

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

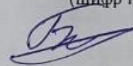
Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

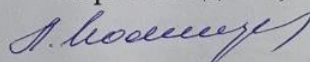
на тему:

Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка транспортно-завантажувального пристрою

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-23м
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

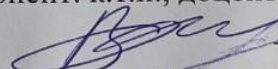
 Микола БАБІЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ГМ

 Леонід ПОЛІЩУК
(прізвище та ініціали)

« 10 » грудень 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент кафедри АТМ

 Віталій ОГНЕВИЙ
(прізвище та ініціали)

« 12 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

« 12 » грудень 2024 р.

Вінниця ВНТУ - 2024 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Поліщук Л.К.

Л.К. Поліщук
« 18 » вересня / 2024р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бабію Миколі Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. (Розробка транспортно-завантажувального пристрою)», керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» вересня 2024 року № 310

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2024р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Склад вузла: електродвигун, варіатор клинопасовий з гідравлічним дистанційним керуванням, редуктор циліндричний, ланцюгова передача, транспортний екструдер з вакуумною камерою 2. Потужність привода – 1,5 кВт. 3. Частота обертання вихідної ланки – max 180 об/хв.

4. Діапазон регулювання частоти обертання – 2.

4. Зміст текстової частини: Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування проекту; Аналіз відомих технічних рішень; розрахунково-конструкторський розділ; економічний розділ.

5. Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

5.1 Привод транспортного екструдера. Складальне креслення (3 листа ф. А1).

5.2 Транспортний екструдер з вакуумним бункером вакуумний. Складальне креслення (1 лист ф. А1).

5.3 Редуктор. Складальне креслення (1 листа ф. А1).

5.4 Варіатор. Складальне креслення (1 лист ф. А1).

5.5 Робочі креслення деталей (2 листа ф. А3).

5.6 Аналіз відомих технічних рішень (2 плаката ф. А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завда прий
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. д.т.н., професор	19.09.2024 <i>Л. Поліщук</i>	02.12. <i>Л. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	16.10.2024 <i>О. Ратушняк</i>	04.12. <i>О. Ратушняк</i>

7. Дата видачі завдання 18.09.24 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	П
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	04.09.2024-11.09.2024	<i>Л. Поліщук</i>
2	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2024-16.09.2024	<i>Л. Поліщук</i>
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	18.09.2024-25.09.2024	<i>Л. Поліщук</i>
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	19.09.2024-07.10.2024	<i>Л. Поліщук</i>
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	08.10.2024-06.11.2024	<i>Л. Поліщук</i>
6	Розробка вузлів транспортно-завантажувальних пристроїв	07.11.2024-24.11.2024	<i>Л. Поліщук</i>
7.	Виконання робочих креслень вузлів та деталей	14.11.2024-29.11.2024	<i>Л. Поліщук</i>
8.	Економічний розділ.	16.10.2024-04.11.2024	<i>Л. Поліщук</i>
9.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	02.12.2024	<i>Л. Поліщук</i>
10.	Нормоконтроль	11.12.2024	<i>Л. Поліщук</i>
11.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2024	<i>Л. Поліщук</i>
12.	Захист МКР на ДЕК	20.12.2024, 23.12.2024	<i>Л. Поліщук</i>

Студент *Бабій М. О.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи *Поліщук Л. К.*

АНОТАЦІЯ

УДК641.5.06:643(075)

Бабій М.О. Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка транспортно-завантажувального пристрою. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2024. 126 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 24 назв; рис.: 14; табл. 121.

У магістерській кваліфікаційній роботі обґрунтовано вибір теми роботи за рахунок співставлення ТЕП нової розробки та базового варіанту.

На підставі проведеного аналізу відомих технічних рішень встановлено необхідність розробки нової конструктивної схеми та конструкції привода транспортного екструдера вакуумного преса для виробництва макаронних виробів.

Розроблено конструкцію привода транспортного екструдера, який забезпечує зміну параметрів руху за рахунок використання варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням.

Проведено кінематичні та силові розрахунки привода і встановлені їх параметри на всіх валах, які є вихідними даними для розрахунків елементів привода.

Виконано проектні та перевірочні розрахунки циліндричних передач редуктора, валів, здійснено вибір підшипників, мащення редуктора, розрахунок нерухомих з'єднань, а також клинопасового варіатора, що дало змогу виконати проектування привода.

