б.Л., Николаев Л.К.. Процеси фризерования смесей мороженого, расчѐты и устройство фризеров: учеб-метод. пособие. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 65 с.» (паспорт машини на сторінці 23).

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ; 1) Аналіз сучасного стану об'єкту дослідження, вибір і обґрунтування основних напрямків дослідження; 2) Методи досліджень; 3) Конструктивна частина; 4) Дослідна частина; 5) Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1) Складальне креслення машини до модернізації (1 аркуш А1); 2) Складальне креслення машини після модернізації (1 аркуш А1); 3) Складальне креслення модернізованої мішалки (1 аркуш А1); 4) 3D моделі (1 аркуш А1); 5) Графіки шляху та прискорення (6 Аркушів А1); 6) Результати регресійного та імовірнісного аналізу (1 аркуш А1);

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Вітенько Т.М., д.т.н., професор		
Охорона праці	Кравець О.І. к.т.н., доцент		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	Стручок В.С., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

30.09.19.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ	30.09.19-06.10.19	<b>Виконано</b>
2.	Огляд літературних джерел. Аналіз та короткий опис об'єкту дослідження	07.10.19-13.10.19	<b>Виконано</b>
3.	Мета та задачі кваліфікаційної роботи	14.10.19-20.10.19	<b>Виконано</b>
4.	Обґрунтування методів та засобів досліджень. Алгоритм та методики проведення досліджень	21.10.19-27.10.19	<b>Виконано</b>
5.	Визначення потужності на привід машини	28.10.19-03.11.19	<b>Виконано</b>
6.	Кінематичний розрахунок механізму приводу фризера	04.11.19-10.11.19	<b>Виконано</b>
7.	Розрахунок зубчастих коліс	11.11.19-17.11.19	<b>Виконано</b>
8.	Перевірка зубців	18.11.19-24.11.19	<b>Виконано</b>
9.	Допустимі напруження для сталі 40Х при основних видах деформацій	25.11.19-01.12.19	<b>Виконано</b>
10.	Розрахунок валів редуктора	02.12.19-08.12.19	<b>Виконано</b>
11.	Розрахунок шпонкових з'єднань	09.12.19-15.12.19	<b>Виконано</b>
12.	Вибір підшипників кочення	16.12.19-22.12.19	<b>Виконано</b>
13.	Розрахунок пасової передачі	23.12.19-29.12.19	<b>Виконано</b>
14.	Допустимі напруження для сталі 12Х13	30.12.19-05.01.20	<b>Виконано</b>
15.	Розрахунок мішалки	06.01.20-12.01.20	<b>Виконано</b>
16.	Розрахунок підшипника ковзання	13.01.20-19.01.20	<b>Виконано</b>
17.	Моменти інерції деталей	20.01.20-26.01.20	<b>Виконано</b>
18.	Жорсткість тихохідного вала	27.01.20-02.02.20	<b>Виконано</b>
19.	Жорсткість пасової передачі	03.02.20-09.02.20	<b>Виконано</b>
20.	Побудова розрахункової схеми та складання системи диференціальних рівнянь	10.02.20-16.02.20	<b>Виконано</b>
21.	Необхідні дані для розрахунку	17.02.20-23.02.20	<b>Виконано</b>
22.	Розв'язок рівнянь руху	24.02.20-01.03.20	<b>Виконано</b>
23.	Нові моменти інерції деталей	02.03.20-08.03.20	<b>Виконано</b>
24.	Нова жорсткість вала	09.03.20-15.03.20	<b>Виконано</b>
25.	Групування нових дослідних даних	16.03.20-22.03.20	<b>Виконано</b>
26.	Розв'язок нової системи диференціальних рівнянь	23.03.20-29.03.20	<b>Виконано</b>
27.	Проведення досліджень на збитість та густину морозива	30.03.20-05.04.20	<b>Виконано</b>
28.	Дослідження моделі на адекватність	06.04.20-12.04.20	<b>Виконано</b>
29.	Оптимізація (збільшення) продуктивності машини	13.04.20-19.04.20	<b>Виконано</b>
30.	Проведення дослідів на визначення густини морозива на виході із машини	20.04.20-03.05.20	<b>Виконано</b>
31.	Перевірка гіпотези про узгодженість теоретичного і статистичного розподілу	04.05.20-17.05.20	<b>Виконано</b>
32.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	18.05.20-24.05.20	<b>Виконано</b>
33.	Висновки	25.05.20-26.05.20	<b>Виконано</b>


Студент

  
 \_\_\_\_\_  
 (підпис)

Поліщук І.І.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

  
 \_\_\_\_\_  
 (підпис)

Вітенько Т.М.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## **Annotation**

The master's work "The modernization freezer ОФА – М from investigated dynamics mechanism drive the mixer" write Ivan Polishchuk in Ternopil Ivan Puluy National Technical University in 2020. The master's work is devoted modernization freezer ОФА – М, investigated dynamics mechanism drive the mixer and investigated ice cream regression and statistics methods.

Work the equipment, him modernization, calculation parts equipment, are described. Image equipment, him parts, 3D models, graphs move and speed are shown. Image results the regression analysis and results statistics analysis are demonstrated. Process cooking mix ice cream and him production are described. The investigated dynamics mechanism drive the mixer is a described and shown.

Modernization equipment, investigated dynamics mechanism drive mixer, investigated ice cream regression and statistics methods are center idea master's work.

*Keywords:* equipment, freezer, mechanism, mixer, ice cream.

## **Анотація**

Магістерська робота «Модернізація фризера ОФА – М з дослідженням динаміки механізму приводу мішалки» написана Поліщуком Іваном в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя в 2020 році. Магістерська робота присвячена модернізації фризера ОФА – М, дослідженню динаміки механізму приводу мішалки та дослідженню морозива регресійним і статистичним методами.

Робота обладнання, його модернізація, розрахунок частин обладнання, є описано. Зображення обладнання, його частин, 3D моделей, графіків руху та швидкості є показано. Зображення результатів регресійного аналізу і результатів статистичного аналізу є продемонстровано. Процес приготування суміші морозива і його виготовлення є описано. Дослідження динаміки механізму приводу мішалки є описано і показано.

Модернізація обладнання, дослідження динаміки механізму приводу мішалки, дослідження морозива регресійним і статистичним методом є головною ідеєю магістерської роботи.

*Ключові слова:* обладнання, фризер, механізм, мішалка, морозиво.

## Зміст

### Вступ

1. Аналіз сучасного стану об'єкту дослідження, вибір і обґрунтування основних напрямків дослідження
  - 1.1. Огляд літературних джерел. Аналіз та короткий опис об'єкту дослідження
  - 1.2. Мета та задачі кваліфікаційної роботи
2. Методи досліджень
  - 2.1. Обґрунтування методів та засобів досліджень. Алгоритм і методики проведення досліджень
3. Конструктивна частина
  - 3.1. Визначення потужності на привід машини
  - 3.2. Кінематичний розрахунок механізму приводу фризера
  - 3.3. Розрахунок зубчастих коліс
  - 3.4. Перевірка зубців
  - 3.5. Допустимі напруження для сталі 40X при основних видах деформацій
  - 3.6. Розрахунок валів редуктора
  - 3.7. Розрахунок шпонкових з'єднань
  - 3.8. Вибір підшипників кочення
  - 3.9. Розрахунок пасової передачі
  - 3.10. Допустимі напруження для сталі 12X13
  - 3.11. Розрахунок мішалки
  - 3.12. Розрахунок підшипника ковзання
4. Дослідна частина
  - 4.1. Моменти інерції деталей
  - 4.2. Жорсткість тихохідного вала
  - 4.3. Жорсткість пасової передачі
  - 4.4. Побудова розрахункової схеми та складання системи диференціальних рівнянь
  - 4.5. Необхідні дані для розрахунку
  - 4.6. Розв'язок рівнянь руху
  - 4.7. Нові моменти інерції деталей

- 4.8. Нова жорсткість вала
- 4.9. Групування нових дослідних даних
- 4.10. Розв'язок нової системи диференціальних рівнянь
- 4.11. Проведення досліджень на збитість та густину морозива
- 4.12. Дослідження моделі на адекватність
- 4.13. Оптимізація (збільшення) продуктивності машини
- 4.14. Проведення дослідів на визначення густини морозива на виході з машини
- 4.15. Перевірка гіпотези про узгодженість теоретичного і статичного розподілу
- 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
  - 5.1. Заходи з охорони праці
  - 5.2. Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях

Висновки

Перелік посилань

Додатки

## Вступ

На сьогоднішній день питання по виготовленню морозива є досить актуальними. Тому що у період з травня і до кінця вересня одним із найуживаніших харчових продуктів є морозиво.

Морозиво виготовляють на спеціальному обладнанні що називається фризера. Спочатку готують суміш морозива, заливають її у бункер фризера де вона збивається та частково заморожується на протязі 3 – 5 хв.. Після фрезерування отримують м'яке морозиво яке згодом направляють в морозильні камери для остаточного гартування.

В дипломній роботі розглянуто модернізацію машини, досліджено динаміку та густину морозива на виході регресійним та імовірнісним методом. При модернізації машини було замінено мішалку та плаваючі ножі що обертаються в протилежних напрямках на мішалку з плаваючими ножами що обертається лише в одному напрямку. Основна мета такої модернізації це спрощення конструкції машини.

Основна мета дослідної частини це дослідження динаміки вібраційних коливань що виникають при роботі машини та послаблення цих коливань. Друга частина дослідної роботи полягає у дослідженні густини морозива на виході із машини регресійним та імовірнісним методами та збільшення продуктивності машини.

В дипломній роботі використаний теоретичний метод дослідження із використанням комп'ютерної техніки та аналітичного розрахунку.

Матеріали конструктивної частини на тему «Конструктивне оформлення фризера ОФА – М» були опубліковані на міжнародні студентські науково - технічній конференції "ПРИРОДНИЧІ ТА ГУМАНІТАРНІ НАУКИ. АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ". Матеріали дослідної частини на тему «Дослідження динаміки модернізованого механізму приводу фризера ОФА – М» були опубліковані на міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій – Тернопіль 28-29 листопада 2018».



# 1. Аналіз сучасного стану об'єкту дослідження, вибір і обґрунтування основних напрямків дослідження

1.1. Огляд літературних джерел. Аналіз та короткий опис об'єкту дослідження  
В якості вихідних матеріалів для виконання магістерської роботи було взято матеріал з літератури [6, ст. 23].

Фрезер ОФА-М (рис.1.1.) призначений для виробництва морозива. Основні фізичні властивості морозива наведені в таблиці 1.1. Такі фризери використовуються на великих заводах.

Фрезер складається з станини 1, робочого циліндра 10 з мішалкою, мірної ванни 5, приводу 14, акумулятора аміаку 2, трубопроводів густого 3 і газоподібного 13 аміаку. Станина зварної конструкції з сталевого кутового прокату служить базою для розміщення і кріплення вузлів фризера. Станину, фанеровану листовою сталлю, встановлюють на чотирьох ніжках і кріплять фундаментними болтами.

Робочий циліндр 10 -складається з внутрішнього 9 і зовнішнього 8 циліндрів, в просторі між якими рухається холодильний агент. У внутрішньому циліндрі обертається мішалка 11 і в протилежному напрямку ножі 6.

Готова суміш, попередньо охолоджена до 2-5 ° С, поступає в мірну ванну 5. Дану суміш поворотом рукоятки крана вручну переливають в циліндр 10, в якому вона обробляється, збивається, насичується повітрям і частково заморожується протягом 3-5 хв. Суміш охолоджується завдяки безпосередньому випаровуванню аміаку в циліндрі 8. Під час роботи ножі знімають заморожений шар суміші зі стінки циліндра, відкидають його до центру, перемішують і насичують оброблювану масу повітрям. Дросель 15 дозволяє підтримувати в сорочці необхідну температуру випаровування аміаку. Після закінчення робочого процесу морозиво температури від – 5 до – 6 ° С переливається в гільзи без зупинки мішалки. Гільзи з морозивом направляють в холодильні камери для остаточного його загартування. На цьому робочий цикл закінчується і починається новий, з другою порцією суміші морозива.

Основні технічні характеристики фризера ОФА-М періодичної дії з аміачним охолодженням наведені в таблиці (1.2.)

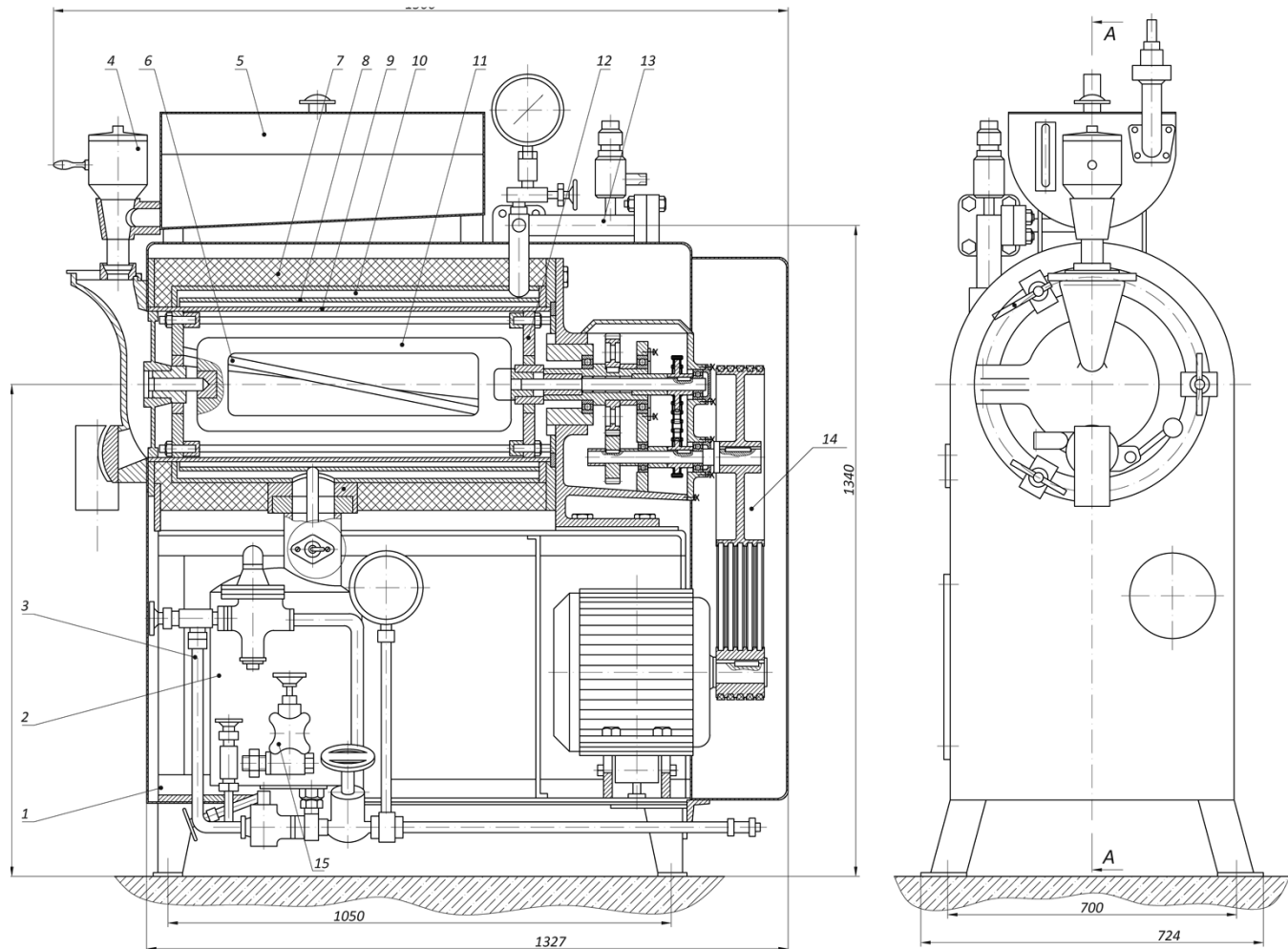


Рис. 1.1. Фризер ОФА-М з аміачним охолодженням

1-Станина; 2-аккумулятор аміаку; 3- трубопровід густого аміаку; 4- клапан; 5- мірна ванна; 6- ножі; 7- термоізоляція; 8-зовнішній циліндр; 9-внутрішній циліндр; 10- робочий циліндр; 11- мішалка; 12- задня кришка циліндра; 13- трубопровід газоподібного аміаку; 14- привід; 15- дросель.

Таблиця 1.1.

### Фізичні властивості вершкового морозива

<b>Фізико – хімічні параметри</b>	<b>Значення</b>
Густина суміші, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1100
Теплоємність суміші морозива, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	2,93
Теплоємність готового морозива, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	1,63
Маса води в 1 кг. морозива, кг.	0,55
Температура утворення кристалів льоду, $^\circ\text{C}$	0

## Технічна характеристика фризера ОФА-М

Продуктивність, кг/год.	120-200
Тривалість робочого циклу, хв.	5
Циліндр: повна ємність, л. нормальне наповнення, л. внутрішній діаметр, мм. довжина, мм.	70 20-30 310 800
Поверхня охолодження, м <sup>2</sup> .	0,9
Частота обертання, об/хв.: збивача ножів	223 195
ємність, л. мірної ванни, л. акумулятора аміаку, л.	48 26,5
Температура, °С: на вході на виході кипіння аміаку	2,5 -5 Від -35 до -37
Збитість морозива, %	50-60
Тиск при якому відкривається запобіжний клапан, кгс/см <sup>2</sup>	8
Електродвигун: потужність, кВт. частота обертання, об/хв. напруга, В.	4,5 1420 220/380
Маса, кг.	770
Габарити, мм.: довжина ширина висота	1500 724 1780

## 1.2. Мета та задачі кваліфікаційної роботи

Метою кваліфікаційної роботи є модернізація машини шляхом заміни мішалки та плаваючих ножів що обертаються в протилежних напрямках на мішалку з плаваючими ножами що обертається лише в одному напрямку (рис. 1.2.). Головною метою дослідної частини є дослідження динаміки коливань механізму зображеного на рис. 1.2. та оптимізація цих коливань. Другорядною метою дослідної частини є дослідження густини морозива на виході із машини регресійним та імовірнісним методами та збільшення продуктивності машини.

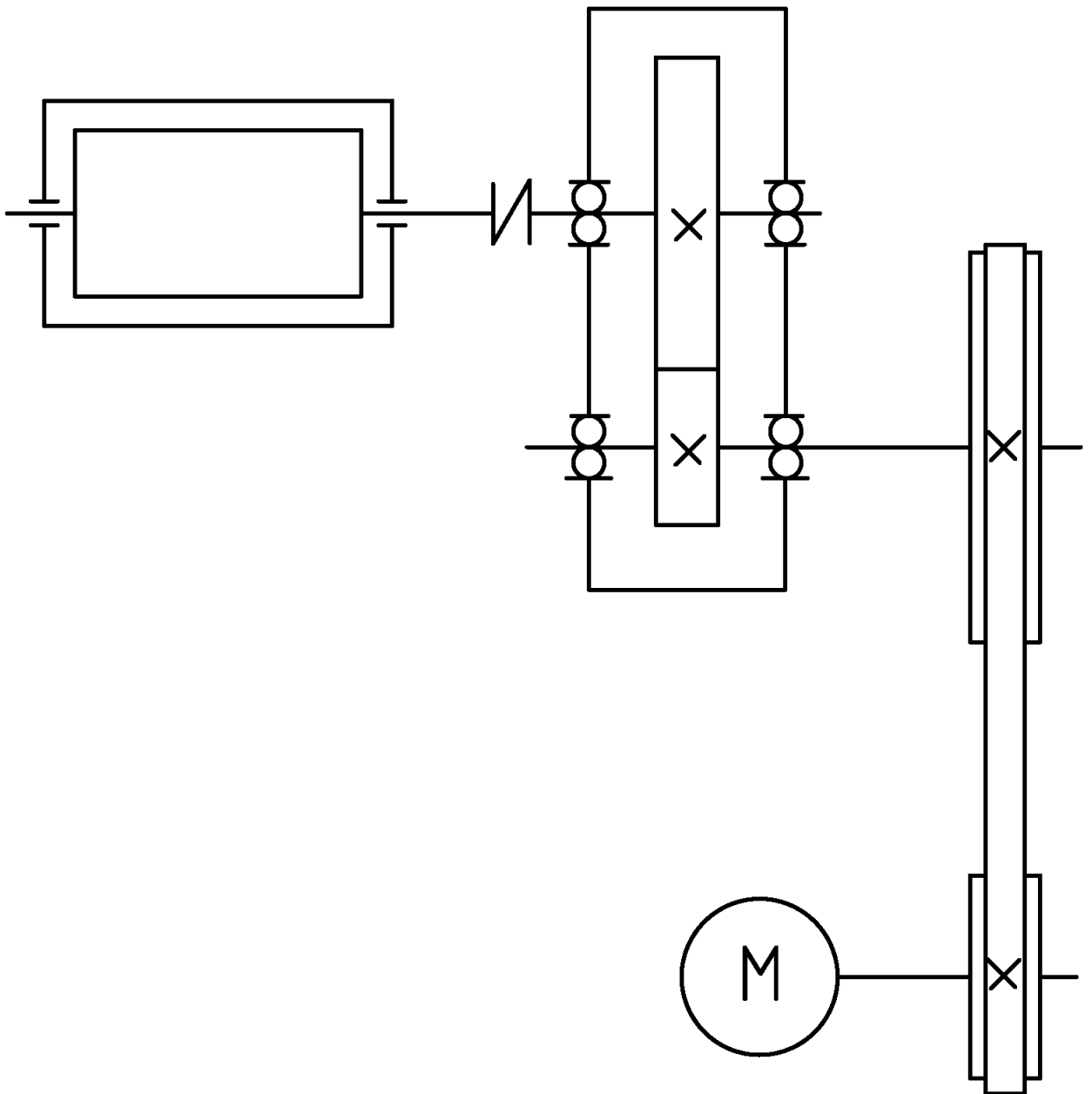


Рис.1.2. Схема модернізації фризера ОФА-М

## 2. Методи досліджень

### 2.1. Обґрунтування методів і засобів досліджень. Алгоритм і методики проведення досліджень

В магістерській роботі використано теоретичний метод дослідження за допомогою засобів комп'ютерної техніки. Це зумовлено тим що дослідження динаміки коливань вимагають складних розрахунків.

Для опису динамічного процесу було складено три диференціальні рівняння руху. Оскільки ці рівняння містять значення моментів інерції рухомих деталей механізму, то для їх знаходження було побудовано моделі цих деталей та знайдено їх моменти інерції в програмі AUTODESC Inventor. Наступну систему рівнянь зручно розраховувати використовуючи пакет MathCAD. В результаті розрахунку системи рівнянь було отримано графіки руху та швидкості по кожній із мас механізму.

Для оптимізації коливань було змінено матеріал деталей з дотриманням умови:

$$[\sigma_p]_{\text{н.м.}} \geq [\sigma_p]_{\text{п.м.}}$$

$[\sigma_p]_{\text{н.м.}}$  – границя текучості на розтяг нового матеріалу;

$[\sigma_p]_{\text{п.м.}}$  – границя текучості на розтяг попереднього матеріалу.

При зміні матеріалу деталей змінилися і моменти інерції цих деталей. Маючи нові значення моментів інерції можна знайти відповідні графіки шляху та швидкості, підставляючи ці значення в попередньо складену систему диференціальних рівнянь.

З точки зору дослідження продуктивності машини та густини морозива на виході, використано регресійний та імовірнісний метод.

### 3. Конструктивна частина

#### 3.1. Визначення потужності на привід машини

Визначимо густину морозива:

$$\rho_M = \frac{\rho_{CM}}{1 + 0,01 * A} = \frac{1100}{1 + 0,01 * 50} = 733,334 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$$

$\rho_{CM} = 1100 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$  – густина суміші на вході (див. табл. 1.1.);

$A = 50 \%$  – насиченість повітрям (див. табл. 1.2.).

Знайдемо продуктивність модернізованої машини:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{3,5 * m_H * \delta * n * k_c * S * (\rho_{CM} + \rho_M)}{2000} \\ &= \frac{3,5 * 4 * 12 * 3,25 * 0,7 * 0,9 * (1100 + 733,334)}{2000} = \frac{630630,228}{2000} \\ &= 315,32 \frac{\text{КГ}}{\text{ГОД.}} \end{aligned}$$

$m_H = 4$  – число ножів (прийmemo самостійно);

$\delta = 12$  мкм. – товщина зрізаного слою [1, ст. 27, табл. В1];

$n = 3,25 \frac{\text{Об.}}{\text{с.}}$  – частота обертання (див. табл. 1.2.);

$k_c = 0,7$  – коефіцієнт нерівномірності зрізання намерзлого шару [1, ст. 27];

$S = 0,9 \text{ м}^2$  – площа охолодження (див. табл. 1.2.);

Визначимо потужність на привід фризера:

$$\begin{aligned} N &= \frac{X * k_x - Q * [C_{MC} * (t_{CM} - t_{кр.}) + C_M * (t_{кр.} - t_M) + 3,36 * m_B]}{3600 * \eta} \\ &= \frac{15000 * 0,85 - 315,32 * [2,93 * (2,5 - 0) + 1,63 * (0 - -5)] + 3,36 * 0,55}{3600 * 0,8} \\ &= \frac{11050 - 315,32 * [7,325 + 8,15] + 1,848}{2880} = \frac{12750 - 4879,577 + 1,848}{2880} \\ &= 2,733 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

$X$  – продуктивність холоду (прийmemo  $X = 15000 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}$ ), [1,ст. 28];

$k_x = 0,85$  – коефіцієнт втрати холоду, [1,ст. 28];

$C_{мс} = 2,93 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – теплоємність морозива на вході, (див. табл. 1.1.);

$t_{см} = 2,5^\circ\text{C}$  – температура морозива на вході у фризера (див. табл. 1.2.);

$t_{кр.} = 0^\circ\text{C}$  – температура кристалоутворення [1,ст.28]

$C_m = 1,63 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – теплоємність морозива на виході (див. табл. 1.1.)

$t_m = -5^\circ\text{C}$  – температура морозива на виході (див. табл. 1.2.);

$m_b = 0,55$  кг. – вага води в 1 кг . морозива, [1, ст. 28, табл. В1];

$\eta = 0,8$  – механічний ККД фризера, [1, ст. 28].

### 3.2. Кінематичний розрахунок механізму приводу фризера

Виберемо електродвигун. При виборі електродвигуна необхідно дотримуватися наступної умови:

$$N \leq P_{\text{ном.}}$$

$N = 2,733$  кВт. – розрахована потужність на привід фризера;

$P_{\text{ном.}}$  – номінальна потужність вибраного електродвигуна.

З [2, ст. 178, додаток 9], підбираємо електродвигун серії 4А 112 МА 6УЗ для якого  $P_{\text{ном.}} = 3$  кВт., синхронна частота  $n_c = 1000 \frac{\text{Об.}}{\text{хв.}} \cdot \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}} = 2,5$ .

Номінальна частота обертання електродвигуна буде дорівнювати:

$$n_{\text{н}}^{\text{дв.}} = n_c * (1 - 0,027) = 1000 * (1 - 0,027) = 973 \frac{\text{Об.}}{\text{хв.}}$$

Кутова швидкість на валу електродвигуна буде дорівнювати :

$$\omega_{\text{н}}^{\text{дв.}} = \frac{\pi * n_{\text{н}}^{\text{дв.}}}{30} = \frac{3,14 * 973}{30} = 101,840667 \frac{\text{Рад.}}{\text{с.}}$$

Тоді передавальне відношення всего механізму буде дорівнювати:

$$i_{\text{заг.}} = \frac{n_1}{n_2} * \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{973}{195} \approx 5$$

Розбиваємо передавальне число на ступені приводу. Приймаємо передавальне число для редуктора згідно з ГОСТ 2185-66,  $i_{\text{ред}} = 2$

Тоді передавальне число пасової передачі буде дорівнювати:

$$i_{\text{заг.}} = i_{\text{ред}} * i_{\text{п.п.}}$$

Звідки передавальне число пасової передачі буде дорівнювати

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{i_{\text{заг.}}}{i_{\text{ред}}} = \frac{5}{2} = 2,5$$

Знайдемо частоту обертання і кутову швидкість на валах. Вал електродвигуна:

$$n_1 = n_{\text{н}}^{\text{дв.}} = 973 \frac{\text{Об.}}{\text{хв.}}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{н}}^{\text{дв.}} = 101,840667 \frac{\text{Рад.}}{\text{с.}}$$

Проміжний вал:

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$



Звідки частота обертання і кутова швидкість проміжного вала будуть рівними:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{п.п.}}} = \frac{973}{2,5} = 389,2 \frac{\text{Об.}}{\text{хв.}}$$
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{\text{п.п.}}} = \frac{101,840667}{2,5} = 40,74 \frac{\text{Рад.}}{\text{с.}}$$

Тихохідний вал:

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{\omega_2}{\omega_3}$$

Звідки частота обертання і швидкість тихохідного вала будуть рівними:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{ред}}} = \frac{389,2}{2} = 194,6 \approx 195 \frac{\text{Об.}}{\text{хв.}}$$
$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{\text{ред}}} = \frac{40,74}{2} = 20,37 \frac{\text{Рад.}}{\text{с.}}$$

Знайдемо скручувальні моменти на валах. Скручувальний момент на валу електродвигуна буде дорівнювати:

$$M_1 = \frac{P_{\text{ном.}}}{\omega_1} = \frac{3000}{101,840667} = 29,46 \text{ Н * м}$$

Крутний момент на проміжному валу буде дорівнювати:

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{M_2}{M_1}$$

Звідки:

$$M_2 = i_{\text{п.п.}} * M_1 = 2,5 * 29,46 = 73,65 \text{ Н * м}$$

Скручувальний момент на тихохідному валу:

$$i_{\text{ред}} = \frac{M_3}{M_2}$$

Звідки:

$$M_3 = i_{\text{ред}} * M_2 = 2 * 73,65 = 147,3 \text{ Н * м}$$

### 3.3. Розрахунок зубчастих коліс

В якості матеріалу зубчастих коліс приймемо сталь 40Х для якої:

НВ = 302 – твердість [2, ст. 121, табл. 11.1];

$\sigma_T = 650$  МПа – границя текучості [2, ст. 121, табл. 11.1].

Визначимо гранично – контактну витривалість поверхонь зубів:

$$\sigma_{Hlimb} = 2НВ + 70 = 2 * 302 + 70 = 604 + 70 = 674 \text{ МПа.}$$

Згідно з [2, ст. 121] приймемо коефіцієнт безпеки при покращенні матеріалу  $S_H = 1,1$ . Визначимо кількість циклів при постійному режимі роботи зубчастих коліс. Для шестерні:

$$N_{HE1} = 60 * n_2 * L_h = 60 * 389,2 * 25000 = 583800000$$

Для колеса:

$$N_{HE2} = 60 * n_3 * L_h = 60 * 195 * 25000 = 583800000$$

Де  $L_h = 25000$  год. – ресурс роботи редуктора;

Визначимо базу випробувань для сталевих коліс:

$$N_{HO} = 30НВ^{2,4} = 30 * 302^{2,4} = 26861973,6$$

$$N_{HE1} > N_{HO}$$

Отже  $K_{HL} = 1$

$$N_{HE2} > N_{HO}$$

Отже  $K_{HL} = 1$

Де  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності.

Допустимі контактні напруження будуть дорівнювати:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} * K_{HL}}{S_H} = \frac{674}{1,1} = 612,73 \text{ МПа.}$$

Міжцентрова віддаль зубчастої передачі буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} a_w &= K_a(i_{ред} + 1) * \sqrt[3]{\frac{M_3 * K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 * i_{ред}^2 * \Psi_{ba}}} = 49 * (2 + 1) * \sqrt[3]{\frac{147,3 * 10^3}{612,73^2 * 2^2 * 0,25}} \\ &= 147 * \sqrt[3]{\frac{147300}{375438,052}} = 147 * \sqrt[3]{0,4} = 147 * 0,74 = 108,8 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Відповідно до ГОСТ 2185 – 66 приймаємо  $a_w = 112$  мм..

Де  $K_a = 49$  – коефіцієнт сталевих прямозубих коліс[2, ст. 124];

$\psi_{ba} = 0,25$  – коефіцієнт товщини вінця для прямозубих коліс [2, ст. 123];

$K_{H\beta} = 1$  – коефіцієнт розподілу навантаження по товщині зубчастого вінця [2, ст. 124, табл. 11.2].

Товщину  $b_2$ , колеса визначимо за формулою:

$$b_2 = \psi_{ba} * a_w = 0,25 * 112 = 28 \text{ мм.}$$

Товщину шестерні  $b_1$  визначимо за формулою:

$$b_1 = b_2 + 4 = 28 + 4 = 32 \text{ мм.}$$

Модуль зачеплення дорівнюватиме:

$$m = 0,02 * a_w = 0,02 * 112 = 2,24 \text{ мм.}$$

У відповідності з ГОСТ 9563 – 60 приймаємо  $m = 2,5$  мм..

Визначимо кількість зубів коліс:

$$\sum Z = \frac{2 * a_w}{m} = \frac{2 * 112}{2,5} = 89,6$$

Приймаємо  $\sum Z = 90$

Визначимо кількість зубів шестерні:

$$Z_1 = \frac{\sum Z}{i_{ред} + 1} = \frac{90}{3} = 30$$

Визначимо кількість зубів колеса:

$$Z_2 = \sum Z - Z_1 = 90 - 30 = 60$$

Проведемо перевірку розрахунків визначивши передаточне число редуктора:

$$i_{ред} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{30} = 2$$

Діаметри ділільних кіл:

$$d_1 = m * Z_1 = 2,5 * 30 = 75 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m * Z_2 = 2,5 * 60 = 150 \text{ мм.}$$

Діаметри виступів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m = 75 + 5 = 80 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m = 150 + 5 = 155 \text{ мм.}$$

Діаметри западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 * m = 75 - 6,25 = 68,75 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 * m = 150 - 6,25 = 143,75 \text{ мм.}$$

### 3.4. Перевірка зубців

Максимальне контактне напруження  $\sigma_{Hmax}$ , мПа, що виникає при дії найбільшого навантаження  $M_{max}$ , не повинно перевищувати гранично допустиме контактне напруження.

$$\sigma_{Hmax} = [\sigma_H] * \sqrt{\frac{M_{max}}{M_{ном}}} = 612,73 * \sqrt{2,5} = 968,8112 \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8 * \sigma_T = 2,8 * 650 = 1820 \text{ мПа.}$$

$\sigma_T = 650$  мПа – границя текучості матеріалу коліс на розтяг [2, ст. 121, табл. 11.1].

Перевірку зубів на втому при згині виконують за наступною формулою:

$$\sigma_F = \frac{Ft * K_F * Y_F * Y_\beta * K_{F\alpha}}{b * m}$$

$Y_F = 3,62$  – коефіцієнт зуба [2, ст. 131, табл. 11.8.].

$Y_\beta = 1$  – коефіцієнт нахилу зубів (для прямозубих коліс  $Y_\beta = 1$ ), [2,ст. 130]

$K_F$  – коефіцієнт навантаження, знаходять за формулою:

$$K_F = K_{F\beta} * K_{FV} = 1,03 * 1,28 = 1,3184$$

$K_{F\beta} = 1,03$  – коефіцієнт концентрації навантаження [2,ст. 129, табл. 11.6];

Визначимо колову швидкість зубчастої передачі :

$$V = \frac{\pi * d_1 * n_2}{60 * 1000} = \frac{3,14 * 75 * 389,2}{60 * 1000} = \frac{91656,6}{60000} = 1,53 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Згідно з [2, ст. 127, табл. 1.4.] приймаємо 9 – й ступінь точності зубчастої передачі.

$K_{FV} = 1,28$  – коефіцієнт динамічного навантаження [2, ст. 131, табл. 11.9.];

$K_{F\alpha} = 1$  – коефіцієнт нерівномірності зусиль між зубцями (для прямозубих коліс  $K_{F\alpha} = 1$ ), [2, ст. 131];

Допустиме напруження згину визначимо за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{S_F} * K_{FL} * K_{FC} = \frac{543,6}{1,75} = 310,63 \text{ мПа.}$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 * 302 = 543,6 \text{ мПа.}$$

$S_F = 1,75$  – коефіцієнт безпеки [2, ст.134]

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності. Для вала шестерні:

$$N_{FO} = 4000000$$

$$N_{FE} = 60 * n_2 * L_h = 60 * 389,2 * 25000 = 583800000$$

При  $N_{FO} < N_{FE}$ ,  $K_{FL} = 1$

Для зубчастого колеса:

$$N_{FE} = 60 * n_3 * L_h = 60 * 195 * 25000 = 292500000$$

При  $N_{FO} < N_{FE}$ ,  $K_{FL} = 1$

$K_{FC} = 1$  – коефіцієнт впливу напрямку навантаження для нереверсивних передач [2, ст. 123].

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 * M_3}{d_2} = \frac{2 * 147,3}{0,15} = 1964 \text{ Н.}$$

Напруження згину для вала шестерні будуть рівні:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_t * K_F * Y_F * Y_\beta * K_{F\alpha}}{b_1 * m} = \frac{1964 * 1,3184 * 3,62}{0,035 * 0,0025} = \frac{9373,40211}{8,75 * 10^{-5}} \\ &= 107,1246 \text{ мПа} < [\sigma_F] \end{aligned}$$

Напруження згину для зубчастого колеса будуть рівні:

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_t * K_F * Y_F * Y_\beta * K_{F\alpha}}{b_2 * m} = \frac{1964 * 1,3184 * 3,62}{0,028 * 0,0025} = \frac{9373,40211}{7 * 10^{-5}} \\ &= 134 \text{ мПа} < [\sigma_F] \end{aligned}$$

Перевіримо зубці на міцність при згині за максимальними навантаженнями.

Для вала шестерні:

$$[\sigma_{F \max}] = 4,8 * HB = 4,8 * 302 = 1449,6 \text{ мПа}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F1} * \left( \frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}} \right) = 107,1246 * 2,5 = 267,8115 \text{ мПа} < [\sigma_{F \max}]$$

Для зубчастого колеса:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F2} * \left( \frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}} \right) = 134 * 2,5 = 335 \text{ мПа} < [\sigma_{F \max}]$$

### 3.5. Допустимі напруження для сталі 40Х при основних видах деформацій

Для визначення допустимих напружень на основні види деформацій, необхідно визначити допустимі напруження розтягу. Допустимі напруження розтягу будуть рівні:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{650}{2,5} = 260 \text{ мПа.}$$

$n = 2,5$  – коефіцієнт запасу міцності для пластичних матеріалів [2, ст.30].

Допустимі напруження кручення будуть дорівнювати:

$$[\tau]_{кр.} = 0,55 * [\sigma] = 0,55 * 260 = 143 \text{ мПа.}$$

Допустимі напруження зрізу будуть дорівнювати:

$$[\tau]_{зр.} = 0,25 * [\sigma] = 0,25 * 260 = 65 \text{ мПа.}$$

Для визначення допустимих напружень згину необхідно визначити граничне напруження

$$\sigma_{гр.} = 1,2 * \sigma_T = 1,2 * 650 = 780 \text{ мПа.}$$

Тоді допустимі напруження згину будуть дорівнювати:

$$[\sigma]_{зг.} = \frac{\sigma_{гр.}}{k} = \frac{780}{2} = 390 \text{ мПа.}$$

$k = 2$  – коефіцієнт запасу міцності для сталей [2, ст.30].

### 3.6. Розрахунок валів редуктора

Визначимо колову силу по ділильному діаметрі коліс:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 * M_3}{d_2} = \frac{2 * 147,3}{0,15} = 1964 \text{ Н.}$$

Тоді радіальна сила буде дорівнювати:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t * \operatorname{tg} \alpha = 1964 * \operatorname{tg} 20^\circ = 714,84 \text{ Н.}$$

Розглянемо горизонтальну площину (X-Y), (див.,рис. 3.2.):

$$\sum_{\text{mom}} B = 0: -R_A^Y * 2 * 0,0406 + F_t * 0,0406$$

Звідки

$$R_A^Y = \frac{F_t * 0,0406}{2 * 0,0406} = \frac{F_t}{2} = \frac{1964}{2} = 982 \text{ Н.}$$

$$\sum Y = 0: -R_A^Y + F_t - R_B^Y$$

Звідки

$$R_B^Y = -R_A^Y + F_t = -982 + 1964 = 982 \text{ Н.}$$

Розглянемо фронтальну площину (X-Z), (див. рис. 2.2.):

$$\sum_{\text{mom}} B = 0: R_A^Z * 0,0812 - F_r * 0,0406$$

Звідки

$$R_A^Z = \frac{F_r * 0,0406}{0,0812} = \frac{714,84 * 0,0406}{0,0812} = 357,42 \text{ Н.}$$

$$\sum Z = 0: -R_A^Z + F_r - R_B^Z$$

Звідки

$$R_B^Z = -R_A^Z + F_r = -357,42 + 714,84 = 357,42 \text{ Н.}$$

Накреслимо епюр згинальних моментів в горизонтальній площині (див. рис.3.2.)

$$0 \leq x \leq 0,0406 \text{ м.}$$

$$M(x) = R_A^Y * x$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0,0406) = 982 * 0,0406 = 39,8692 \text{ Н * м.}$$

Накреслимо епюр згинальних моментів у фронтальній площині:

$$0 \leq x \leq 0,0406 \text{ м.}$$

$$M(x) = -R_A^Z * x$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0,0406) = -357,42 * 0,0406 = -14,511252 \text{ Н * м.}$$

Спільний згинальний момент буде дорівнювати:

$$M_{зг.}^{\max} = \sqrt{39,8692^2 + 14,511252^2} = \sqrt{1589,55311 + 210,6} = 42,428 \text{ Н * м.}$$

Будуємо епюру спільного згинального моменту (рис. 3.2.).

Визначимо мінімальні діаметри валів використовуючи умову міцності кручення. Мінімумально допустимий діаметр тихохідного вала буде дорівнювати:

$$\tau_{кр.} = \frac{M_3}{\pi * d_{т.в.}^3} \leq [\tau]_{кр.}$$

$$\tau_{кр.} = \frac{M_3}{0,19625 * d_{т.в.}^3} \leq [\tau]_{кр.}$$

Звідки

$$d_{т.в.} = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,2 * [\tau]_{кр.}}} = \sqrt[3]{\frac{147,3}{0,2 * 143 * 10^6}} = \sqrt[3]{5,2 * 10^{-6}} = 0,0173 \text{ м.} = 173 \text{ мм.}$$

Мінімумальний діаметр швидкохідного вала буде дорівнювати:

$$d_{ш.в.} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 * [\tau]_{кр.}}} = \sqrt[3]{\frac{73,65}{0,2 * 143 * 10^6}} = \sqrt[3]{2,5752 * 10^{-6}} = 0,014 \text{ м.} = 14 \text{ мм.}$$

Проведемо перевірку тихохідного вала на напруження згину:

$$\sigma_{зг.} = \frac{M_{зг.}^{\max}}{\frac{\pi * d^3}{32}} = \frac{42,428}{\frac{3,14 * 0,036^3}{32}} = 9,3 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зг.}$$

$d = 0,036 \text{ м.}$  – небезпечний перетин на тихохідному валу (див. додатки.)



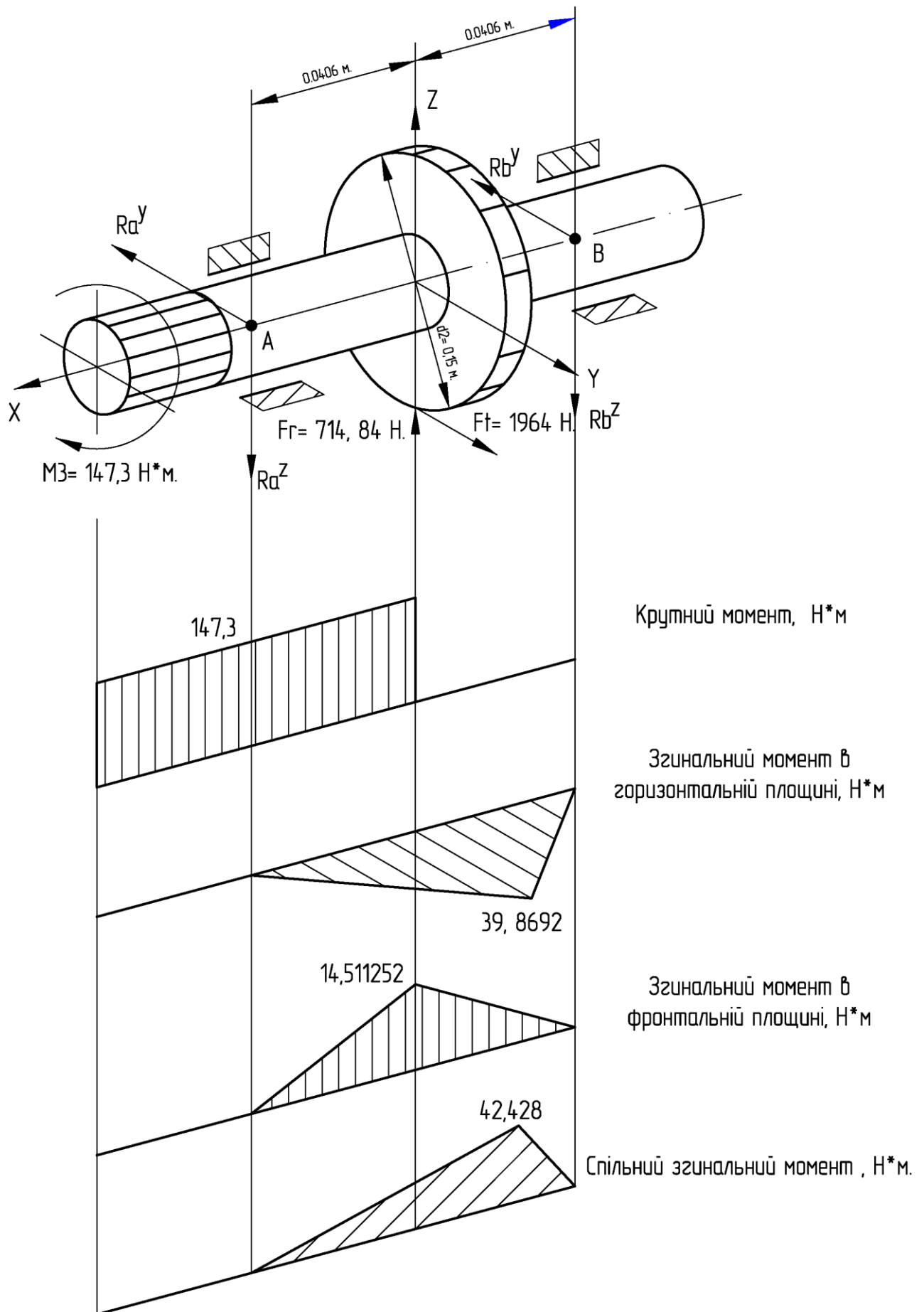


Рис.3.2. Епюра тихохідного вала

### 3.7. Розрахунок шпонкових з'єднань

Виходячи з попереднього розрахунку тихохідного вала редуктора, згідно з (2, ст.185, додаток 17) вибираємо поперечний перетин шпонки  $h \times b = 10 \times 8$  мм.

$b = 8$  мм. – ширина шпонки;

$h = 10$  мм. – висота шпонки;

Мінімальну довжину шпонки для тихохідного вала редуктора визначимо використовуючи умову міцності зрізу:

$$\tau_{зр.} = \frac{2 * M_3}{d_3 * h * l} \leq [\tau]_{зр.}$$

$$h * l * [\tau]_{зр.} = \frac{2 * M_3}{d_3}$$

$$h * l * [\tau]_{зр.} * d_3 = 2 * M_3$$

Звідки

$$l_2 = \frac{2 * M_3}{h * [\tau]_{зр.} * d_3} = \frac{2 * 147,3}{0,01 * 65 * 10^6 * 0,036} = \frac{294,6}{23400} = 0,0126 \text{ м.}$$

$d_3 = 0,036$  – діаметр для якого підбирається шпонка.

Згідно з [2, ст.185, додаток 17] поперечний перетин шпонки для швидкохідного вала редуктора буде рівний  $h \times b = 6 \times 6$  мм.

Тоді мінімальна довжина шпонки швидкохідного вала буде дорівнювати:

$$l_1 = \frac{2 * M_2}{h * [\tau]_{зр.} * d_2} = \frac{2 * 73,65}{0,006 * 65 * 10^6 * 0,02} = \frac{147,3}{7800} = 0,0189 \text{ м.}$$

$d_2 = 0,02$  м. – діаметр швидкохідного вала редуктора для якого підбирається шпонка.

### 3.8. Вибір підшипників кочення

Знайдемо статичне навантаження на підшипники кочення як одну із реакцій опор (див. додатки, рис. 3.2.):

$$\Psi = \sqrt{R_A^Y{}^2 + R_A^Z{}^2} = \sqrt{982^2 + 357,42^2} = \sqrt{964324 + 127749,056} = 1045,02299 \text{ Н}$$

Згідно з [2, додаток 11] підбираємо підшипники кочення для:

1. Тихохідного вала редуктора – підшипник 206 ГОСТ 8338-75 статичне навантаження якого дорівнює  $C_0 = 10200 \text{ Н}$ .

2. Швидкохідного вала редуктора – підшипник 205 ГОСТ 8338-75 статичне навантаження якого дорівнює  $C_0 = 7090 \text{ Н}$ .

Середня довговічність підшипника 206 ГОСТ 8338 – 75 буде дорівнювати:

$$L_H = \frac{10000000}{60 * n_3} * \left( \frac{C}{F_{\text{екв.}}} \right)^\alpha = \frac{10000000}{60 * 195} * \left( \frac{15300}{1072,26} \right)^3 = 854,700855 * 2905,18622 \\ = 2483065,15 \text{ Год.} > L_h$$

$C = 15300 \text{ Н}$  – вантажопідйомність (динамічна) підшипника [2, ст. 180, додаток 11];

$\alpha = 3$  – показник степеня для шарикових підшипників [2, ст. 143]

Оскільки осьова сила  $F_a = 0$ , то еквівалентна навантаження на підшипник дорівнюватиме:

$$F_{\text{екв.}} = F_r * V * K_B * K_T = 714,84 * 1,5 = 1072,26 \text{ Н.}$$

$V = 1$  – коефіцієнт внутрішнього кільця [2, ст. 144];

$K_B = 1,5$  – коефіцієнт перевантаження до 150 % [2, ст. 161];

$K_T = 1$  – термічний коефіцієнт при  $t \leq 100^\circ\text{C}$ , [2, ст. 144].