Розроблено компоновку привода транспортного екструдера для преса, призначеного для виробництва макаронних виробів.

Графічна частина складається з 8 креслень, ілюстративна – з 2 плакатів.

Ключові слова: вакуумний прес, транспортно-завантажувальний пристрій, екструдер, клинопасовий варіатор, проектні та перевірочні розрахунки.

ABSTRACT

Babiy M.O. Development of a vacuum press design for food production. Development of a transport and loading device. Master's qualification work in specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 126 p.

In Ukrainian. Bibliography: 24 titles; Fig.: 14; Table. 121.

The master's qualification work justifies the choice of the topic of the work by comparing the TEP of the new development and the basic version.

Based on the analysis of known technical solutions, the need to develop a new structural scheme and design of the drive of the transport extruder of the vacuum press for the production of pasta products was established.

The design of the drive of the transport extruder was developed, which provides a change in motion parameters by using a variator with remote hydraulic control.

Kinematic and power calculations of the drive were carried out and their parameters were set on all shafts, which are the initial data for calculations of the drive elements.

Design and verification calculations of cylindrical gears of the reducer, shafts were performed, bearings were selected, lubrication of the reducer, calculation of fixed connections, as well as a V-belt variator were performed, which made it possible to design the drive.

The layout of the drive of a transport extruder for a press intended for the production of pasta products was developed.

The graphic part consists of 8 drawings, the illustrative part consists of 2 posters.

Keywords: vacuum press, transport and loading device, extruder, V-belt variator, design and verification calculations

Зміст

Вступ.....	8
1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	10
1.1 Суть технічної проблеми.....	10
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій.	10
1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції.....	11
1.4 Опис нової конструкції та її переваги.....	12
1.5 Технічні вимоги до нової конструкції.....	13
1.6 Доцільність розробки.....	13
2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	17
2.1 Аналіз схем транспортних екструдерів.....	17
2.2 Аналіз існуючих схем транспортно-завантажувальних пристроїв.....	20
2.3 Висновки до розділу 2.....	23
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	24
3.1 Конструкція вузла транспортного екструдера.....	24
3.2 Розрахунок циліндричного редуктора.....	25
3.3 Розрахунок варіатора привода транспортного шнека.....	97
3.4 Розрахунок ланцюгової передачі транспортного шнека.....	100
3.5 Висновки до розділу 3.....	103
4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	104
4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	104
4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	111
4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	118
4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності..	119

					08-62.МКР.002.00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Бабій М.О.			Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка транспортно-завантажувального пристрою	Літ.	Арк.	Акрюшів
Перевір.		Поліщук Л.К.					6	126
Реценз.						ВНТУ, гр. 1ГМ-23М		
Н. Контр.		Поліщук Л.К.						
Затверд.		Поліщук Л.К.						

4.5 Висновки до економічного розділу.....	122
ВИСНОВКИ.....	123
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	124
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	127
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	133
Додаток В(обов'язковий). Специфікації	142
Додаток Г(обов'язковий). Ілюстративна частина.....	150
Додаток Д(обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	153

					08-62.МКР.002.00.000 ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

В економіці країни у воєнний та повоєнний час важливого значення набуває ефективне втілення результатів продовольчої програми, яка суттєво залежить від якісної продукції, що випускається харчовою промисловістю так і від обладнання, що має якісні техніко-економічні показники. Перевага надається обладнанню з низькою енерго- та металомісткістю. Тому пошук нових технічних рішень щодо удосконалення такого обладнання стосується не лише схемних рішень, але й обґрунтованого вибору матеріалу елементів конструкції, який забезпечує зменшення енергетичних втрат працюючого обладнання. Це значною мірою стосується і обладнання, яке використовують при виготовленні макаронної продукції, яка завжди користувалася великим попитом. Основним засобом їх виробництва є макаронні преси.