Середня довговічність підшипника 205 ГОСТ 8338 – 75 буде дорівнювати:

$$L_H = \frac{10000000}{60 * n_2} * \left( \frac{C}{F_{\text{екв.}}} \right)^\alpha = \frac{10000000}{60 * 389,2} * \left( \frac{11000}{1072,26} \right)^3 = 428,23 * 1079,63695 \\ = 462332,931 \text{ Год.} > L_h$$

$C = 11000 \text{ Н}$  – динамічна вантажопідйомність підшипника [2, ст. 180, додаток 11];

$\alpha = 3$  – показник степеня для шарикових підшипників [2, ст. 143]

Оскільки осьова сила  $F_a = 0$ , тобто її не має, то еквівалентне навантаження на підшипник буде дорівнювати:

$$F_{\text{екв.}} = F_r * V * K_B * K_T = 714,84 * 1,5 = 1072,26 \text{ Н.}$$

$V = 1$  – коефіцієнт внутрішнього кільця [2, ст. 144];

$K_B = 1,5$  – коефіцієнт перевантаження до 150 % , [2, ст. 161];

$K_T = 1$  – термічний коефіцієнт при  $t \leq 100^\circ\text{C}$  , [2, ст. 144].

### 3.9. Розрахунок пасової передачі

Побудуємо схему розподілу навантаження в пасовій передачі (рис. 3.3.):

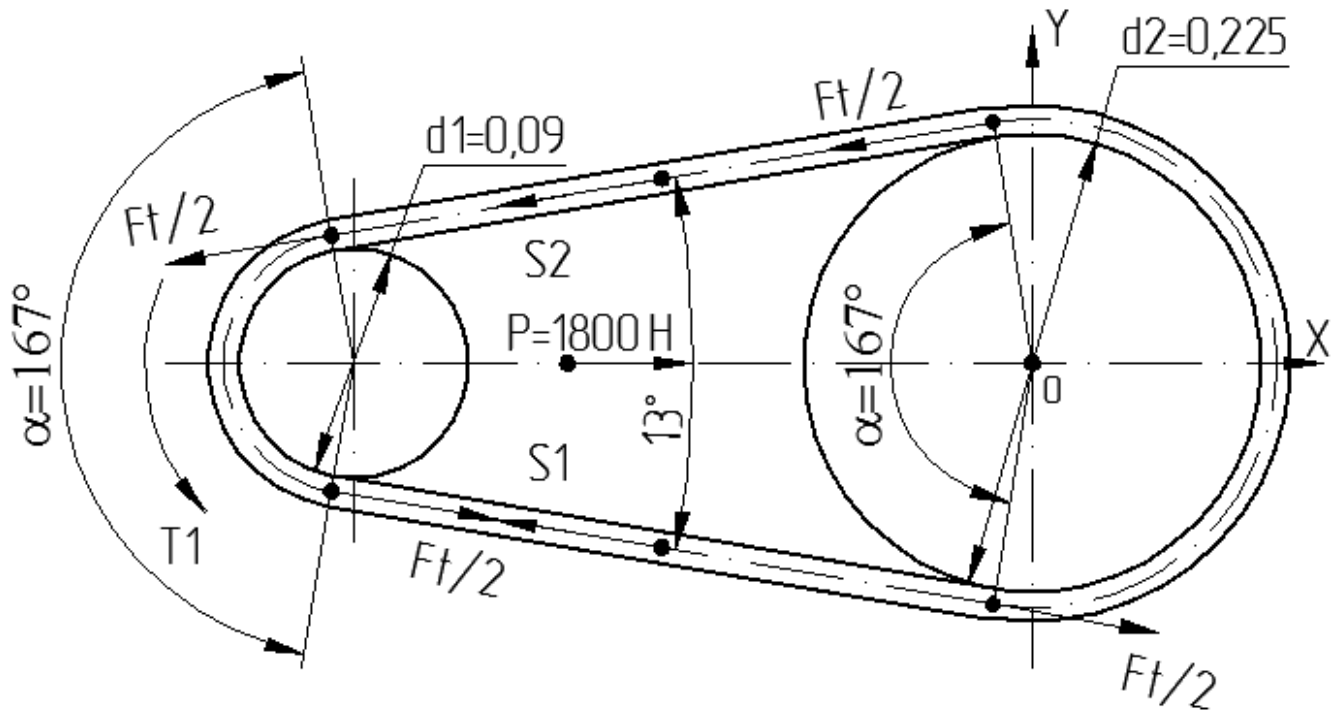


Рис. 3.3. Схема розподілу навантаження в пасовій передачі

Визначимо діаметр ведучого шківів:

$$d_1 = 3 * \sqrt[3]{M_1} = 3 * \sqrt[3]{29,46 * 10^3} = 3 * 30,885 = 92,655 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 17383 – 73 приймаємо  $d_1 = 90 \text{ мм.}$

Тоді діаметр веденого шківів буде дорівнювати:

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{d_2}{d_1}$$

Звідки

$$d_2 = i_{\text{п.п.}} * d_1 = 90 * 2,5 = 225 \text{ мм.}$$

Міжцентрова віддаль пасової передачі буде рівна:

$$a_w = 2 * (d_1 + d_2) = 2 * (90 + 225) = 630 \text{ мм.}$$

Кут обхвату меншого шківів пасом буде дорівнювати:

$$\alpha = 180 - \frac{60 * (d_2 - d_1)}{a_w} = 180 - \frac{60 * (225 - 90)}{630} = 167^\circ$$

Визначимо колову силу в пасовій передачі:

$$F_{t_{\text{п.п.}}} = \frac{2 * M_1}{d_1} = \frac{2 * 29,46}{0,09} = 654,667 \text{ Н.}$$

Тоді колова сила прикладена у кожній спряженні пасу точці буде дорівнювати:

$$F = \frac{F_{t_{п.п.}}}{2} = \frac{654,667}{2} = 327,3335 \text{ Н.}$$

Сила натягу прикладена у кожній точці спряженні пасу буде дорівнювати:

$$F'_H = \frac{F_H}{2} = \frac{18000}{2} = 9000 \text{ Н.}$$

Де  $F_H$  – сила натягу віток пасу (прийmemo 18000 Н.)

Розглянемо рівновагу половини пасової передачі:

$$\sum X = 0: -2 * F * \cos 6,5^\circ - S2 * \cos 6,5^\circ + F'_H$$

Звідки

$$S2 = \frac{-2 * F * \cos 6,5^\circ + F'_H}{\cos 6,5^\circ} = \frac{-2 * 327,335 * 0,9766 + 9000}{0,9766} = 8560,97912 \text{ Н.}$$

Розглянемо рівновагу другої половини пасової передачі:

$$\sum X = 0: 2 * F * \cos 6,5^\circ + F'_H - S1 * \cos 6,5^\circ$$

Звідки

$$S1 = \frac{2 * F * \cos 6,5^\circ + F'_H}{\cos 6,5^\circ} = \frac{2 * 327,3335 * 0,9766 + 9000}{0,9766} = 9870,31312 \text{ Н.}$$

Для перевірки правильності розрахунків, розглянемо рівновагу цілої пасової передачі:

$$\begin{aligned} \sum X = 0: & F_H - S1 * \cos 6,5^\circ - S2 * \cos 6,5^\circ \\ & = 18000 - 9870,31312 * 0,9766 - 8560,97912 * 0,9766 \\ & = 18000 - 9639,34779 - 8360,65221 = 0 \end{aligned}$$

Прийmemo матеріал пасу поліамід ПА – 6 для якого допустимі напруження розтягу  $[\sigma]_p \approx 60 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ , [9].

Знайдемо необхідну площу поперечного перетину пасу використовуючи умову міцності на розтяг – стиск :

$$\sigma = \frac{S1}{A_p} \leq [\sigma]_p$$

Звідки

$$A_p = \frac{S_1}{[\sigma]_p} = \frac{9870,31312}{60 * 10^6} = 164,5 \text{ мм}^2$$

Прийmemo кількість пасів в пасовій передачі  $p = 4$ .

Тоді площа поперечного перетину одного паса буде дорівнювати:

$$S_{п.} = \frac{A_p}{p} = \frac{164,5}{4} = 41,125 \text{ мм}^2$$

Згідно з [3, ст. 131, табл. 7.7.] підбираємо стандартну площу поперечного перетину паса.

### 3.10. Допустимі напруження для сталі 12Х13

Для сталі 12Х13 границя текучості на розтяг рівна  $\sigma_T = 350$  МПа. Допустимі напруження розтягу будуть дорівнювати:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{2,5} = 140 \text{ МПа.}$$

$n = 2,5$  – коефіцієнт запасу міцності, [2, ст.30].

Допустимі напруження зминання будуть рівними:

$$[\sigma]_{зм.} = 2 * [\sigma]_p = 2 * 140 = 280 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження кручення будуть рівні:

$$[\tau]_{кр.} = 0,55 * [\sigma]_p = 0,55 * 140 = 77 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження зрізу:

$$[\tau]_{зр.} = 0,25 * \sigma_T = 0,25 * 350 = 88 \text{ МПа.}$$



### 3.11. Розрахунок мішалки

Оскільки навантаження на мішалку є симетричне (див. рис. 3.4.), то напруження згину в даній мішалці будуть рівні нулю.

Перевіримо штирі мішалки по малому колі (див. креслення) на зріз:

$$\tau_{зр.} = \frac{\frac{2 * M_3}{D'}}{\frac{\pi * d_{шт.}^2 * 6}{4}} = \frac{\frac{2 * 147,3}{0,1}}{\frac{3,14 * 0,008^2 * 6}{4}} = \frac{2946}{0,00030144} = 9,8 \text{ мПа} < [\tau]_{зр.}$$

$D' = 0,1 \text{ м.}$  – діаметр розміщення штирів по малому колі;

$d_{шт.} = 0,008 \text{ м.}$  – мінімальний діаметр штира.

Перевіримо шліци мішалки на зминання і визначимо діаметр ступиці диска мішалки з умови міцності на кручення. Побудуємо розрахункову схему шліцевого з'єднання (рис. 3.5.):

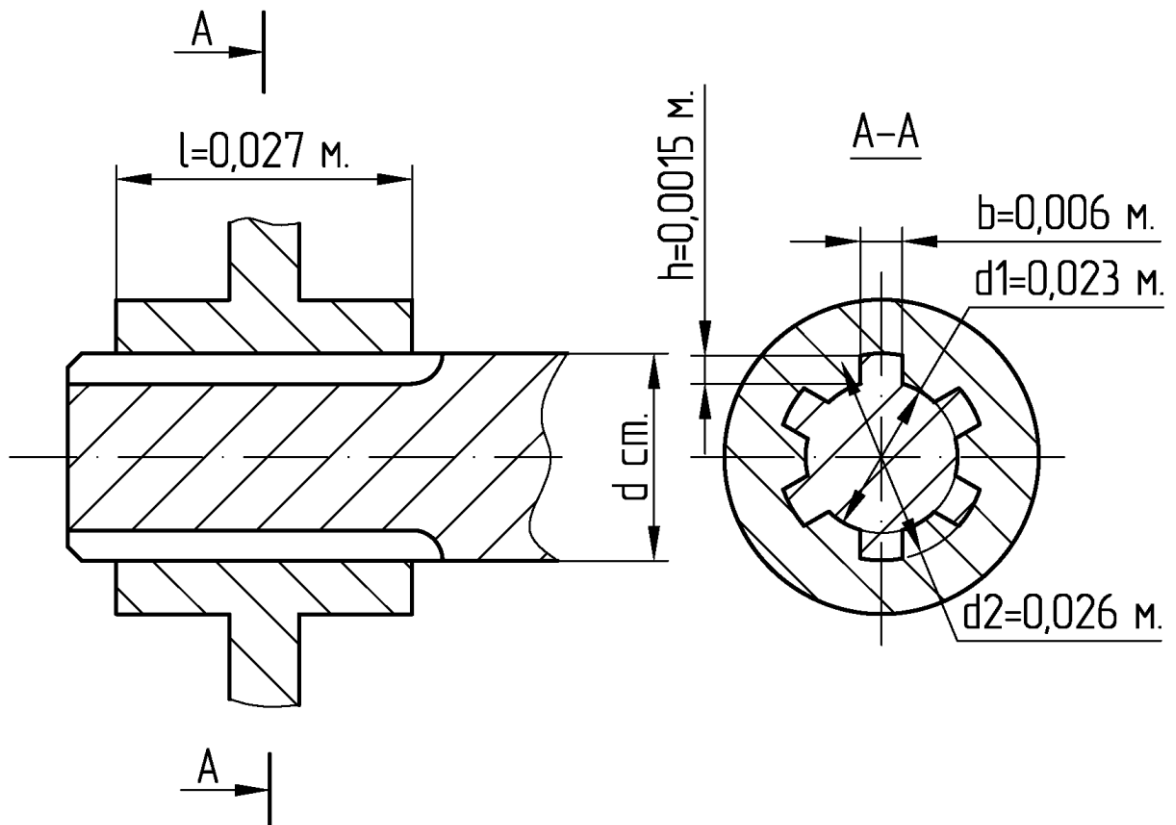


Рис.3.4. Розрахункова схема шліцевого з'єднання

$$\sigma_{зм.} = \frac{\frac{2 * M_3}{d_1 + h}}{h * l * z} = \frac{\frac{2 * 147,3}{0,023 + 0,0015}}{0,0015 * 0,027 * 6} = \frac{\frac{294,6}{0,0245}}{0,000243} = 49,2 \text{ мПа} < [\sigma]_{зм.}$$

$z = 6$  – число шліців.

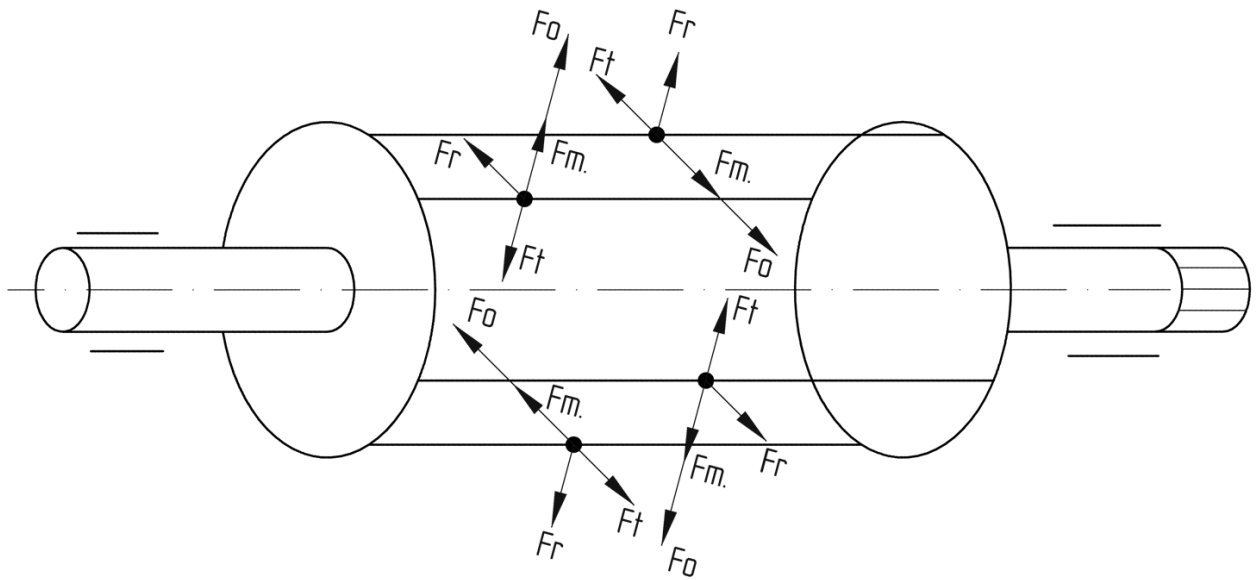


Рис. 3.4. Схема мішалки

Визначимо мінімальний діаметр ступиці з умови міцності на кручення:

$$\tau_{кр.} = \frac{M_3}{\frac{\pi * d_{ст.}^3}{16} - \frac{\pi * d_2^3}{16}} \leq [\tau]_{кр.}$$

$$M_3 = \frac{\pi * d_{ст.}^3 * [\tau]_{кр.}}{16} - \frac{\pi * d_2^3 * [\tau]_{кр.}}{16}$$

$$M_3 = 0,19625 * d_{ст.}^3 * [\tau]_{кр.} - 0,19625 * d_2^3 * [\tau]_{кр.}$$

$$d_{ст.} = \sqrt[3]{\frac{M_3 + 0,19625 * d_2^3 * [\tau]_{кр.}}{0,19625 * [\tau]_{кр.}}} = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,19625 * [\tau]_{кр.}} + d_2^3}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{147,3}{0,19625 * 77 * 10^6} + 0,026^3} = \sqrt[3]{9,75 * 10^{-6} + 1,76 * 10^{-5}}$$

$$= \sqrt[3]{2,7326 * 10^{-5}} = 0,03 \text{ м.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо  $d_{ст.} = 45 \text{ мм.}$

Перевіримо штирі мішалки на напруження кручення:

$$\tau_{кр.} = \frac{M_3}{\frac{\pi * d_{шт.}^3 * z'}{16}} = \frac{147,3}{\frac{3,14 * 0,02^3 * 12}{16}} = 7,82 \text{ мПа} < [\tau]_{кр.}$$

$d'_{шт.} = 0,02 \text{ м.}$  — діаметр штира що працює на кручення.

$z' = 12$  — кількість штирів.

Визначимо об'єм штира:

$$V_{\text{шт.}} = \frac{\pi * 8^2}{4} * 15 * 2 + \frac{\pi * 20^2}{4} * 760 = 1507,2 + 238640 = 240147,2 \text{ мм}^3$$

Густина сталі 12Х13 дорівнює  $\rho = 7720 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Маса штира буде дорівнювати:

$$m_{\text{шт.}} = V_{\text{шт.}} * \rho = 240147,2 * 10^{-9} * 7720 = 1,854 \text{ кг.}$$

Визначимо об'єм диска:

$$V_{\text{д.}} = \frac{\pi * 310^2 * 5}{4} + \frac{\pi * 45^2 * 11 * 2}{4} - \frac{\pi * 44^2 * 5 * 6}{4}$$
$$= 377192,5 + 34971,75 - 45592,8 = 366571,45 \text{ мм}^3$$

Маса диска буде дорівнювати:

$$m_{\text{д.}} = V_{\text{д.}} * \rho = 366571,45 * 10^{-9} * 7720 = 2,83 \text{ кг.}$$

Визначимо об'єм ножа:

$$V_{\text{н.}} = 4 * 36 * 780 = 112320 \text{ мм}^3$$

Маса ножа буде дорівнювати :

$$m_{\text{н.}} = V_{\text{н.}} * \rho = 112320 * 10^{-9} * 7720 = 0,87 \text{ кг.}$$

Маса мішалки буде дорівнювати:

$$m_{\text{м.}} = m_{\text{шт.}} * 12 + m_{\text{д.}} * 2 + m_{\text{н.}} * 4 = 1,854 * 12 + 2,83 * 2 + 0,87 * 4$$
$$= 22,248 + 5,66 + 3,48 = 31,4 \text{ кг.}$$

Прискорення мішалки буде дорівнювати:

$$\vec{a}_{\text{м.}} = \frac{d_{\text{max}}}{2} * \omega_3^2 = \frac{0,310}{2} * 20,37^2 = 0,155 * 415 = 64,325 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Радіальна сила буде дорівнювати:

$$Fr' = m_{\text{м.}} * \vec{a}_{\text{м.}} = 31,4 * 64,325 = 2019,805 \text{ Н.}$$

### 3.12. Розрахунок підшипника ковзання

Розрахуємо посадку підшипника ковзання. Найбільша товщина масляного шару буде отримана при оптимальному зазорі  $S_{opt}$ . Прийmemo температуру підшипника  $t = 20^{\circ}\text{C}$ .

Для індустріального масла марки 20, при температурі підшипника  $t = 20^{\circ}\text{C}$ , в'язкість масла згідно з [4, ст. 17, табл.1.2.], буде дорівнювати:

1.динамічна  $\mu = 0,021 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

2.кінематична  $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Оптимальний відносний зазор буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}\psi_{opt} &= 0,293 \cdot k_{\varphi e} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n_3}{P}} = 0,293 \cdot 1,430 \cdot \sqrt{\frac{5,988 \cdot 3,25}{1546274,04}} = 0,42 \cdot 0,00355 \\ &= 0,001491 \text{ м.}\end{aligned}$$

$P$  – середній тиск на опору.

$$P = \frac{Fr}{d \cdot l} = \frac{1929,75}{0,026 \cdot 0,048} = 1546274,04 \text{ Н.}$$

$Fr = 1929,75 \text{ Н}$  – радіальне навантаження;

$l = 0,048 \text{ м.}$  – довжина ділянки ступиці, м;

$d = 0,026 \text{ м.}$  – діаметр підшипника;

$k_{\varphi e} = 1,430$  – коефіцієнт кута обхвату  $\varphi$  підшипника та відношення  $\frac{l}{d}$ , [4, ст. 17, табл. 1.1.]

$$\frac{l}{d} = \frac{48}{26} = 1,85$$

Для  $\varphi = 360^{\circ}$ ,  $k_{\varphi e} = 1,430$ .

Динамічна в'язкість масла при температурі від'ємні від  $50^{\circ}\text{C}$ , знаходять за формулою:

$$\mu_t = \mu \cdot 50 \cdot \left(\frac{50}{t}\right)^k = 0,021 \cdot 50 \cdot \left(\frac{50}{20}\right)^{1,9} = 5,988 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

$k = 1,9$  – коефіцієнт степеня кінематичної в'язкості масла [4, ст. 17, табл. 1.3.]

Тоді оптимальний зазор буде дорівнювати:

$$S_{opt} = \psi_{opt} \cdot d = 0,001491 \cdot 0,026 = 3,766 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Максимальна товщина масляного покриття  $h_{max}$  між поверхнями:

$$h_{\max} = H_{\max} * d = 0,000376 * 0,026 = 9,77 * 10^{-6} \text{ м.}$$

$H_{\max}$  – максимально можлива відносна товщина масляного покриття

$$H_{\max} = 0,252 * \psi_{\text{opt}} = 0,252 * 0,001491 = 0,000376 \text{ м.}$$

Посадку вибирають за значенням середнього зазору  $S_T$ . Розраховане значення зазору  $S_{T,\text{роз.}}$  приймають рівним оптимальному  $S_{\text{opt}}$ , який відповідає температурі підшипника.

$$S_T = (\alpha_D - \alpha_d) * (t - 20^\circ) * d = 0$$

$$S_{T,\text{роз.}} = S_{\text{opt}} - S_T = S_{\text{opt}} = 3,8766 * 10^{-5}$$

Значення середнього зазору узятє з таблиці  $S_T$  повинно бути ближчим до розрахованого значення  $S_{T,\text{роз.}}$ , та коефіцієнт відносної точності  $\eta$  як найбільшим.

$$S_m^{\min} = S_{T,\text{роз.}} - 0,1 * S_{T,\text{роз.}} = 39 - 0,1 * 39 = 35,1 \text{ мкм.}$$

$$S_m^{\max} = S_{T,\text{роз.}} + 0,1 * S_{T,\text{роз.}} = 39 + 0,1 * 39 = 42,9 \text{ мкм.}$$

Згідно з ДСТУ 2500 – 94 вибираємо посадку, [1, табл. 1.10.].

$$\text{Ø}26 \frac{H6}{f6}$$

Тоді

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{46 + 20}{2} = 33 \text{ мкм.}$$

$S_{\max}, S_{\min}$  – максимальні значення зазорів що допускаються [4, табл. 1.10] для даної посадки.

Поле допуску посадки буде дорівнювати:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 46 - 20 = 26 \text{ мкм.}$$

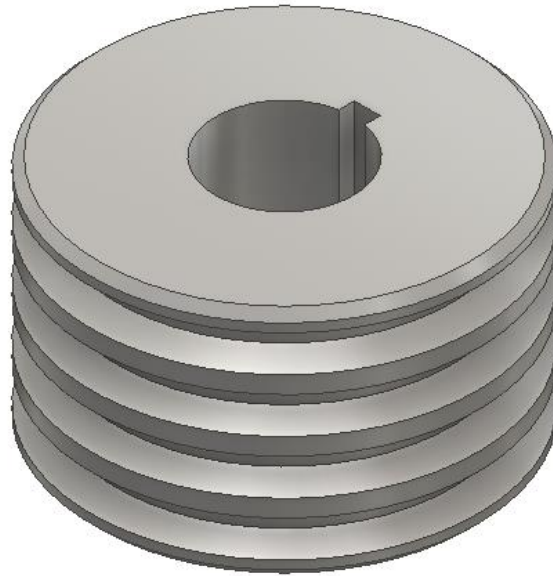
$$\eta = \frac{S_m}{TS} = \frac{23}{26} = 1,3 > 1$$

Умова виконується.

## 4. Дослідна частина

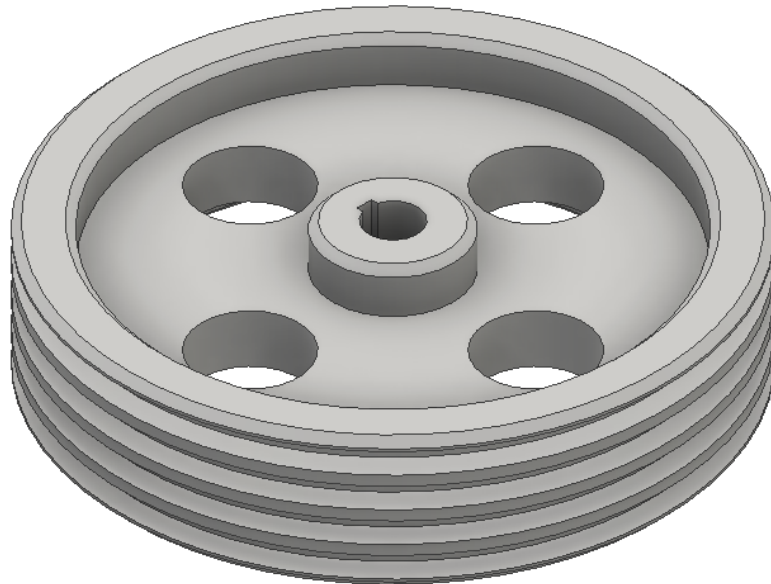
### 4.1. Моменти інерції деталей

На основі розрахованого механізму будуюмо 3D моделі деталей механізму та знаходимо їх моменти інерції використовуючи програму Inventor.



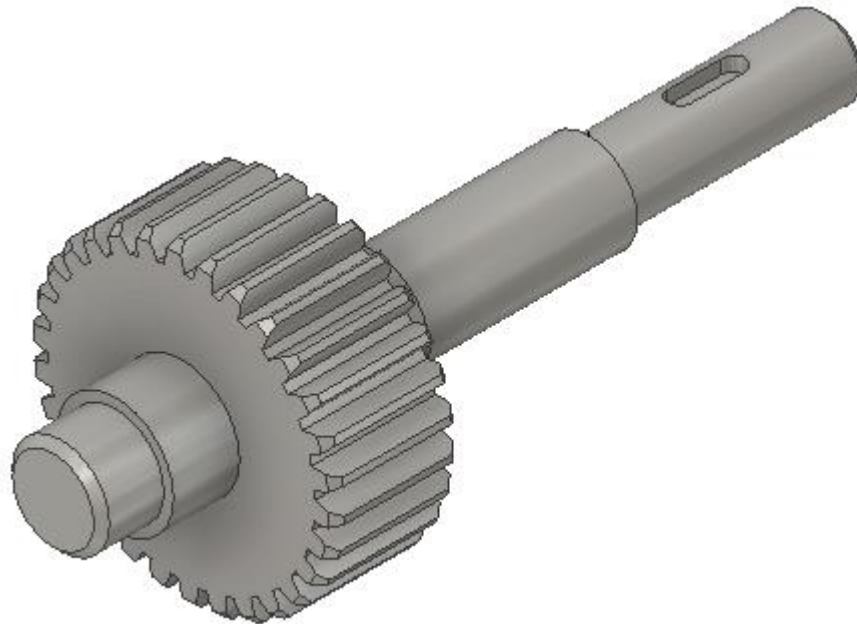
$$J_{\text{ведуч.шкв.}} = 2069,668 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

Рис. 4.1. Ведучий шків



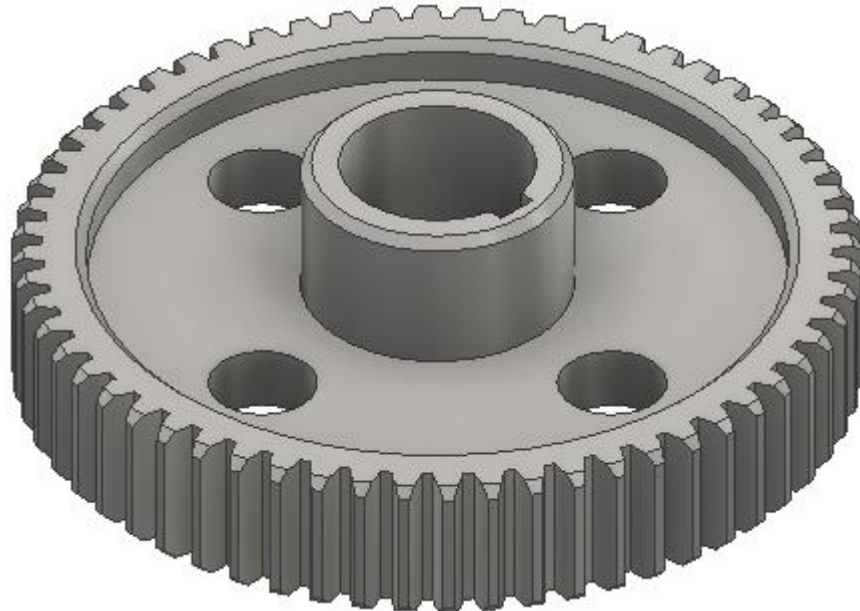
$$J_{\text{веден.шкв.}} = 60075,452 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

Рис. 4.2. Ведений шків



$$J_{\text{в.ш.}} = 807,469 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

Рис. 4.3. Вал шестерня



$$J_{\text{з.к.}} = 7264,027 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

Рис. 4.4. Зубчасте колесо



$$J_{\text{т.в.}} = 160,472 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

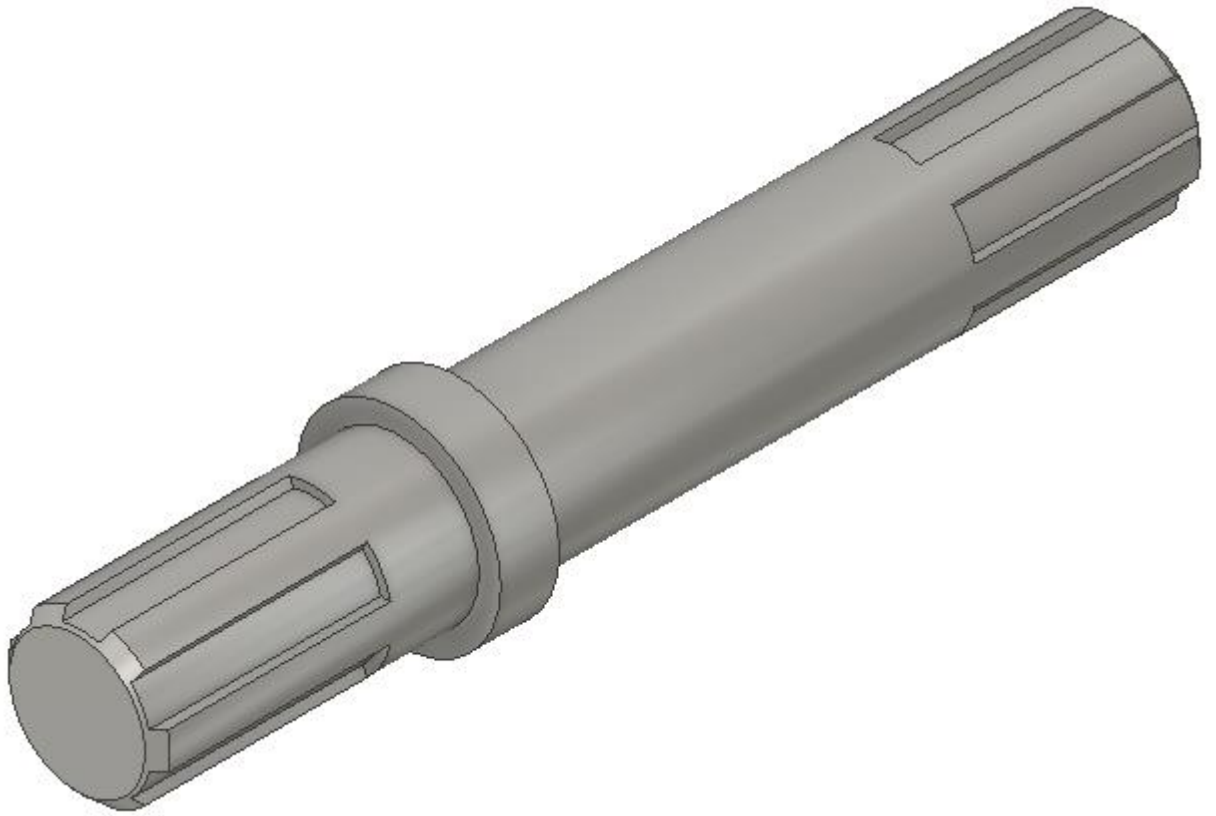
Рис. 4.5. Вал тихоходный



$$J_{\text{м.}} = 213,526 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

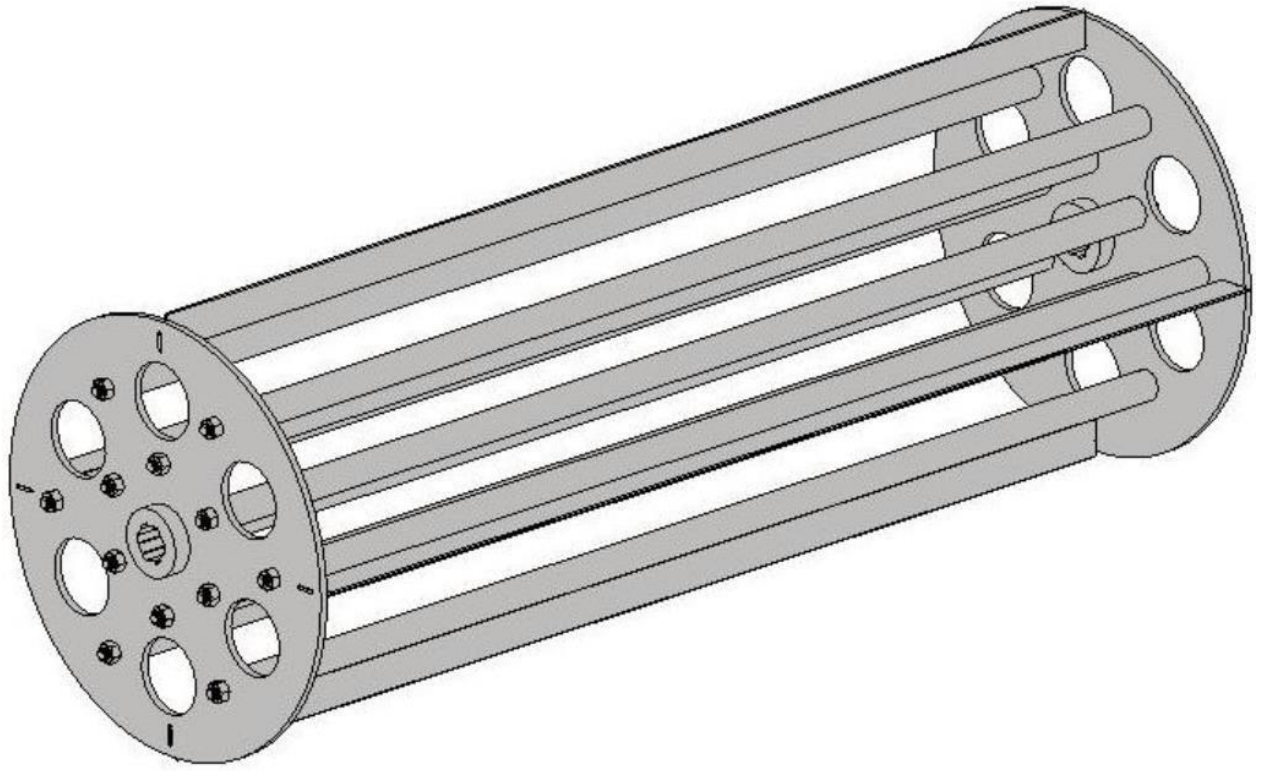
Рис. 4.6. Муфта





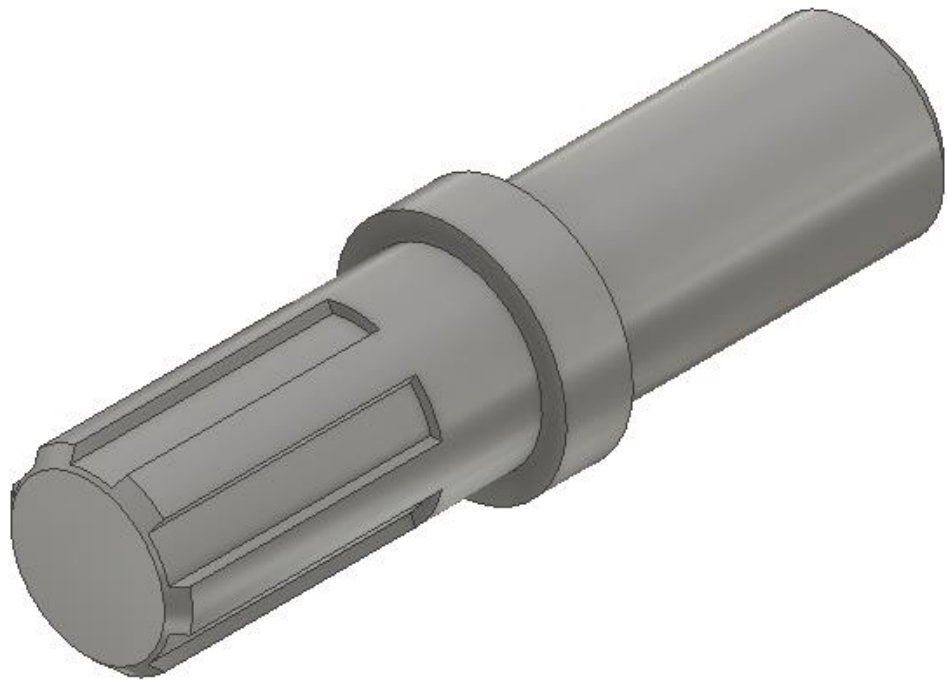
$$J_{п.в.} = 58,803 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

Рис. 4.7. Вал привідний



$$J_{\text{м.}} = 215410,414 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

Рис. 4.8. Мішалка з плаваючими ножами



$$J_{\text{м.}} = 40,949 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

Рис. 4.9. Вал підтримуючий

#### 4.2. Жорсткість тихохідного вала

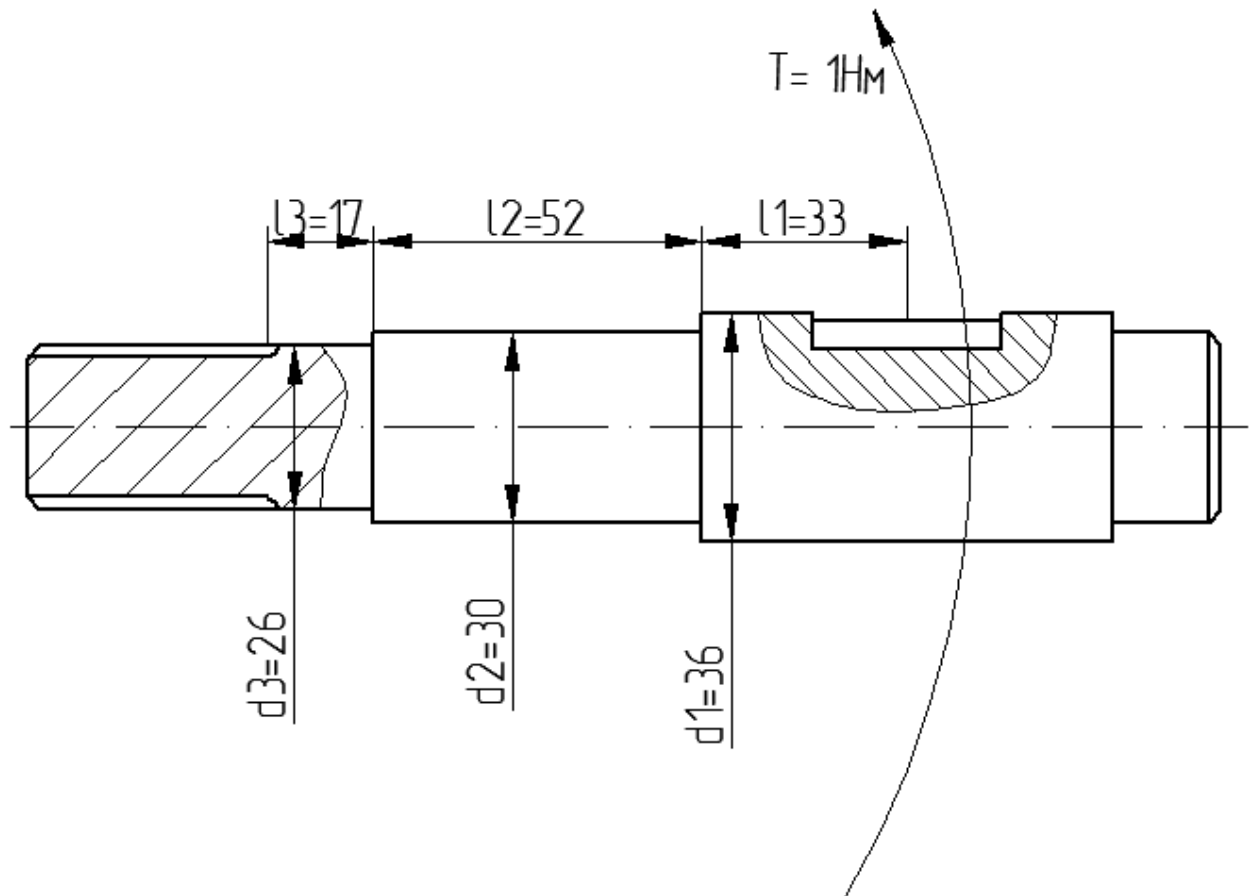


Рис. 4.10. Схема тихохідного вала

Знайдемо модуль пружності другого роду для сталі 40Х:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} = \frac{214000}{2 * (1 + 0,28)} = 83593,75 \text{ МПа}$$

$E = 214000 \text{ МПа}$  – нормальний модуль пружності, [7];

$\mu = 0,28$  – коефіцієнт Пуансона, [8]

Знайдемо полярні моменти інерції у перетинах вала:

$$I_{P1} = \frac{\pi * d_1^4}{32} = \frac{3,14 * 0,036^4}{32} = 1,65 * 10^{-7}$$

$$I_{P2} = \frac{\pi * d_2^4}{32} = \frac{3,14 * 0,03^4}{32} = 7,95 * 10^{-8}$$

$$I_{P3} = \frac{\pi * d_3^4}{32} = \frac{3,14 * 0,026^4}{32} = 4,5 * 10^{-8}$$

Кути повороту частин вала:

$$\varphi_1 = \frac{T * l_1}{G * I_{P1}} = \frac{1 * 0,033}{83593,75 * 10^6 * 1,65 * 10^{-7}} = \frac{0,033}{13792,9688} = 2,4 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

$$\varphi_2 = \frac{T * l_2}{G * I_{P2}} = \frac{1 * 0,052}{83593,75 * 10^6 * 7,95 * 10^{-8}} = 7,825 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

$$\varphi_3 = \frac{T * l_3}{G * I_{P3}} = \frac{1 * 0,052}{83593,75 * 10^6 * 4,5 * 10^{-8}} = 4,52 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

Загальний кут закручування вала буде дорівнювати

$$\varphi_{\text{заг}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 2,4 * 10^{-6} + 7,825 * 10^{-6} + 4,52 * 10^{-6} = 1,474 * 10^{-5} \text{ Град.}$$

Коефіцієнт жорсткості вала буде дорівнювати:

$$C1 = \frac{1}{\varphi_{\text{заг}}} = \frac{1}{1,474 * 10^{-5}} = 67842,6052 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

### 4.3. Жорсткість пасової передачі

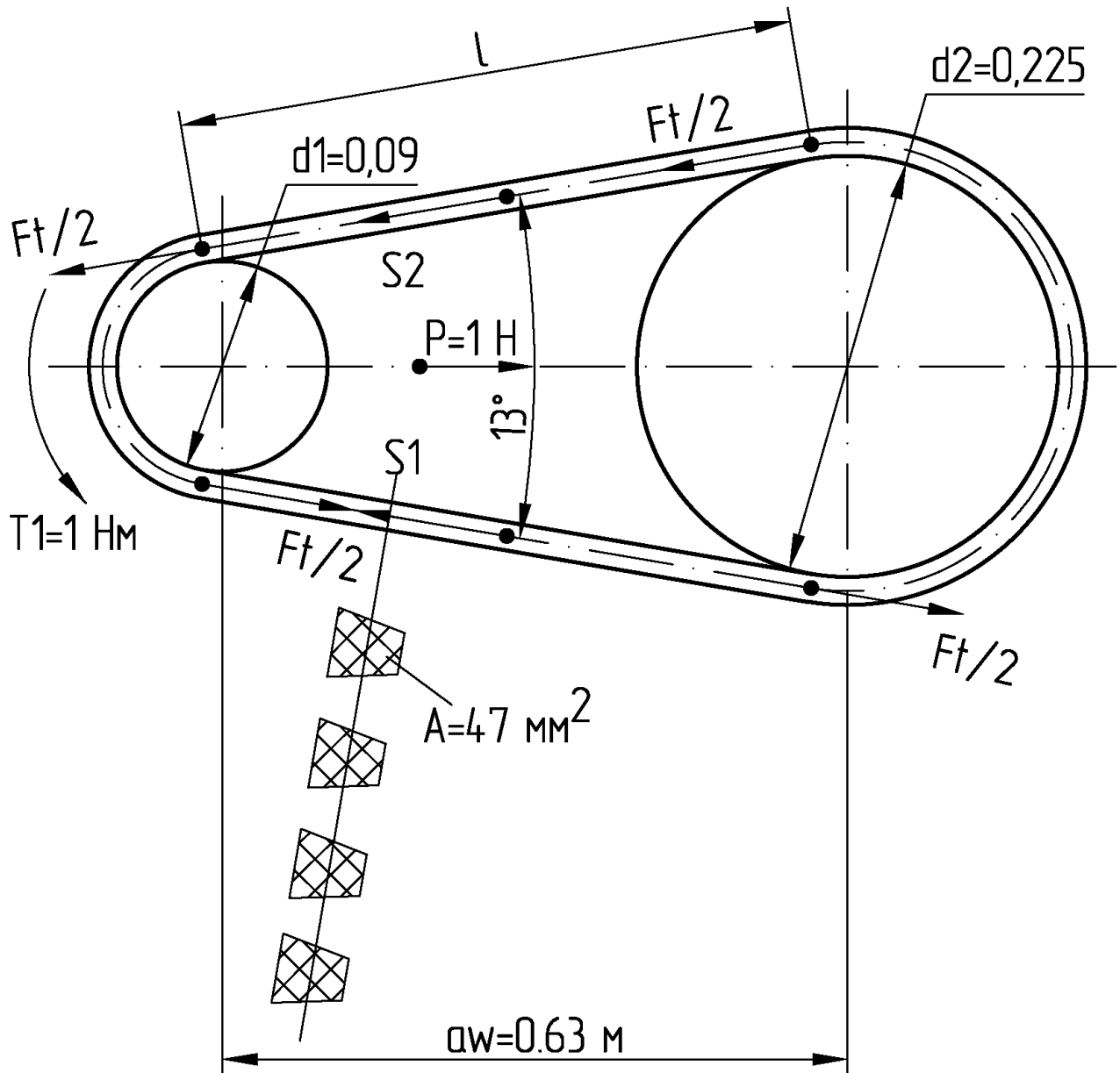


Рис. 4.11. Схема пасової передачі

Колова сила буде дорівнювати:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 * 1}{0,09} = 22,233 \text{ Н}$$

Для визначення натягів у вітках пасової передачі розглянемо рівновагу половини пасової передачі

$$\sum X = 0: - 2 * F * \cos 6,5^\circ + P - S2 * \cos 6,5^\circ$$

Звідки

$$S2 = \frac{-2 * F * \cos 6,5^\circ + P}{\cos 6,5^\circ} = \frac{-2 * 11,1115 * 0,9766 + 0,5}{0,9766} = -21,71102 \text{ Н}$$

Розглянемо рівновагу другої половини пасової передачі

$$\sum X = 0: 2 * F * \cos 6,5^\circ + P - S1 * \cos 6,5^\circ$$

Звідки

$$S1 = \frac{2 * F * \cos 6,5^\circ + P}{\cos 6,5^\circ} = \frac{2 * 11,1115 * 0,9766 + 0,5}{0,9766} = 22,7349803 \text{ Н}$$

Розглянемо рівновагу усієї пасової передачі

$$\begin{aligned} \sum X = 0: & -S2 * \cos 6,3^\circ + S1 * \cos 6,3^\circ - P \\ & = -21,71102 * 0,9766 + 22,7349809 * 0,9766 - 1 \\ & = -21,203 + 22,203 - 1 = 0 \end{aligned}$$

Знайдемо довжину ділянки видовження (див. рис. 2.2.1.)

$$\cos 6,3^\circ = \frac{l}{aw}$$

$$l = \cos 6,3^\circ * aw = 0,9766 * 0,63 = 0,615258 \text{ м.}$$

$aw = 0,63 \text{ м}$  – міжцентрова віддаль пасової передачі

Знайдемо абсолютне видовження пасової передачі використовуючи закон

Гука

$$\Delta l = \frac{S1 * l}{E * A * z} = \frac{22,203 * 0,615258}{2200 * 10^6 * 47 * 10^{-6} * 4} = \frac{13,6605734}{413600} = 3,303 * 10^{-5} \text{ м.}$$

$E = 2200 * 10^6 \text{ Па}$  – модуль Юнга 1-го роду, [9].