Існує безліч конструктивних рішень макаронних пресів, які мають певні переваги так і недоліки. Важливим компонентом конструкцій таких пресів є транспортно-завантажувальні пристрої, від функціонування яких залежать якісні показники виробленої продукції та продуктивність обладнання. Основні проблеми, що пов'язані з експлуатацією цих пристроїв, стосуються зменшення енергоспоживання приводу, спрощення схеми приводу за рахунок використання вузла регулювання зміни частоти обертів робочого валу, а також можливості автоматизації робочого процесу. Поліпшення цих показників дозволить підвищити ефективність використання пристрою в цілому, а тому розробка транспортно-завантажувального пристрою вакуумного пресу є актуальною задачею.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників пресового обладнання, зокрема, енергомісткості та металомісткості, за рахунок застосування удосконаленої конструкції транспортно-завантажувального пристрою для виробництва харчових продуктів.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні основні задачі:

- виконати техніко-економічне обґрунтування теми магістерської кваліфікаційної роботи;
- провести аналіз конструктивних схем транспортно-завантажувальних пристроїв пресів для виготовлення макаронної продукції і визначити позитивні властивості, якими повинна бути наділена нова удосконалена конструкція, зокрема забезпечення послідовної роботи транспортних бункерів, що дозволить отримати високу якість підготовки сировини до кінцевого формоутворення;
- виконати проектні та перевірочні розрахунки основних вузлів транспортно-завантажувального пристрою для їх конструювання;
- розробити складальні креслення приводу транспортного екструдера з вакуумним бункером, двоступінчастого циліндричного редуктора та робочі креслення заданих деталей;
- виконати завдання економічного розділу роботи.

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення конструкції вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів.

Предмет дослідження – транспортно-завантажувальний пристрій вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів.

Методи дослідження: порівняльний аналіз елементів конструкцій та економічних показників робочого обладнання для виготовлення макаронних виробів

Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямки створення та технічні рішення нової конструкції транспортно-завантажувального пристрою вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів;
- розроблено нові схемні рішення для транспортно-завантажувальний пристрій.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми.

Тенденції сучасного розвитку виробництва продуктів харчової промисловості передбачають їх випуск не лише крупними підприємствами, але й підприємствами малого бізнесу. Частка випуску таких продуктів, що припадає на малі підприємства складає 30 – 40 %, залежно від виду продукції, що випускається. Значна увага приділяється випуску обладнання для виготовлення продуктів харчування, що виготовляються з борошна, так як обладнання для їх випуску може бути розміщено у відносно невеликих приміщеннях. Випуск такого обладнання налагоджено як за кордоном, так і підприємствами вітчизняного промислового комплексу. Проте, техніко-економічні показники цього обладнання, зокрема вакуумних пресів, потребують суттєвого поліпшення. Це стосується як енергомісткості, металомісткості так і габаритних розмірів.

Одним з важливих механізмів вакуумного преса є привод транспортного екструдера. Основні проблеми, що пов'язані з його експлуатацією, стосуються зменшення енергоспоживання привода, спрощення схеми привода за рахунок використання вузла регулювання зміни частоти обертів робочого валу, а також можливості автоматизації робочого процесу. Поліпшення цих показників дозволить підвищити ефективність використання пристрою в цілому.

1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій.

У преса ТФК, що виготовлений на Харківському підприємстві «ХарчоМаш», привод транспортного екструдера містить електродвигун,

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

редуктор, клинопасову передачу, ланцюгова передача, муфти, частотний регулятор обертів електродвигуна, вакуумна камера із змішувачем та, безпосередньо, екструдер. Діаметр шнека екструдера становить 60 мм і стінки його корпусу виготовлені із нержавіючої сталі. Коефіцієнт тертя підготовленої до пресування суміші зі стінками екструдера, виготовленого із вказаного матеріалу, значно вищий ніж коефіцієнт тертя зі стінками з бронзи.

Тому, в запропонованій конструкції привода транспортного екструдера вакуумного преса, в кінематичну схему привода введено клинопасовий варіатор з дистанційним гідравлічним керуванням, що дозволить автоматизувати процес керування даним вузлом. Крім того, компоновка самого привода дозволила зменшити габаритні розміри.

1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції

Порівняння технічних показників аналога та нової розробки проводимо за основними характеристиками привода, наведеними в табл.1.1.