$A = 47 * 10^{-6} \text{ м}^2$  – площа поперечного перетину паса;

$z = 4$  – кількість пасів

$l = 0,615258 \text{ м.}$  – Довжина ділянки паса, що працює на розтяг

$S1 = 22,203 \text{ Н}$  – максимальний натяг вітки паса

Коефіцієнт жорсткості пасової передачі буде дорівнювати

$$C0 = \frac{1}{\Delta l} = \frac{1}{3,303 * 10^{-5}} = 30276,9096 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

#### 4.4. Побудова розрахункової схеми та складання системи диференціальних рівнянь

Побудуємо розрахункову схему (рис. 3.12.):

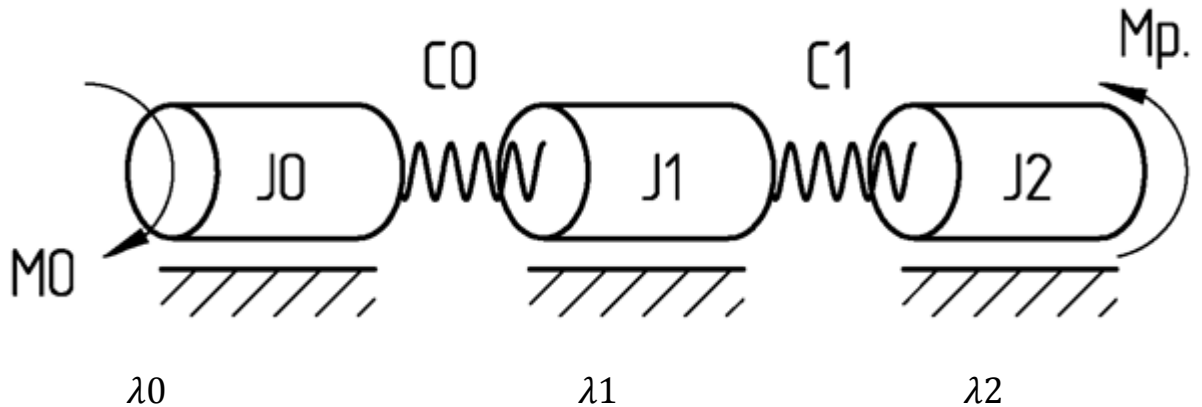


Рис. 4.12. Динамічна схема механізму

$C_0$  – жорсткість пасової передачі;

$C_1$  – жорсткість тихохідного вала;

$M_0$  – скручувальний момент електродвигуна;

$M_r$  – робочий скручувальний момент;

$J_0$  – момент інерції електродвигуна;

$J_1$  – момент інерції першої маси;

$J_2$  – момент інерції другої маси;

$\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2$  – коефіцієнти в'язкого тертя.

На основі розрахункової схеми динаміки механізму (рис. 4.12.) складемо систему рівнянь руху.

$$\begin{cases} J_0 * \ddot{\varphi}_0 = -M_0 - C_0 * (\varphi_0 - \varphi_1) - \lambda_0 * \dot{\varphi}_0 \\ J_1 * \ddot{\varphi}_1 = -C_0 * (\varphi_1 - \varphi_0) - \lambda_1 * \dot{\varphi}_1 - C_1 * (\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 * \ddot{\varphi}_2 = M_r - C_1 * (\varphi_2 - \varphi_1) - \lambda_2 * \dot{\varphi}_2 \end{cases}$$

$\varphi_i$  – шлях  $i$  маси;

$\dot{\varphi}_i$  – швидкість  $i$  маси;

$\ddot{\varphi}_i$  – прискорення  $i$  маси.

#### 4.5. Необхідні дані для розрахунку

Момент інерції нулевої маси буде дорівнювати:

$$J_0 = J_{\text{дв.}} + J_{\text{ведуч. шк}} = 0,003 + 0,002069668 = 0,005069668 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції першої маси буде дорівнювати:

$$J_1 = J_{\text{вед. шк.}} + J_{\text{в. ш.}} = 0,06007545 + 0,000807469 = 0,06088292 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції другої маси буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} J_2 &= J_{\text{т. в.}} + J_{\text{з. к.}} + J_{\text{м.}} + J_{\text{п. в.}} + J_{\text{міш.}} + J_{\text{підт. вал.}} \\ &= 0,000160472 + 0,007264027 + 0,000213526 + 5,8803 \cdot 10^{-5} \\ &\quad + 0,21541041 + 4,0949 \cdot 10^{-5} = 0,22314819 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

Коефіцієнт жорсткості пасової передачі дорівнює:

$$C_0 = 30276,9096 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Коефіцієнт жорсткості тихохідного вала дорівнює:

$$C_1 = 67842,6052 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Робочий крутний момент:

$$M_0 = 147,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнти в'язкого тертя:

$$\lambda_0 = 1,34 \text{ — в'язке тертя для першої маси;}$$

$$\lambda_1 = 1,34 \text{ — в'язке тертя для другої маси;}$$

$$\lambda_2 = 0,8 \text{ — в'язке тертя для третьої маси.}$$



#### 4.6. Розв'язок рівнянь руху

$$\begin{array}{llll} \varphi_0 = x_0 & \varphi_1 = x_2 & \varphi_2 = x_4 & k := 0.2 \\ \frac{d}{dt}\varphi_0 = x_1 & \frac{d}{dt}\varphi_1 = x_3 & \frac{d}{dt}\varphi_2 = x_5 & n := 3.25 \end{array}$$

$$\underline{J_0} := 0.005069668 \quad \underline{J_1} := 0.06088292 \quad J_2 := 0.2231482$$

$$M_0 := 147.3 \quad M_2 := 147.3$$

$$C_0 := 30276.9096 \quad C_1 := 67842.6052$$

$$\lambda_0 := 0.03 \quad \lambda_1 := 0.05 \quad \lambda_2 := 0.08$$

$$x := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D(t,x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{-M_0 - C_0 \cdot (x_0 - x_2) - \lambda_0 \cdot x_1}{J_0} \\ x_3 \\ \frac{-C_0 \cdot (x_2 - x_0) - \lambda_1 \cdot x_3 - C_1 \cdot (x_2 - x_4)}{J_1} \\ x_5 \\ \frac{M_2 - C_1 \cdot (x_4 - x_2) - \lambda_2 \cdot x_5}{J_2} \end{bmatrix}$$

t0 := 0

t1 := 0.01

N := 1000

Z := Rkadapt(x, t0, t1, N, D)

T := Z<sup>(0)</sup>

y1 := Z<sup>(1)</sup>      v1 := Z<sup>(2)</sup>

y2 := Z<sup>(3)</sup>      v2 := Z<sup>(4)</sup>

y3 := Z<sup>(5)</sup>      v3 := Z<sup>(6)</sup>

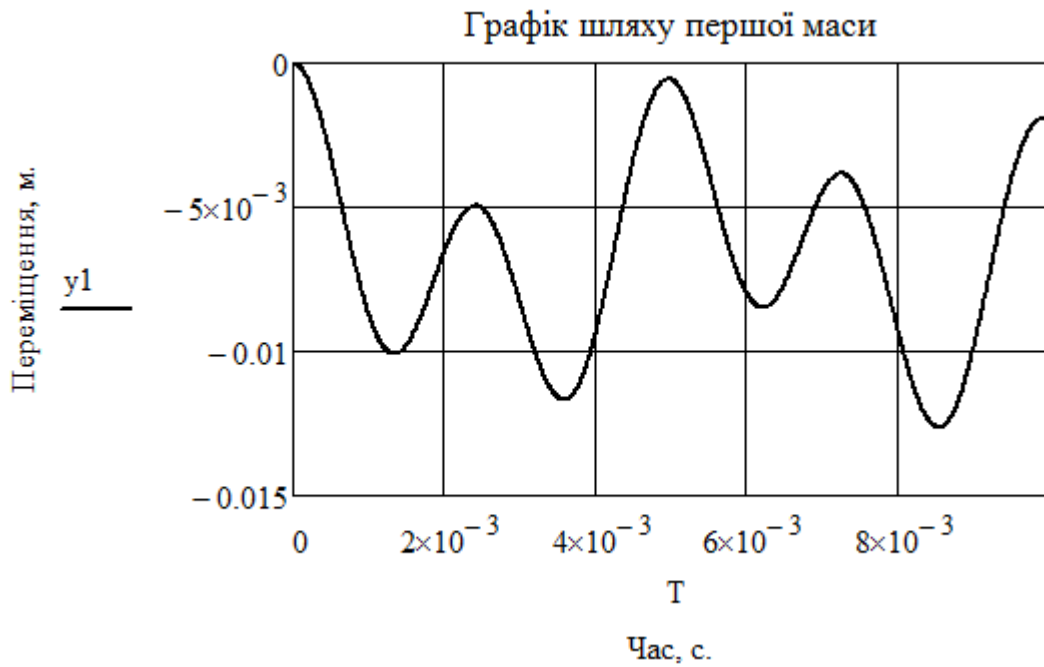


Рис. 4.13. Графік шляху першої маси

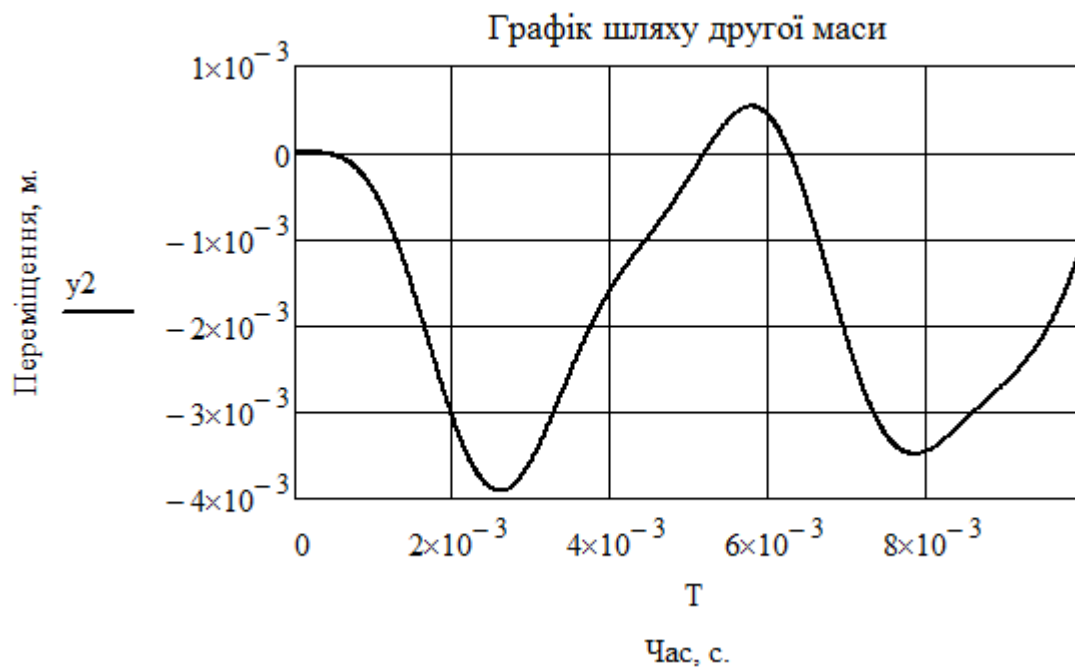


Рис. 4.14. Графік шляху другої маси

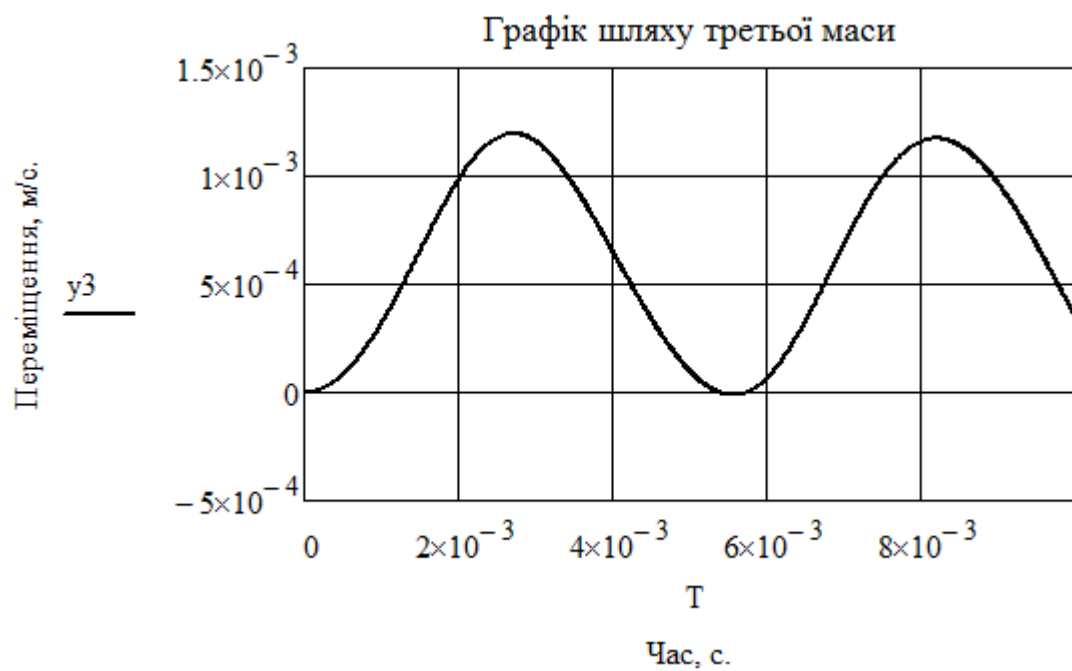


Рис. 4.15. Графік шляху третьої маси

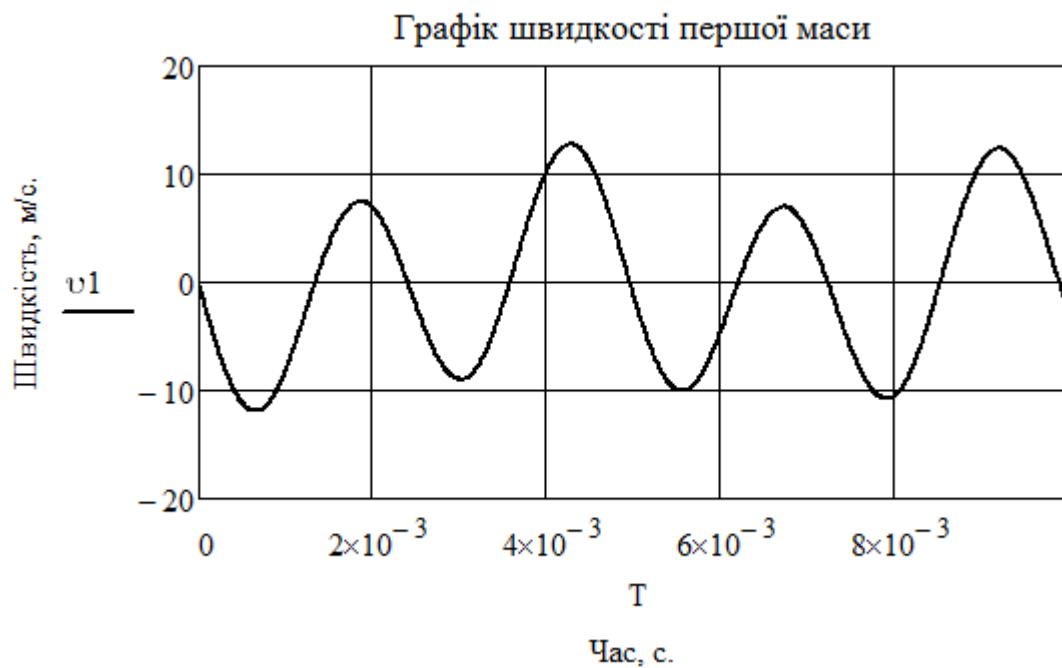


Рис. 4.16. Графік швидкості першої маси



Рис. 4.17. Графік швидкості другої маси

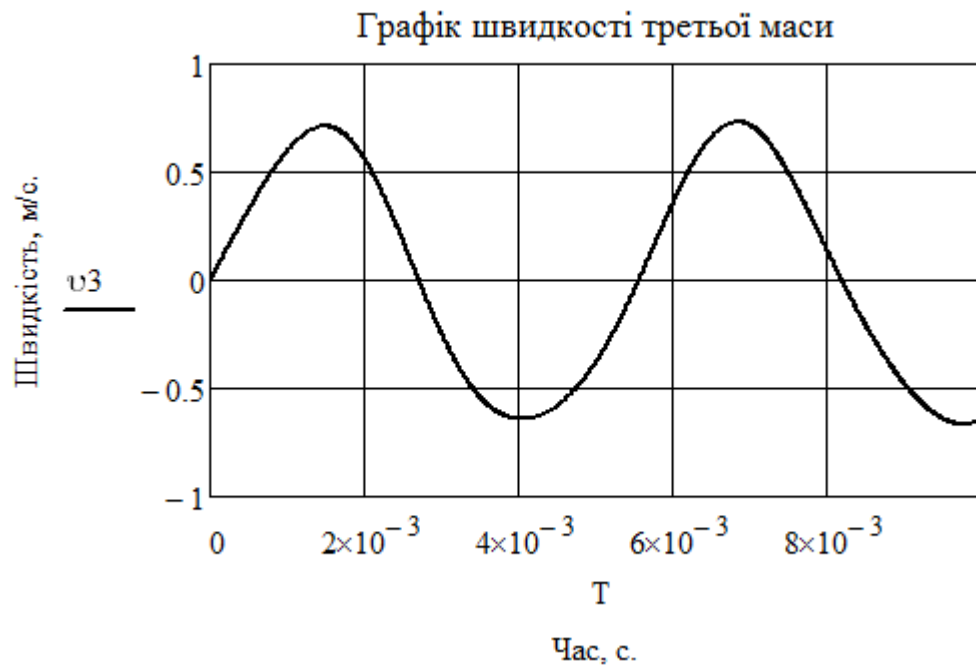


Рис. 4.18. Графік швидкості третьої маси

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= x_0 & \varphi_1 &= x_2 & \varphi_2 &= x_4 & k &:= 0.2 \\ \frac{d}{dt} \varphi_0 &= x_1 & \frac{d}{dt} \varphi_1 &= x_3 & \frac{d}{dt} \varphi_2 &= x_5 & n &:= 3.25 \\ J_0 &:= 0.005069668 & J_1 &:= 0.06088292 & J_2 &:= 0.2231482 \\ M_0 &:= 147.3 & M_2 &:= 147.3 \\ C_0 &:= 30276.9096 & C_1 &:= 67842.6052 \\ \lambda_0 &:= 0.03 & \lambda_1 &:= 0.05 & \lambda_2 &:= 0.08 \end{aligned}$$

$$x := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D(t,x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{-M0 - C0 \cdot (x_0 - x_2) - \lambda_0 \cdot x_1}{J0} \\ x_3 \\ \frac{-C0 \cdot (x_2 - x_0) - \lambda_1 \cdot x_3 - C1 \cdot (x_2 - x_4)}{J1} \\ x_5 \\ \frac{M2 - C1 \cdot (x_4 - x_2) - \lambda_2 \cdot x_5}{J2} \end{bmatrix}$$

t0 := 0

t1 := 0.08

N := 1000

Z := Rkadapt(x,t0,t1,N,D)

T := Z<sup><0></sup>

y1 := Z<sup><1></sup>      v1 := Z<sup><2></sup>

y2 := Z<sup><3></sup>      v2 := Z<sup><4></sup>

y3 := Z<sup><5></sup>      v3 := Z<sup><6></sup>

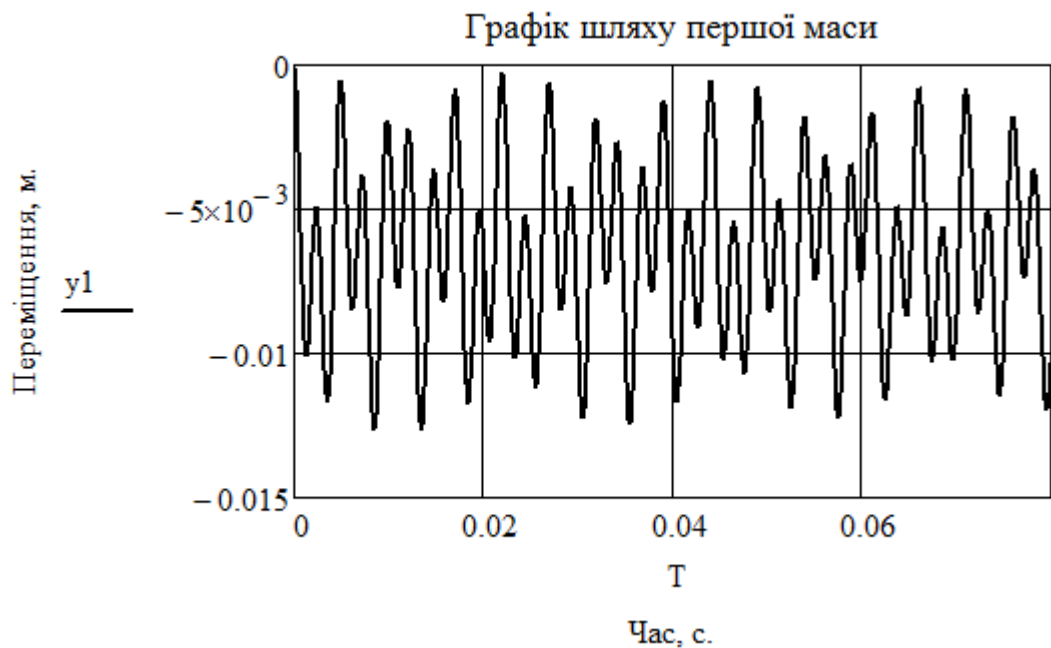


Рис.4.19. Графік шляху першої маси

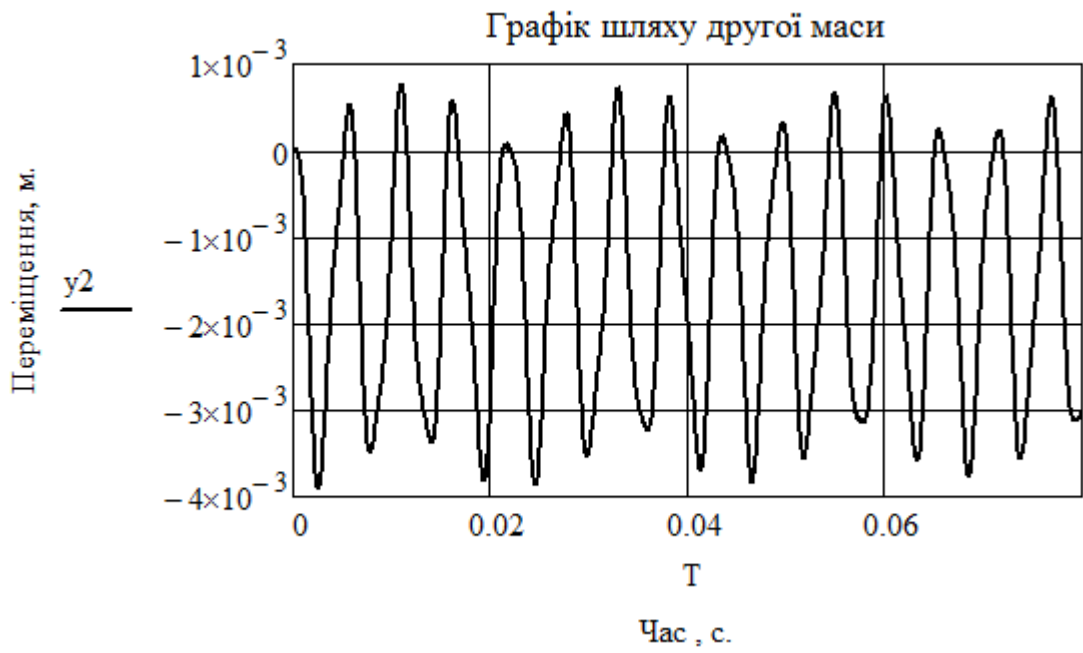


Рис. 4.20. Графік шляху другої маси

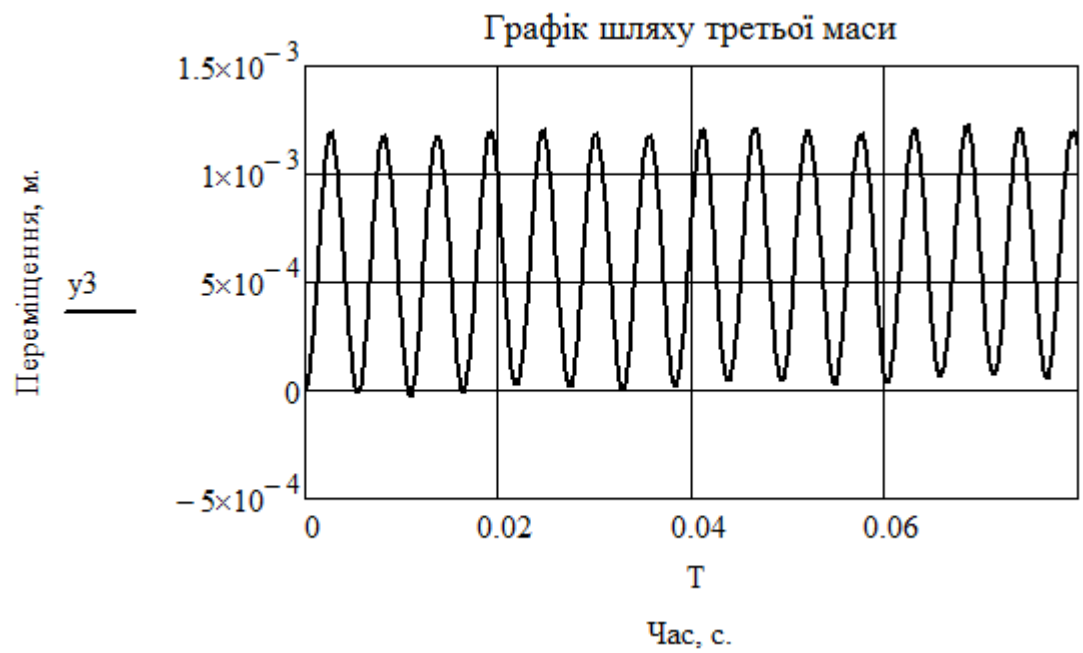


Рис. 4.21. Графік шляху третьої маси

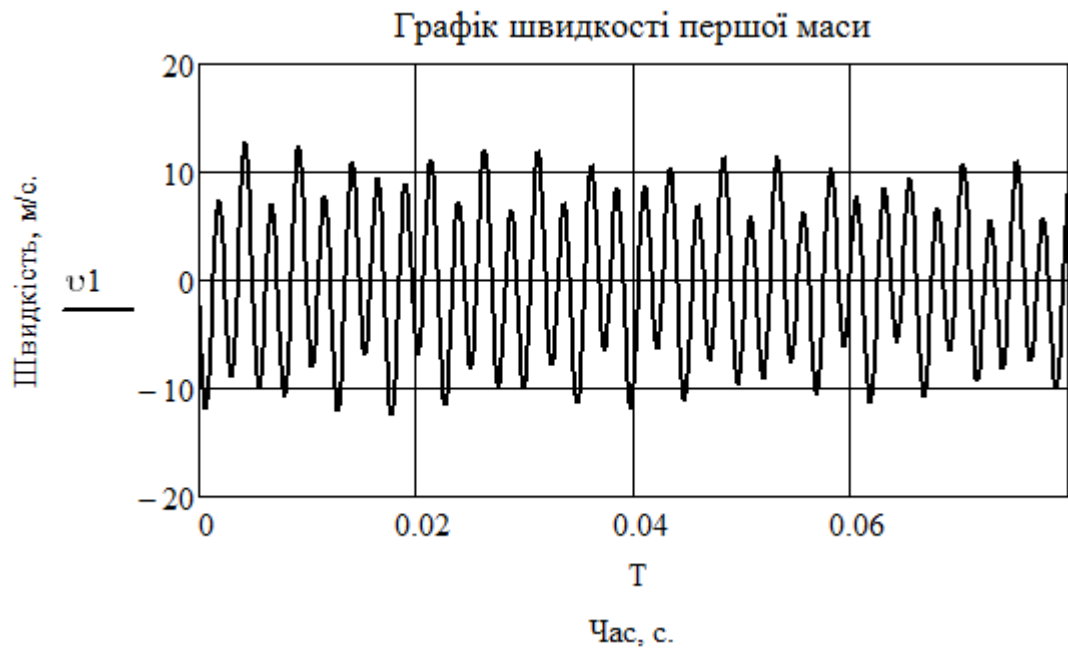


Рис. 4.22. Графік швидкості першої маси

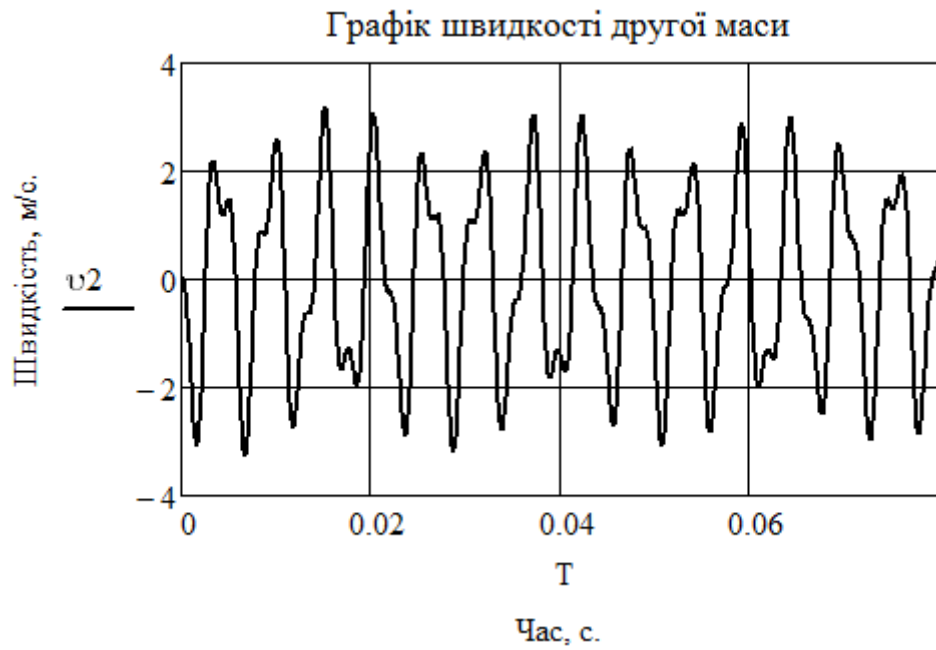


Рис.4.23. Графік швидкості другої маси



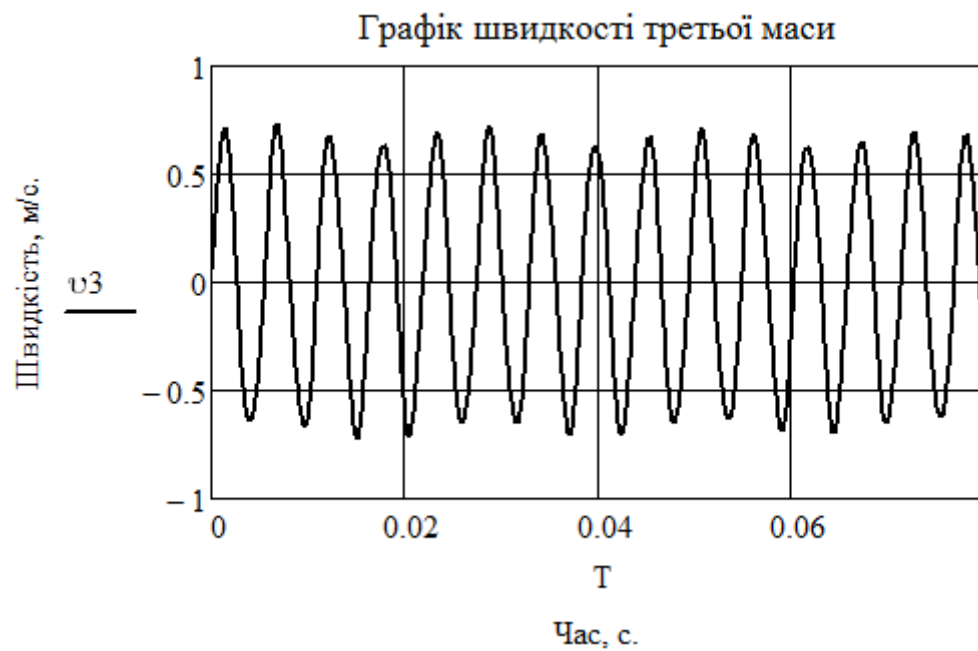


Рис.4.24. Графік швидкості третьої маси

#### 4.7. Нові моменти інерції деталей

Для оптимізації процесу коливань механізму фризера змінимо матеріал деталей на матеріал який має більшу границю текучості. В якості такого матеріалу виберемо сталь нержавіючу, аустенітну. В результаті цього отримаємо наступні значення моментів інерції деталей:

- ведучого шків:

$$J_{\text{ведуч.шк.}} = 2141,959 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- веденого шків:

$$J_{\text{веден.шк.}} = 62173,818 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- вала шестерні:

$$J_{\text{в.ш.}} = 835,673 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- зубчастого колеса:

$$J_{\text{з.к.}} = 7517,751 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- тихохідного вала:

$$J_{\text{т.в.}} = 166,078 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- муфти:

$$J_{\text{м.}} = 220,984 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- привідного вала :

$$J_{\text{п.в.}} = 60,857 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- мішалки з ножами:

$$J_{\text{м.}} = 222934,452 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

- підтримуючого вала:

$$J_{\text{м.}} = 42,380 \text{ кг} * \text{мм}^2$$

#### 4.8. Нова жорсткість вала

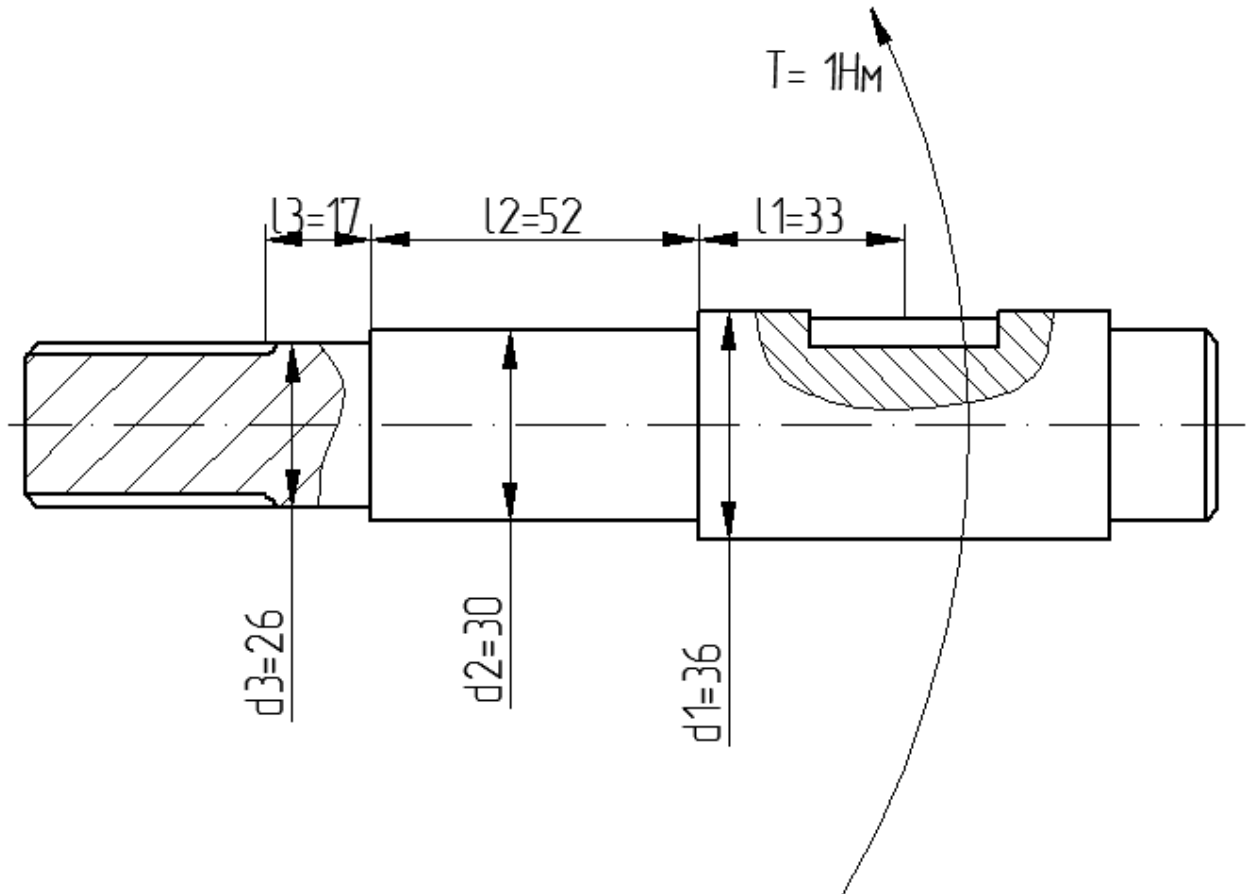


Рис. 4.25. Схема тихохідного вала

Визначимо модуль пружності другого роду для нержавіючої, аустенітної сталі:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} = \frac{206000}{2 * (1 + 0,28)} = 80468,75 \text{ МПа}$$

$E = 206000 \text{ МПа}$  – нормальний модуль пружності [10];

$\mu = 0,28$  – коефіцієнт Пуассона, [8].

Визначимо полярні моменти інерції для поперечних перетинів:

$$I_{P1} = \frac{\pi * d_1^4}{32} = \frac{3,14 * 0,036^4}{32} = 1,65 * 10^{-7}$$

$$I_{P2} = \frac{\pi * d_2^4}{32} = \frac{3,14 * 0,03^4}{32} = 7,95 * 10^{-8}$$

$$I_{P3} = \frac{\pi * d_3^4}{32} = \frac{3,14 * 0,026^4}{32} = 4,5 * 10^{-8}$$

Кути закручування окремих ділянок вала визначимо за формулою:

$$\varphi_1 = \frac{T * l_1}{G * I_{P1}} = \frac{1 * 0,033}{80468,75 * 10^6 * 1,65 * 10^{-7}} = \frac{0,033}{13277,34} = 2,5 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

$$\varphi_2 = \frac{T * l_2}{G * I_{P2}} = \frac{1 * 0,052}{80468,75 * 10^6 * 7,95 * 10^{-8}} = 8,13 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

$$\varphi_3 = \frac{T * l_3}{G * I_{P3}} = \frac{1 * 0,017}{80468,75 * 10^6 * 4,5 * 10^{-8}} = 4,7 * 10^{-6} \text{ Град.}$$

Загальний кут закручування вала буде дорівнювати

$$\varphi_{\text{заг}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 2,5 * 10^{-6} + 8,13 * 10^{-6} + 4,7 * 10^{-6} = 1,533 * 10^{-5}$$

Град.

Коефіцієнт жорсткості вала буде дорівнювати:

$$C1 = \frac{1}{\varphi_{\text{заг}}} = \frac{1}{1,533 * 10^{-5}} = 65231,5721 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

#### 4.9. Групування нових дослідних даних

Момент інерції мулевої маси буде дорівнювати:

$$J_0 = J_{\text{дв.}} + J_{\text{ведуч. шк}} = 3000 + 2141,959 = 5141,959 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

Момент інерції першої маси буде дорівнювати:

$$J_1 = J_{\text{вед. шк.}} + J_{\text{в. ш.}} = 62173,818 + 835,673 = 63009,491 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

Момент інерції другої маси буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} J_2 &= J_{\text{т. в.}} + J_{\text{з. к.}} + J_{\text{м.}} + J_{\text{п. в.}} + J_{\text{міш.}} + J_{\text{підт. вал.}} \\ &= 166,078 + 7517,751 + 220,984 + 60,857 + 222934,452 + 42,380 \\ &= 230942,502 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2 \end{aligned}$$

Коефіцієнт жорсткості пасової передачі дорівнює:

$$C_0 = 30276,9096 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Коефіцієнт жорсткості тихохідного вала дорівнює:

$$C_1 = 65231,5721 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Крутний момент на валу електродвигуна дорівнює:

$$M_0 = 147,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнти в'язкого тертя:

$$\lambda_0 = 1,34 \text{ — в'язке тертя для першої маси;}$$

$$\lambda_1 = 1,34 \text{ — в'язке тертя для другої маси;}$$

$$\lambda_2 = 0,8 \text{ — в'язке тертя для третьої маси.}$$

4.10. Розв'язок нової системи диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= x_0 & \varphi_1 &= x_2 & \varphi_2 &= x_4 & k &:= 0.2 \\ \frac{d}{dt}\varphi_0 &= x_1 & \frac{d}{dt}\varphi_1 &= x_3 & \frac{d}{dt}\varphi_2 &= x_5 & n &:= 3.25 \end{aligned}$$

$$\underline{J_0} := 0.005141959 \quad \underline{J_1} := 0.063009491 \quad J_2 := 0.222934452$$

$$M_0 := 147.3 \quad M_2 := 147.3$$

$$C_0 := 30276.9096 \quad C_1 := 65231.5721$$

$$\lambda_0 := 0.03 \quad \lambda_1 := 0.05 \quad \lambda_2 := 0.08$$

$$x := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D(t,x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{-M_0 - C_0 \cdot (x_0 - x_2) - \lambda_0 \cdot x_1}{J_0} \\ x_3 \\ \frac{-C_0 \cdot (x_2 - x_0) - \lambda_1 \cdot x_3 - C_1 \cdot (x_2 - x_4)}{J_1} \\ x_5 \\ \frac{M_2 - C_1 \cdot (x_4 - x_2) - \lambda_2 \cdot x_5}{J_2} \end{bmatrix}$$

t0 := 0

t1 := 0.01

N := 1000

Z := Rkadapt(x, t0, t1, N, D)