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога та нової конструкції привода головного екструдера

Показники (параметри)	Аналог, привод транспортного екструдера з корпусом з нержавіючої сталі	Нова розробка, привод транспортного екструдера з корпусом з бронзи
Тип приводу	електричний	електричний
Потужність електродвигуна, кВт	3	1,5

Частота обертів вала двигуна, об/хв.	1430	1415
Продуктивність, кг/год	100...150	100...150
Кількість вузлів привода	10	10
Діаметр циліндра екструдера, мм	60	50
Матеріал циліндра екструдера	нержавіюча сталь	бронза
Тип керування вузла зміни частоти обертання	Частотний регулятор електродвигуна	Варіатор з дистанційним гідравлічним керуванням

1.4 Опис нової конструкції та її переваги

Привод транспортного екструдера вакуумного пресу, що проектується, складається з таких основних вузлів: електродвигуна, потужністю 1,5 кВт; двохступінчастого редуктора з передавальним відношенням – 10; клинопасовим варіатором з дистанційним гідравлічним керуванням; компенсувальних муфт типу МУВП; вакуумної камери із змішувачем; ланцюгової передачі; транспортного екструдера.

Привод розміщується на зварній рамі в різних площинах, за рахунок чого досягається його компактність.

Привод працює таким чином.

Від вала електродвигуна через клинопасовий варіатор з дистанційним гідравлічним керуванням обертальний рух передається на вхідний вал

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двохступінчастого редуктора. З тихохідного валу редуктора, через ланцюгову передачу, проміжний вал та компенсувальну муфту, приводиться в обертальний рух шнек транспортного екструдера. Підготовлена в вакуумній камері із змішувачем суміш поступає в приймальну камеру циліндра екструдера і шнеком переміщується під тиском до бункера головного екструдера.

1.5 Технічні вимоги до нової конструкції

Необхідно забезпечити надійність роботи конструкції привода транспортного екструдера протягом 10000 год. Вузли повинні бути швидкозємними та відповідати вимогам до розділу «Безпека життєдіяльності».

1.6 Доцільність розробки

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки привода транспортного екструдера. Вказані переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми дипломного проекту.

1.6.1 Собівартість одиниці нової розробки

В цьому випадку собівартість одиниці нової розробки S розраховується за формулою:

$$S = S_a^1 \cdot M_n \cdot K_n \text{ грн.,} \quad (1.1)$$

де S_a^1 - питома собівартість одиниці маси аналога: грн/кг;

S_a - собівартість аналога, грн.; $S_a = 11400$

M_a - маса аналога, кг; $M_a = 210$

M_n - маса нової техніки, кг; $M_n = 165$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

K_n - коефіцієнт, який ураховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_n = 1 \dots 1,2$;

$$S_a^1 = S_a / M_a \quad (1.2)$$

$$S_a^1 = 11400 / 210 = 54 \text{ грн/кг};$$

$$S = 60 \cdot 165 \cdot 1 = 8910 \text{ грн};$$

1.6.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot \Pi \text{ грн.}, \quad (1.3)$$

де: B - коефіцієнт, який ураховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B = 1,2 \dots 2,0$;

A - коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та п о-датки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,3$;

S - собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

Π - ціна реалізації нової розробки.

$$K = 1,5 \cdot 2 \cdot 8910 = 26730 \text{ грн.}$$

1.6.3. Розрахунок величин експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційними витратами є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування певного технічного рішення в період його експлуатації в розрахунку за рік.

Величина експлуатаційних витрат E за рік розраховується за формулою:

$$E = k \cdot \Pi \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік}, \quad (1.4)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Ц — ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена раніше, грн./шт.;

k - коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,2 \dots 0,4$; для обчислювальної техніки

$k = 0,5 \dots 0,7$; для технічних рішень, в яких значну питому вагу мають змінні елементи, наприклад, батарейки, $k = 1 \dots 3$;

A - коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та п о-датки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,3$;

S - собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом; грн.;

β - доля часу, який витрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальному часі своєї роботи.

$$E = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн/рік;} \quad (1.5)$$

$$E = 0,3 \cdot 2 \cdot 8910 \cdot 0,1 = 534 \text{ грн/рік;}$$

1.6.4 Розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

а) для аналога: $\frac{K_1}{Q_1} = \frac{33000}{60} = 550 \text{ грн / шт}$

б) для нового варіанта: $\frac{K_2}{Q_2} = \frac{26730}{50} = 534,6 \text{ грн / шт}$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

а) для аналога: $\frac{E_1}{Q_1} = \frac{660}{60} = 11 \text{ грн / шт}$

б) для нового варіанта: $\frac{E_2}{Q_2} = \frac{534}{50} = 10,68 \text{ грн / шт}$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції привода головного екструдера. Вказані переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми магістерської кваліфікаційної роботи.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

2.1 Аналіз схем транспортних екструдерів

Серед технологічного обладнання, яке призначене для виготовлення макаронної продукції шляхом пресування, найбільше поширення отримали гідравлічні і шнекові преси.