T := Z<sup>(0)</sup>

y1 := Z<sup>(1)</sup>      v1 := Z<sup>(2)</sup>

y2 := Z<sup>(3)</sup>      v2 := Z<sup>(4)</sup>

y3 := Z<sup>(5)</sup>      v3 := Z<sup>(6)</sup>

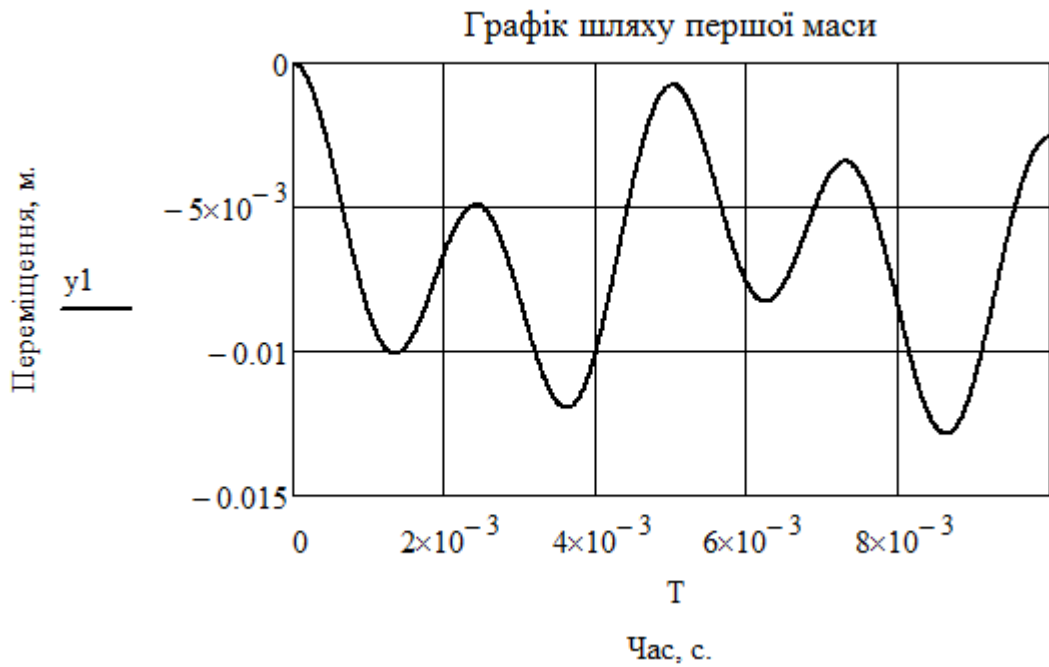


Рис. 4.26. Новий графік шляху першої маси

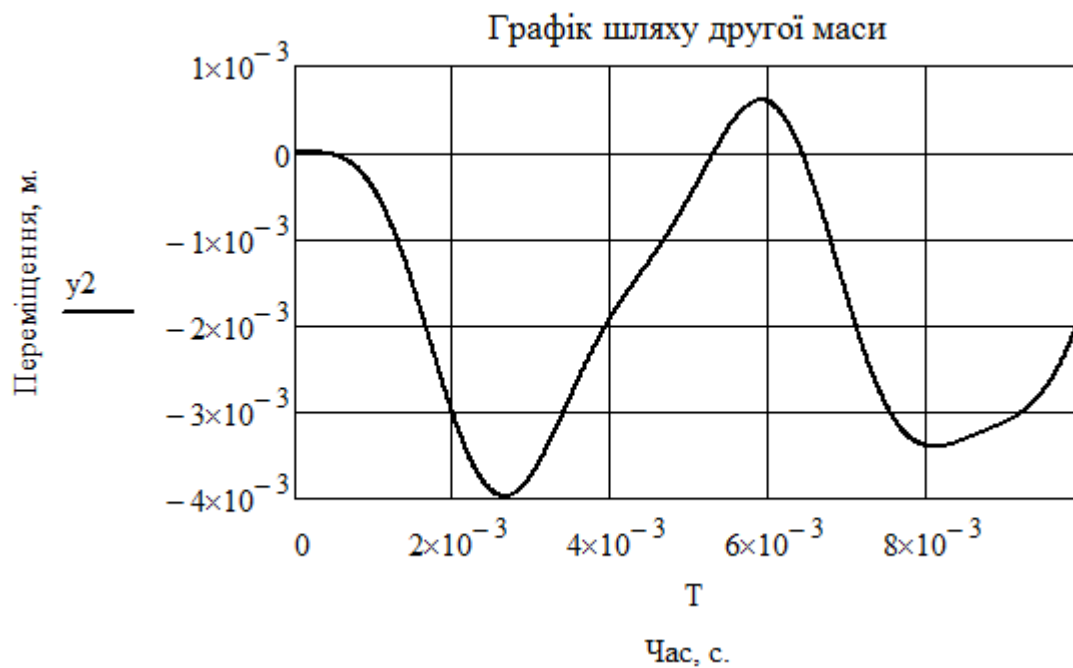


Рис. 4.27. Новий графік шляху другої маси

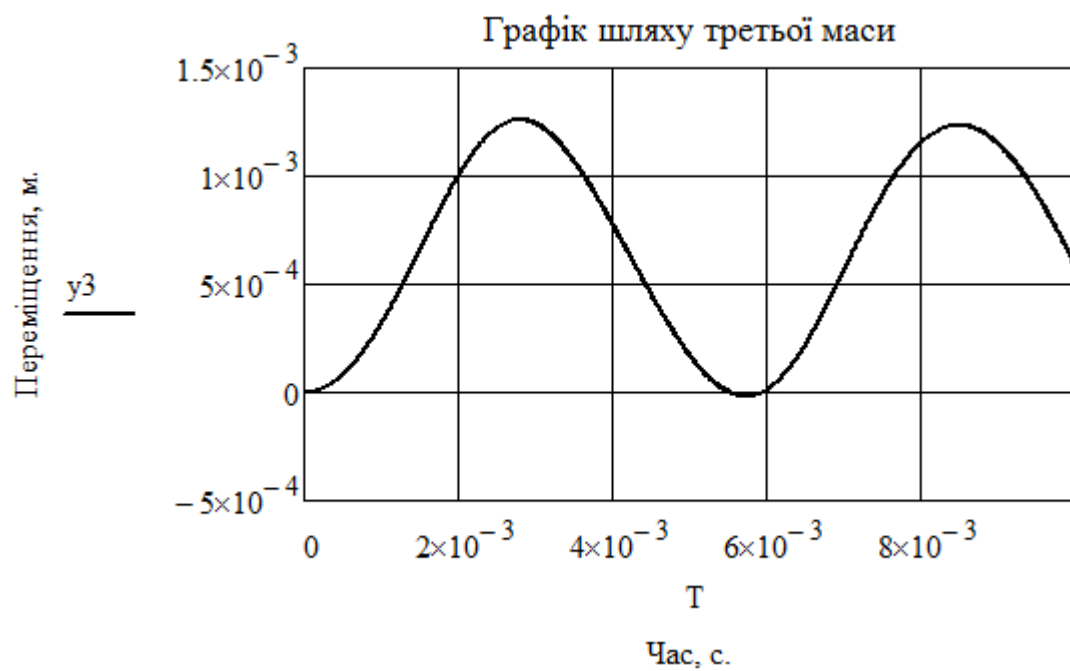


Рис. 4.28. Новий графік шляху третьої маси



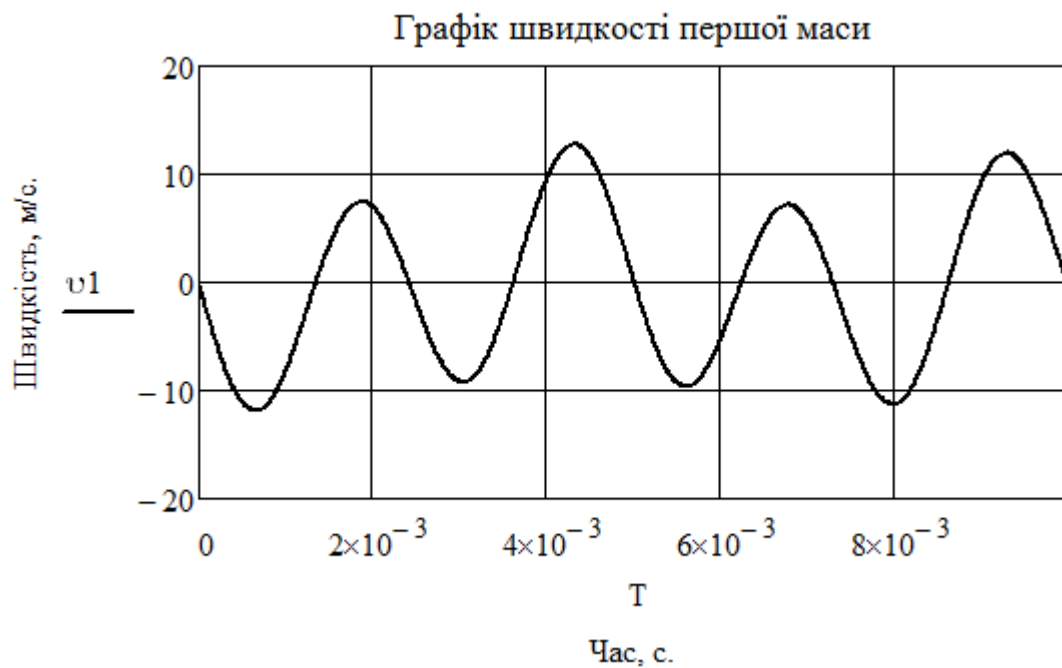


Рис. 4.29. Новий графік швидкості першої маси



Рис. 4.30. Новий графік швидкості другої маси

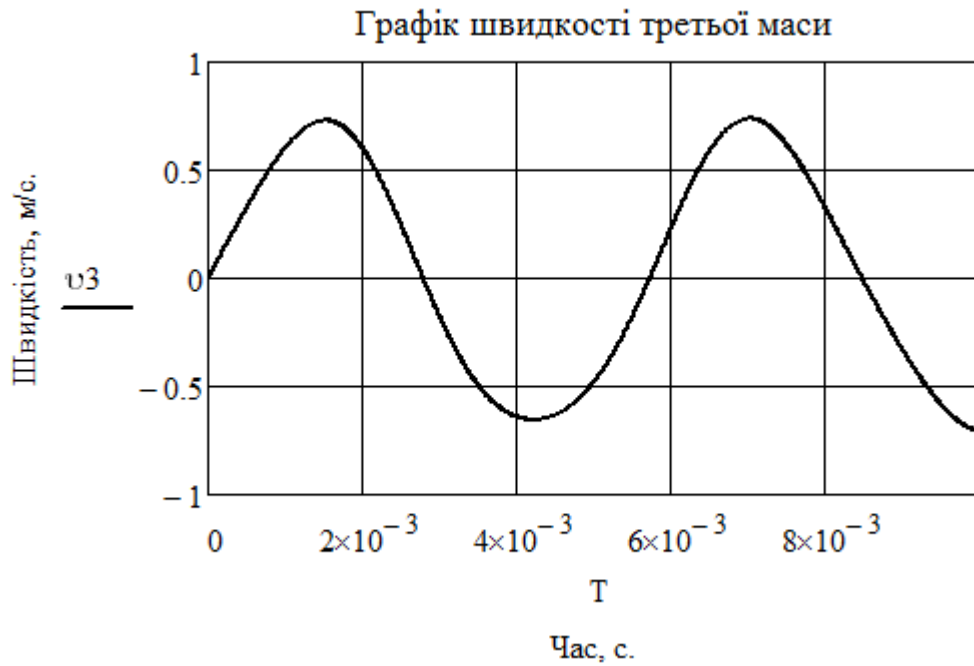


Рис. 4.31. Новий графік швидкості третьої маси

$$\begin{aligned}
 \varphi_0 &= x_0 & \varphi_1 &= x_2 & \varphi_2 &= x_4 & k &:= 0.2 \\
 \frac{d}{dt}\varphi_0 &= x_1 & \frac{d}{dt}\varphi_1 &= x_3 & \frac{d}{dt}\varphi_2 &= x_5 & n &:= 3.25 \\
 J_0 &:= 0.005141959 & J_1 &:= 0.063009491 & J_2 &:= 0.222934452 \\
 M_0 &:= 147.3 & M_2 &:= 147.3 \\
 C_0 &:= 30276.9096 & C_1 &:= 65231.5721 \\
 \lambda_0 &:= 0.03 & \lambda_1 &:= 0.05 & \lambda_2 &:= 0.08
 \end{aligned}$$

$$x := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D(t,x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{-M0 - C0 \cdot (x_0 - x_2) - \lambda 0 \cdot x_1}{J0} \\ x_3 \\ \frac{-C0 \cdot (x_2 - x_0) - \lambda 1 \cdot x_3 - C1 \cdot (x_2 - x_4)}{J1} \\ x_5 \\ \frac{M2 - C1 \cdot (x_4 - x_2) - \lambda 2 \cdot x_5}{J2} \end{bmatrix}$$

t0 := 0

t1 := 0.08

N := 1000

Z := Rkadapt(x, t0, t1, N, D)

$\underline{T} := Z^{(0)}$

y1 := Z<sup>(1)</sup>      v1 := Z<sup>(2)</sup>

y2 := Z<sup>(3)</sup>      v2 := Z<sup>(4)</sup>

y3 := Z<sup>(5)</sup>      v3 := Z<sup>(6)</sup>

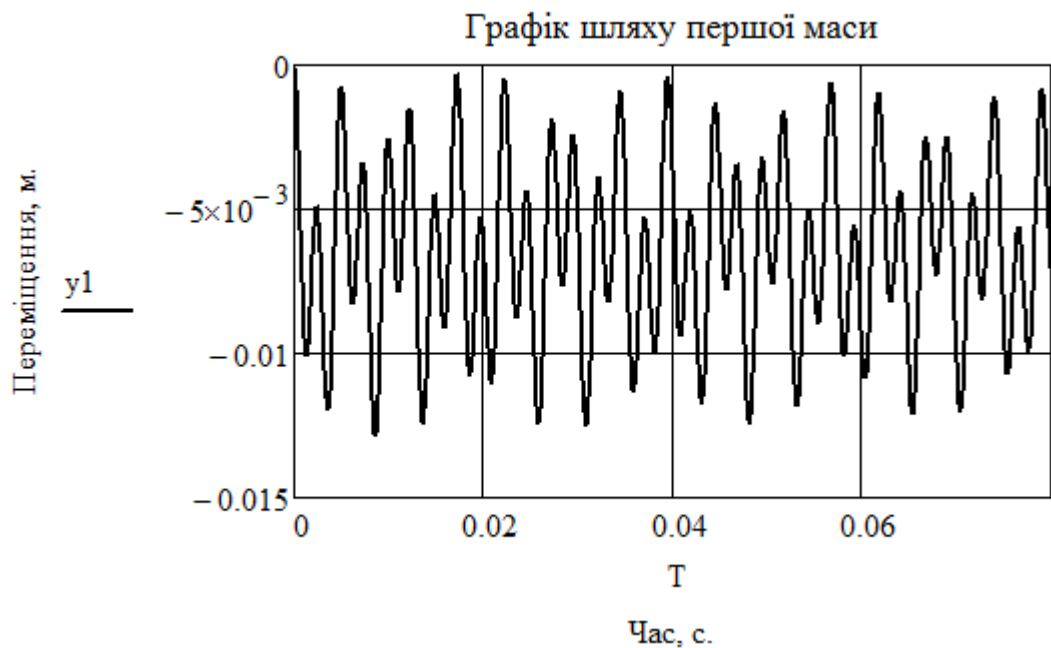


Рис. 4.32. Новий графік шляху першої маси

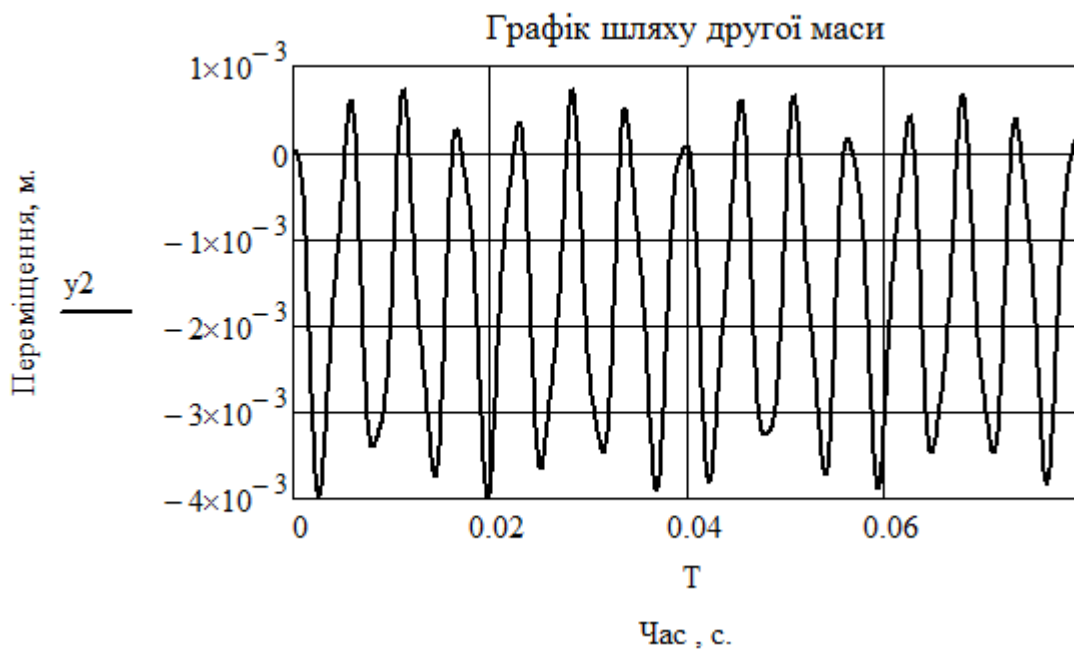


Рис. 4.33. Новий графік шляху другої маси

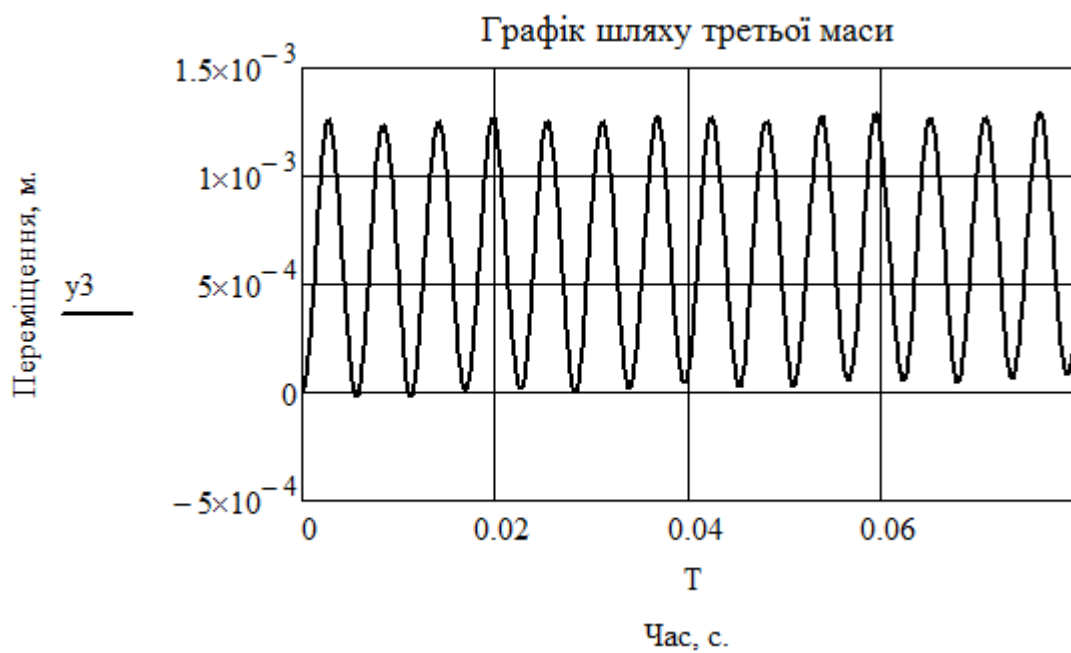


Рис. 4.34. Новий графік шляху третьої маси

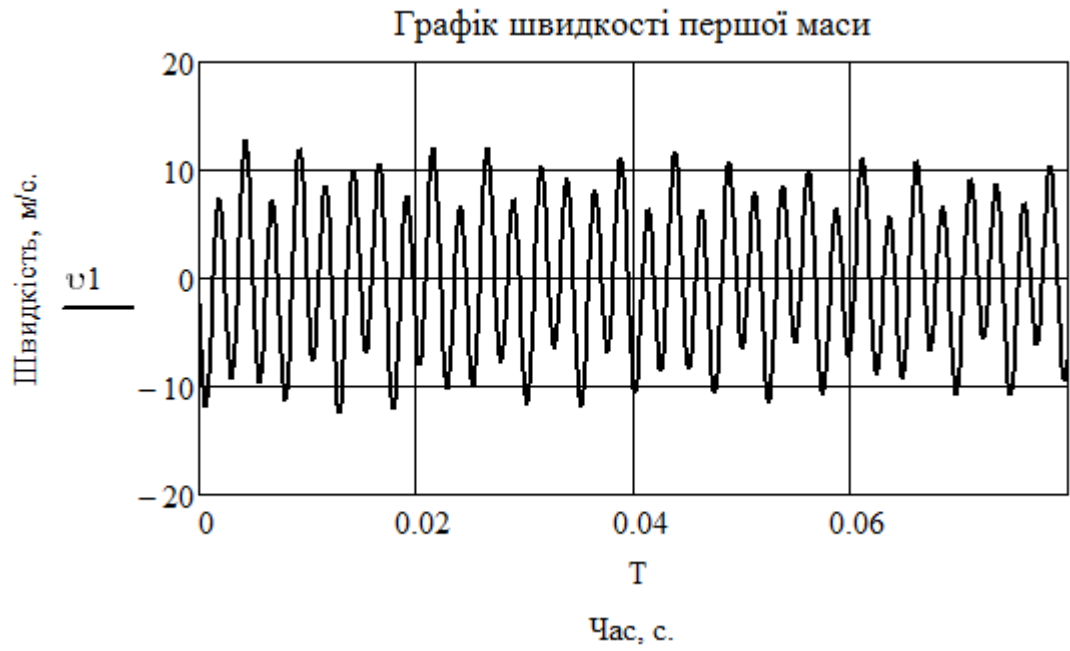


Рис. 4.35. Новий графік швидкості першої маси

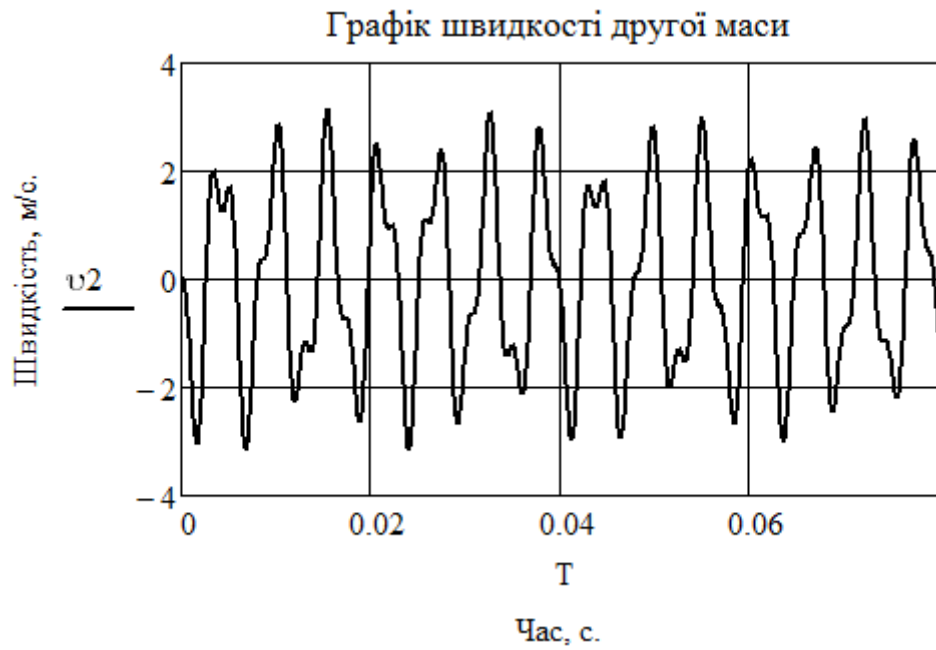


Рис. 4.36. Новий графік швидкості другої маси

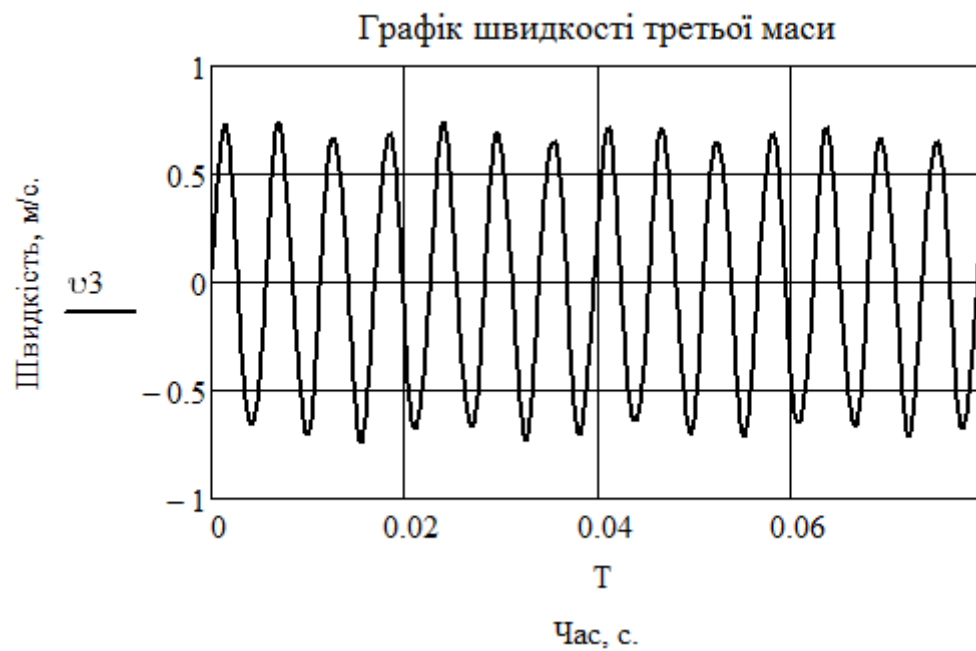


Рис. 4.37. Новий графік швидкості третьої маси

#### 4.11. Проведення досліджень на збитість та густину морозива

Дослідимо процес отримання морозива відповідної густини який описується залежністю:

$$\rho_{\text{м.}}(\rho_{\text{см.}}, A) = \frac{\rho_{\text{см.}}}{1 + 0,01 * A}$$

де  $\rho_{\text{см.}} = 900 - 1200 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$  – густина морозива на вході у фризер;

$A = 30 - 60\%$  – насиченість повітрям.

$$\rho_{\text{м.}}(900,30) = \frac{900}{1+0,01*30} = 692,3077 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{м.}}(1200,30) = \frac{1200}{1+0,01*30} = 923,077 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{м.}}(900,60) = \frac{900}{1+0,01*60} = 562,5 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{м.}}(1200,60) = \frac{1200}{1+0,01*60} = 750 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$$

#### 4.12. Дослідження моделі на адекватність

Визначимо постійні значення рівняння регресії. Для цього заповнимо план – матрицю двох факторного експерименту з фіктивною зміною (таблиця 4.1.)

Таблиця 4.1.

План матриця двох факторного експерименту з фіктивною зміною

Номер досліджу	Фіктивна змінна, $X_0$	Рівні факторів		Відгук, $Y$
		$X_1$	$X_2$	
1	+1	-1	-1	692,3077
2	+1	+1	-1	923,077
3	+1	-1	+1	562,5
4	+1	+1	+1	750

Визначимо постійні значення рівняння регресії:

$$b_0 = \frac{Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4}{4} = \frac{692,3077 + 923,077 + 562,5 + 750}{4} = 731,97$$

$$b_1 = \frac{-Y_1 + Y_2 - Y_3 + Y_4}{4} = \frac{-692,3077 + 923,077 - 562,5 + 750}{4} = 104,57$$

$$b_2 = \frac{-Y_1 - Y_2 + Y_3 + Y_4}{4} = \frac{-692,3077 - 923,077 + 562,5 + 750}{4} = -75,722$$

$$b_{1,2} = \frac{Y_1 - Y_2 - Y_3 + Y_4}{4} = \frac{692,3077 - 923,077 - 562,5 + 750}{4} = -10,82$$

Середнє значення відгуків буде дорівнювати:

$$\bar{Y} = b_0 = 731,97$$

Рівняння регресії буде мати вигляд

$$Y = 731,97 * X_0 + 104,57 * X_1 + (-75,722) * X_2 + (-10,82) * X_1 * X_2$$

Перевірка:

$$\begin{aligned} Y_1 &= 731,97 + 104,57 * (-1) + (-75,722) * (-1) + (-10,82) * (-1) * (-1) \\ &= 731,97 - 104,57 + 75,722 - 10,82 = 692,302 \end{aligned}$$

А після підстановки кодованого значення фактора, рівняння регресії набуде наступного вигляду:

$$\begin{aligned} Y &= 731,97 + 104,57 * \frac{(X_1 - 1050)}{150} + (-75,722) * \frac{(X_2 - 45)}{15} + (-10,82) \\ &\quad * \frac{(X_1 - 1050)}{150} * \frac{(X_2 - 45)}{15} \end{aligned}$$

Побудуємо графік отриманої залежності (Рис. 4.38.):



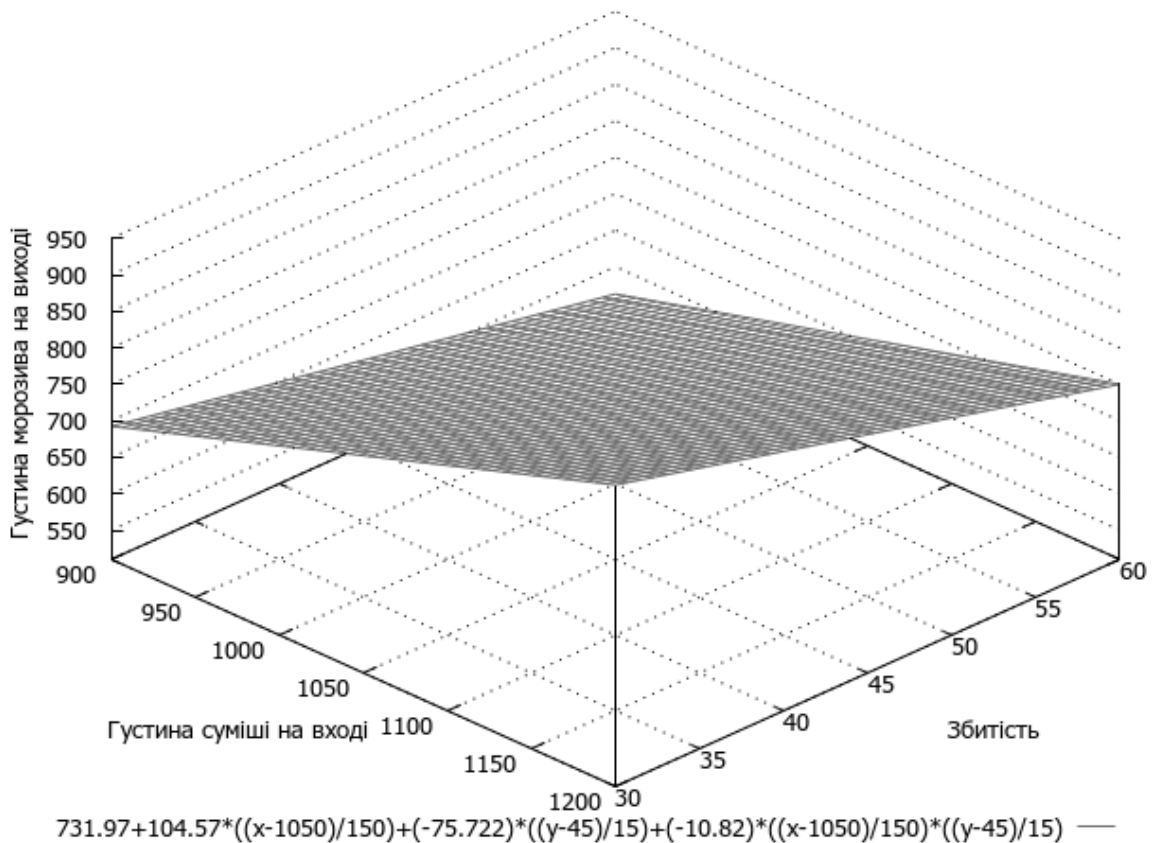


Рис. 4.38. Графік залежності густини морозива на виході із машини від збитості та густини суміші на вході

Статистична значимість коефіцієнтів рівняння буде дорівнювати:

$$S_U^2 = \frac{1}{n-1} * \sum_{j=1}^n (y_{ui} - \bar{Y})^2$$

$n$  – кількість паралельних дослідів.

$$S_1^2 = \frac{1}{2-1} * (692,3077 - 731,972)^2 = 1573,2567$$

$$S_2^2 = \frac{1}{2-1} * (923,077 - 731,972)^2 = 36521,121$$

$$S_3^2 = \frac{1}{2-1} * (562,5 - 731,972)^2 = 28720,759$$

$$S_4^2 = \frac{1}{2-1} * (750 - 731,972)^2 = 325,008184$$

Дисперсію відтворення дослідів обчислимо за формулою:

$$S_Y^2 = \frac{1}{N} * \sum_{U=1}^N S_U^2 = \frac{1}{4} * (1573,2567 + 36521,121 + 28720,759 + 325,008784) \\ = 16785,0364$$

Похибка відтворення буде дорівнювати:

$$S_Y = \sqrt{S_Y^2} = \sqrt{16785,0364} = 129,56$$

Перевіримо значимість коефіцієнтів рівняння за формулою:

$$b_{i(jk)} \geq \frac{t * S_Y}{\sqrt{N * n}}$$

$t$  – табличне значення критерію Ст'юдента, який вибирається з таблиці в залежності від ступеня вільності:

$$f = (n - 1) * N = (2 - 1) * 4 = 4$$

та рівня значимості (прийємо  $\alpha = 0,01$ ).

Тоді критерій Ст'юдента буде дорівнювати:

$$t = 3,747$$

Значимість коефіцієнтів рівняння буде дорівнювати:

$$b_{i(jk)} = \frac{3,747 * 129,56}{\sqrt{4 * 2}} = \frac{485,46132}{2,83} = 171,542$$

$b_0 \geq 171,542$  – значимий;

$b_1 \leq 171,542$  – приймаємо рівним нулю;

$b_2 \leq 171,542$  – приймаємо рівним нулю;

$b_{1,2} \leq 171,542$  – приймаємо рівним нулю;

Остаточне рівняння регресії прийнятої математичної моделі буде мати вигляд:

$$Y = 731,97 * X_0$$

Визначимо дисперсію адекватності за формулою:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{n - g} * \sum_{u=1}^N (\bar{Y} - \tilde{y}_i)$$

$\tilde{y}_i$  – обчислюється шляхом підстановки в остаточне рівняння регресії верхнього та нижнього значень рівнів входних змінних факторів ( $\pm 1$ ) з плану матриці.

$$\tilde{y}_1 = \tilde{y}_2 = \tilde{y}_3 = \tilde{y}_4 = 731,97$$

$g = 1$  – число важливих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

$$\begin{aligned}
 S_{ag}^2 &= \frac{2}{4-1} * [(692,3077 - 731,97)^2 + (923,077 - 731,97)^2 + (562,5 - 731,97)^2 \\
 &\quad + (750 - 731,97)^2] \\
 &= \frac{2}{3} * (1573,097 + 36521,8854 + 2870,081 + 325,0809) = 44760,097
 \end{aligned}$$

Розрахуємо коефіцієнт відповідності Фішера:

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_Y^2} = \frac{44760,097}{16785,0364} = 2,67$$

Визначимо табличне значення коефіцієнту Фішера якщо відомо:

$\alpha = 0,01$  – рівень значимості;

$f_{ag} = N - g = 4 - 1 = 3$  – ступінь вільності  $f_1$ ;

$f_g = N * (n - 1) = 4 * (2 - 1) = 4$  – ступінь вільності  $f_2$ ;

Тоді табличне значення коефіцієнту Фішера буде рівне:

$$F_T = 28,71$$

Оскільки  $F_p \leq F_T$ , то дана математична модель є адекватною.

#### 4.13. Оптимізація (збільшення) продуктивності машини

Прийmemo густину суміші морозива  $\rho_{\text{см.}} = 1200 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$ , збитість морозива  $A = 30\%$ . Тоді густина продукту на виході із машини буде дорівнювати:

$$\rho_{\text{м.}}(1200,30) = \frac{1200}{1+0,01*30} = 923,077 \frac{\text{кг.}}{\text{м}^3}$$

Продуктивність модернізованої машини буде дорівнювати:

$$Q_2 = \frac{3,5 * m_{\text{н}} * \delta * n * k_{\text{с}} * S * (\rho_{\text{см.}} + \rho_{\text{м.}})}{2000}$$

$$= \frac{3,5 * 4 * 12 * 3,25 * 0,7 * 0,9 * (1200 + 923,077)}{2000} = 365,148 \frac{\text{кг.}}{\text{год.}}$$

$m_{\text{н}} = 4$  – число ножів (приймемо самостійно);

$\delta = 12$  мкм. – товщина зрізаного слою [1, ст. 27, табл. В1];

$n = 3,25 \frac{\text{об.}}{\text{с.}}$  – частота обертання (див. табл. 1.2.);

$k_{\text{с}} = 0,7$  – коефіцієнт нерівномірності зрізання намерзлого шару [1, ст. 27];

$S = 0,9\text{м}^2$  – площа охолодження (див. табл. 1.2.);

Побудуємо графік отриманої залежності (рис. 4.38.):

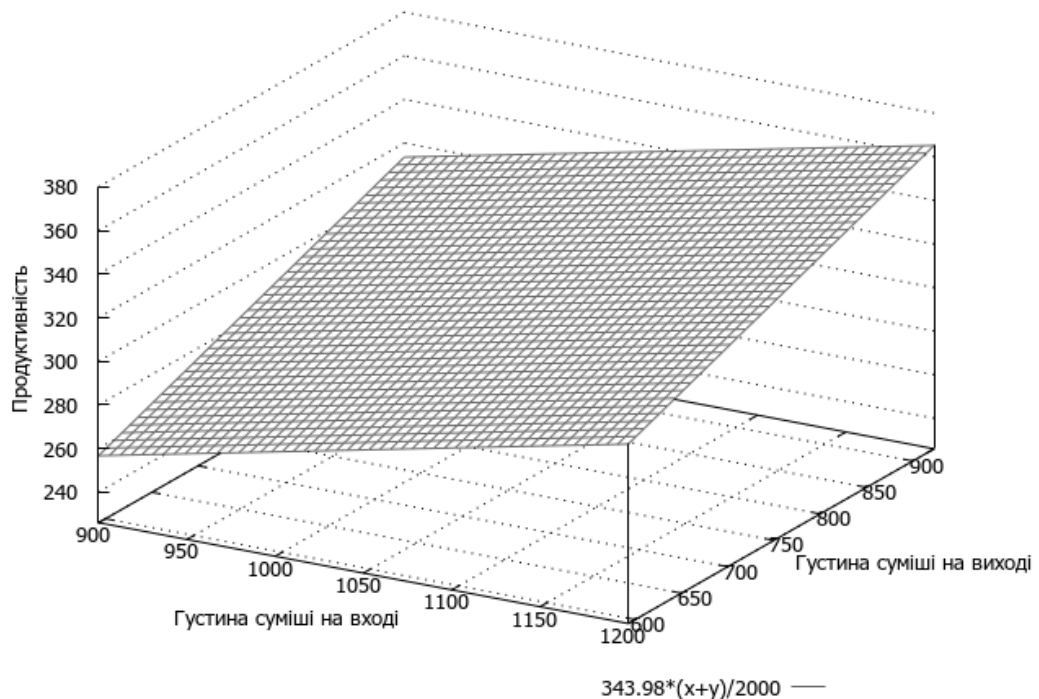


Рис. 4.38. Графік залежності продуктивності машини від густини суміші на вході та густини морозива на виході

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1 = 365,148 - 315,32 = 49,828 \frac{\text{кг.}}{\text{год.}}$$

$Q_1 = 315,32 \frac{\text{кг.}}{\text{год.}}$  – попередня продуктивність машини

Отже продуктивність фризера зросла на  $49,828 \frac{\text{кг.}}{\text{год.}}$

4.14. Проведення дослідів на визначення густини морозива на виході з машини

Внаслідок процесу фрезерування отримано наступні результати густини морозива на виході із машини (таблиця 4.2.).

Таблиця 4.2.

Результати дослідів

1	2	3	4	5	6	7	8
562,5	614,011	665,522	717,033	768,544	820,055	871,566	923,077

Необхідно здійснити перевірку на підпорядкування нормальному закону розподілу густин морозива.

#### 4.15. Перевірка гіпотези про узгодженість теоретичного і статичного розподілу

Здійснимо повний статистичний аналіз функціонування даного процесу.

Знайдемо середнє значення отриманих дослідних значень:

$$\bar{X} = 562,5 + 614,011 + 665,522 + 717,053 + 768,544 + 820,055 + 871,566 + 923,077 / 8 = 742,7885$$

Визначимо дисперсію розсіювання:

$$D(X) = \frac{1}{n} * \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 = \frac{1}{8} * [(562,5 - 742,7885)^2 + (614,011 - 742,7885)^2 + (665,522 - 742,7885)^2 + (717,033 - 742,7885)^2 + (768,544 - 742,7885)^2 + (820,055 - 742,7885)^2 + (871,566 - 742,7885)^2 + (923,077 - 742,7885)^2] = \frac{1}{8} [32503,943 + 16583,645 + 5970,112 + 662,31596 + 663,34578 + 5970,11202 + 16583,6445 + 32503,9432] = 13930,1328$$

Визначимо середньо – квадратичне відхилення:

$$\sigma(X) = \sqrt{D(X)} = \sqrt{13930,1328} = 118,026$$

Здійснимо перевірку на наявність грубих похибок у вибірці. Для цього використаємо критерій Греббса.

$X' = 562,5$  – найменше значення вибірки;

Визначимо величину Квантля:

$$t_k = \frac{|X' - \bar{X}|}{\sigma(X)} = \frac{|562,5 - 742,7885|}{118,026} = 1,53$$

Згідно (5, додаток 1.) в залежності від обсягу вибірки  $n = 8$ , знаходимо максимально допустиме значення критерію Греббса:

$$t_k' = 2,620$$

Оскільки отримане значення  $t_k \leq t_k'$ , то значення  $X' = 562,5$  необхідно враховувати у вибірці.

Визначимо число інтервалів:

$$f = 1 + 3,322 * \lg(n) = 1 + 3,322 * \lg(8) = 1 + 3,322 * 0,90308999 = 4$$

Приймаємо  $f = 4$  інтервали.

Визначимо ширину інтервалу:

$$d = \frac{X_{max} - X_{min}}{f} = \frac{923,077 - 562,5}{4} = 90,14425$$

Визначимо межі інтервалів:

$$a_1 = 562,5$$

$$a_2 = 562,5 + 90,14425 = 652,64425$$

$$b_1 = 652,64425 + 90,14425 = 742,7885$$

$$b_2 = 742,7885 + 90,14425 = 832,93275$$

$$c_1 = 832,93275 + 90,14425 = 923,077$$

Визначимо середини інтервалів:

$$\bar{X}_1 = \frac{a_1 + a_2}{2} = \frac{562,5 + 652,64425}{2} = 607,6$$

$$\bar{X}_2 = \frac{a_2 + b_1}{2} = \frac{652,64425 + 742,7885}{2} = 697,72$$

$$\bar{X}_3 = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{742,7885 + 832,93275}{2} = 787,86$$

$$\bar{X}_4 = \frac{b_2 + c_1}{2} = \frac{832,93275 + 923,077}{2} = 878,005$$

Занесемо отримані дані в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3.

№ інт.	Інтервал	Середній інтервал	Частота потраплянь в інтервал, $m_i$	Відносна частот потрапляння в інтервал, $\frac{m_i}{n}$	Накопичена частота потраплянь в інтервал, $N_{m_i}$	Накопичена відносна частота потраплянь в інтервал, $\frac{N_{m_i}}{n}$
1	562,5- 652,64425	607,6	2	0,25	2	0,25
2	652,64425- 742,7885	697,72	2	0,25	4	0,5
3	742,7885- 832,93275	787,86	2	0,25	6	0,75
4	832,93275- 923,077	878,005	2	0,25	8	1

Побудуємо полігон та гістограму частот ( рис.4.39., та рис. 4.40.). Для цього на осі X відкладемо інтервали, а на осі Y – відносну частоту потрапляння в інтервал.



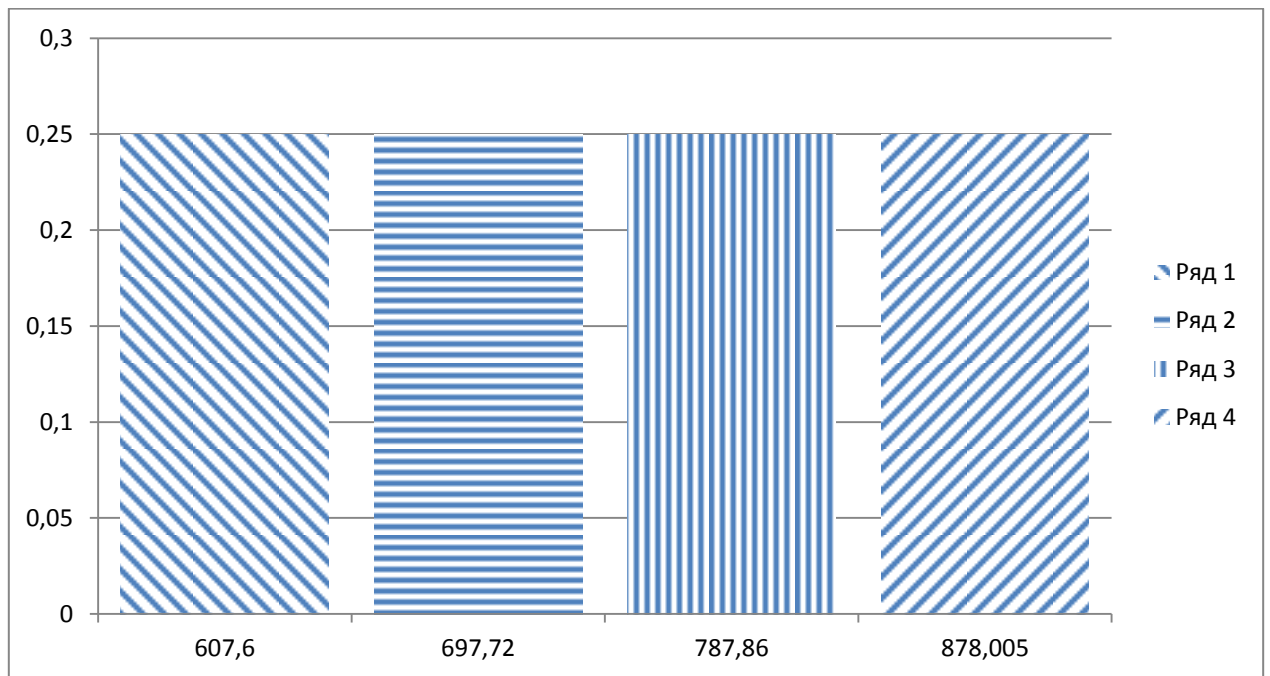


Рис. 4.39. Гістограма частот

Знайдемо значення функції густини розподілу. Для цього складемо таблицю 4.4.

Таблиця 4.4.

Номер інтервалу	Інтервал, від-до	Середній інтервал	Аргумент функції Лапласа, $t_i$	Табульована величина, $Z(t_i)$	Теоретична частота, $m'_i$	Накопичена теоретична частота, $N'_{m_i}$	Відносна теоретична частота, $\frac{N'_{m_i}}{n}$	$ N'_{m_i} - N_{m_i} $
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	562,5-652,64425	607,6	1,145	0,20594	1,12	1,12	0,14	0,88
2	652,64425-742,7885	697,72	0,382	0,37115	2,268	3,388	0,2835	0,612
3	742,7885-832,92375	787,86	0,382	0,37115	2,268	5,656	0,2835	0,344
4	832,93275-923,077	878,005	1,145	0,20594	1,26	6,916	0,14	1,084



Рис. 4.40. Крива нормального розподілу

Визначимо аргументи функції Лапласа:

$$t_1 = \frac{|\bar{X}_1 - \bar{X}|}{\sigma(X)} = \frac{|607,6 - 742,7885|}{118,26} = 1,145$$

$$t_2 = \frac{|\bar{X}_2 - \bar{X}|}{\sigma(X)} = \frac{|697,72 - 742,7885|}{118,26} = 0,382$$

$$t_3 = \frac{|\bar{X}_3 - \bar{X}|}{\sigma(X)} = \frac{|787,86 - 742,7885|}{118,26} = 0,382$$

$$t_4 = \frac{|\bar{X}_4 - \bar{X}|}{\sigma(X)} = \frac{|878,005 - 742,7885|}{118,26} = 1,145$$

Визначимо теоретичну частоту кривої нормального розподілу

$$m'_1 = m'_4 = \frac{n * d}{\sigma(X)} * Z(t_i) = \frac{8 * 90,14425}{118,026} * 0,20594 = 1,26$$

$$m'_2 = m'_3 = \frac{n * d}{\sigma(X)} * Z(t_i) = \frac{8 * 90,14425}{118,026} * 0,37115 = 2,268$$

Здійснимо перевірку на відповідність отриманих даних нормальному закону розподілу за критерієм Колмогорова – Смірнова:

$$\lambda = \frac{|N_m - N_m^i|_{max}}{n} * \sqrt{n} = \frac{1,084}{8} * \sqrt{8} = 0,383$$

Згідно з (5, додаток 5), знаходимо значення ймовірності  $P(\lambda) = 0,99807$

$P(\lambda) \geq 0,05$  – це означає що дослідні дані відповідають закону нормального розподілу.

Здійснимо перевірку на відповідність отриманих даних нормальному закону розподілу за критерієм Пірсона.

Визначимо критерій  $X^2$  за формулою:

$$X^2 = \sum_{i=1}^f \frac{(m_i - m_i')^2}{m_i'}$$

$m_i$  – експериментальне число потраплянь, що відповідає  $i$ - му інтервалу;

$m_i'$  – теоретичне число потраплянь, відповідне  $i$ - му інтервалу;

$f$  – число інтервалів.

$$\begin{aligned} X^2 &= \frac{(2 - 1,12)^2}{1,12} + \frac{(1 - 2,268)^2}{2,268} + \frac{(2 - 2,268)^2}{2,268} + \frac{(2 - 1,12)^2}{1,12} \\ &= 0,692 + 0,032 + 0,032 + 0,692 = 1,448 \end{aligned}$$

Знайдемо кількість ступенів вільності:

$$k = f - g - 1 = 4 - 2 - 1 = 1$$

$g$  – число параметрів теоретичної функції розподілу (для функції нормального розподілу  $g = 2$ )

Згідно (5, додаток 7), знаючи  $k$  і  $X^2$  визначимо ймовірність  $P(X^2) = 0,2$

$P(X^2) \geq 0,05$  – отже гіпотеза відповідності експериментального розподілу є правдоподібною.

## 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

### 5.1. Заходи з охорони праці

До початку роботи на фризери необхідно дотримуватися наступних вимог охорони праці:

1. Запуск машини та її допоміжного обладнання здійснювати лише після впевненості у налагодженні машини та її допоміжного обладнання.
2. Забороняється запускати машину якщо несправний манометр.
3. Забороняється запускати машину у випадку несправності запобіжних клапанів.
4. Забороняється запускати машину у випадку коли тиск на шкалі манометра перевищує гранично допустимий.
5. Забороняється відкривати передню кришку машини під час її роботи.
6. Забороняється запускати машину у випадку коли паси приводу мають надриви та пошкодження.
7. Забороняється запускати машину коли станина та корпус фризера є не заземлені.
8. Забороняється запускати машину у випадку коли вона не закріплена фундаментними болтами.
9. Забороняється здійснювати процес фрезерування коли відкритий кран вхідної горловини. (Кран повинен завжди бути закритим).
10. Забороняється експлуатувати машину у випадку несправності допоміжного обладнання та самої машини.
11. Забороняється перевищувати час фрезерування морозива (більше 5 хв. заборонено.).
12. Забороняється експлуатація машини у випадку присутності тріщини та надривів у провідних шлангах.

Машина повинна бути зупинена у випадку коли:

1. Під час роботи помітно сліди просочування рідини в місцях з'єднання елементів машин що працюють під тиском.
2. Під час роботи є присутні сторонні стуки та шуми.

3. Виході фреону через провідні шланги або місцях з'єднання елементів машини.

4. Виникає загроза робочому персоналу при роботі машини.

При виявленні вище перерахованих факторів, оператор фризера або працівник робочого персоналу повинні повідомляти начальнику цеха або старшому зміни та по можливості вжити заходів для припинення загрози.

## 5.2. Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях

У випадку пропусканні фреону (навіть найменшої підозри) через провідні шланги та з'єднувальні елементи машин необхідно як можна швидше перекрити головний кран та евакуювати працівників із небезпечної зони. Вжити заходів що до припинення загрози.

У тих випадках, коли несправність становить загрозову небезпеку для людей чи самого устаткування, працівник зобов'язаний ужити заходів по припиненню дії устаткування а потім сповістити керівника.

Якщо під час роботи стався нещасний випадок, необхідно негайно зробити першу медичну допомогу, доповісти про те, що трапилося, своєму начальнику і вжити заходів для збереження обстановки нещасного випадку якщо це не сполучено з небезпекою для життя і здоров'я людей.

При ударі електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від струму, дотримуючись техніки безпеки.

При пожежі в технічному приміщенні варто негайно приступити до її гасіння наявними засобами та викликати пожежну частину.

При виявленні сторонньої напруги на робочому місці необхідно негайно припинити роботу і доповісти старшому зміни.

Вимоги безпеки по закінченні робіт:

Упорядкувати робоче місце, інструмент.

Повідомити зміннику (старшому зміни) про всі несправності, помічені під час роботи.

Спецодяг забрати в спеціально відведене місце.

## Висновки

При заміні мішалки та плаваючих ножів що обертаються в протилежних напрямках мішалкою з плаваючими ножами що обертається в одному напрямку спростилася конструкція машини. Під час виконання конструктивного розрахунку машини було збільшено продуктивність на  $115 \frac{\text{кг.}}{\text{год.}}$  та зменшено потужність приводу на 1,8 кВт. .

В результаті динамічного дослідження було встановлено що найбільше вібрацій створюється по першій масі (електродвигуном). Найменше вібрацій дає третя маса (мішалка з плаваючими ножами). Оскільки коливання третьої маси найбільш повно піддаються синусоїдальному закону зміни, то можна зробити висновок про те що даний механізм служить як вирівнювач коливань. Під час досліджень було замінено матеріал деталей що входять у склад механізму, в результаті чого збільшився період коливань по кожній із мас а значить зменшилась кількість цих коливань за одиницю часу. Для прикладу за 0,08 с. згасає половина одного коливання (див. графіки).

Під час регресійного аналізу було перевірено на адекватність математичну модель процесу фризирования. В результаті чого було встановлено що чим більша густина суміші морозива на вході та чим менша насиченість її повітрям тим більша густина морозива на виході. Чим більша густина морозива на виході, тим більша продуктивність машини.

Під час ймовірнісного аналізу було перевірено ряд густин морозива на виході із машини на підпорядкування нормальному закону розподілу.

## Перелік посилань

1. Фризеры періодичної дії для виробництва морозива, [Електронний ресурс], режим доступу до ресурсу: <http://www.tsatu.edu.ua/ophv/wp-content/uploads/sites/13/laboratorna-robota-1-fryzery-periodychnoyi-diyi-dlja-vyrobnyctva-morozyva-.pdf>
2. Хомик Н.І. Технічна механіка: навчально-методичний посібник до курсової роботи / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2013. – 192с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. 3-е изд., стереотипное, Перепечатка с издания с 1987 г., М.:ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
4. Рожук С.Г., Апостол Ю.О., Гнатюк О.Б. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу „Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання”. – Тернопіль: ТДТУ, 2008.– 75 с.
5. Методичні вказівки розроблені у відповідності з навчальними планами напрямів 6.050502 “Інженерна механіка” та 6.050503 “Машинобудування”, а також робочою програмою дисципліни «Теорія технічних систем». Методичні вказівки розробили: к.т.н., асист. Крупа В.В. к.т.н., проф. Кривий П.Д.. Рецензент: к.т.н., доц. Сташків М.Я.
6. Николаев Б.Л., Николаев Л.К. Процессы фризирования смесей мороженого, расчёты и устройство фризеров: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 65 с.
7. Центральный металлический портал РФ, [Електронний ресурс], режим доступу до ресурсу: [http://metallischekiy-portal.ru/marki\\_metallov/stk/40X](http://metallischekiy-portal.ru/marki_metallov/stk/40X)
8. Wikipedia, [Електронний ресурс], режим доступу до ресурсу:[https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт\\_Пуассона](https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт_Пуассона)
9. Пилиамид 6 (Па 6), [Електронний ресурс], режим доступу до ресурсу: <https://anid.ru/poliamid/6>
10. Нержавіюча сталь, [Електронний ресурс], режим доступу до ресурсу: <https://www.vojay.com.ua/?portfolio=стрічка-08x18н10>