Робочий цикл гідравлічного преса періодичної дії складається з таких операцій:

- завантаження продукту (у пакетах із міцної тканини) на рухому плиту і притискання його до верхньої плити;
- відведення основної маси рідини при порівняно низькому тиску (для рослинного масла до 5 МПа);
- підвищення тиску (до 80 МПа);
- витримування під тиском;
- опускання рухомої плити;
- розвантаження продукту.

Повний цикл завершується протягом 20...25 хв.

В даному пристрої транспортна система поєднана з головним приводом. І такі конструкції не можливо використати при виготовленні макаронної продукції.

У шнекових пресах неперервної дії, рис. 2.1, сировина із завантажувального бункера надходить у перфорований конус, всередині якого обертається шнек (екструдер). Частота обертання шнека сягає 5...20 об/хв. Рідина, що виділяється з сировини під впливом зусиль, створюваних шнеком, збирається внизу корпусу і виходить через патрубок. Величина створюваного шнеком зусилля регулюється розміром зазору між перфорованим конусом і регулюючою пробкою. Чим менший зазор, тим більше створюване зусилля. Величина створюваного тиску в такому пристрої може бути від 4 МПа і вище. Змінний перетин шнеку по довжині сприяє вибору створюваного зусилля.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Така конструкція потребує обов'язкового використання додаткового технологічного пристрою у вигляді бункера попереднього змішування, а тому автономно використовуватись не може.

Для здійснення екструзивних процесів використовуються різного виду конструкцій шнеки. Наведена схема черв'ячного екструдера. Екструдер містить порожнину для охолоджувальної води, черв'як, канал для подачі в черв'як гарячої води, циліндр, фланець, головку, формувальний канал головки, решітку та фільтрувальну сітку.

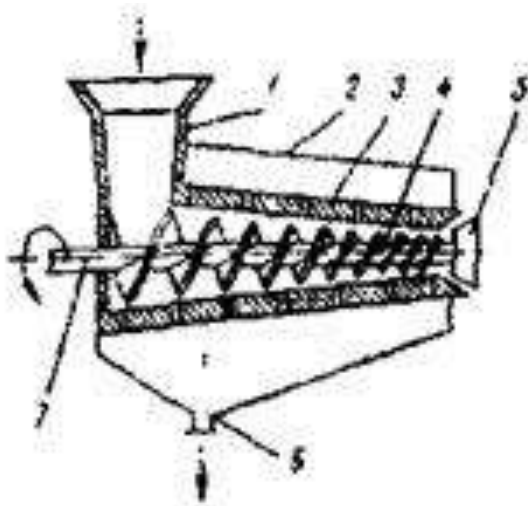


Рисунок 2.1 –Шнековий прес неперервної дії

Пристрій працює таким чином.

Продукт, що підлягає екструзії завантажують у бункер. У зоні завантаження циліндр має порожнини для охолоджуючої води. З бункера продукт захоплює черв'як, в ліву частину якого надходить гаряча вода, що нагріває продукт. Нагрітий чи навіть розплавлений продукт черв'яком подається через фільтруючу сітку, а потім проходить через решітку і потрапляє в голівку, в якій знаходиться формуючий канал.

З аналогічною метою в технологічному обладнанні використовується транспортний пристрій у вигляді циліндричного «замка». Основні функції такого пристрою полягають у транспортуванні підготовленої сировини (тіста) із бункера

попередньої підготовки до головного екструдера, де відбувається формування готової продукції. Крім того, він виконує функції герметизатора, тому що в порожнині головного екструдера створюється вакуум для забезпечення високої якості продукту.

На рис. 2.2 наведена конструктивна схема такого пристрою.

Пристрій містить бункер 1 попередньої підготовки сировини та бункер 2 головного екструдера між якими розташований транспортний пристрій у вигляді «замка».

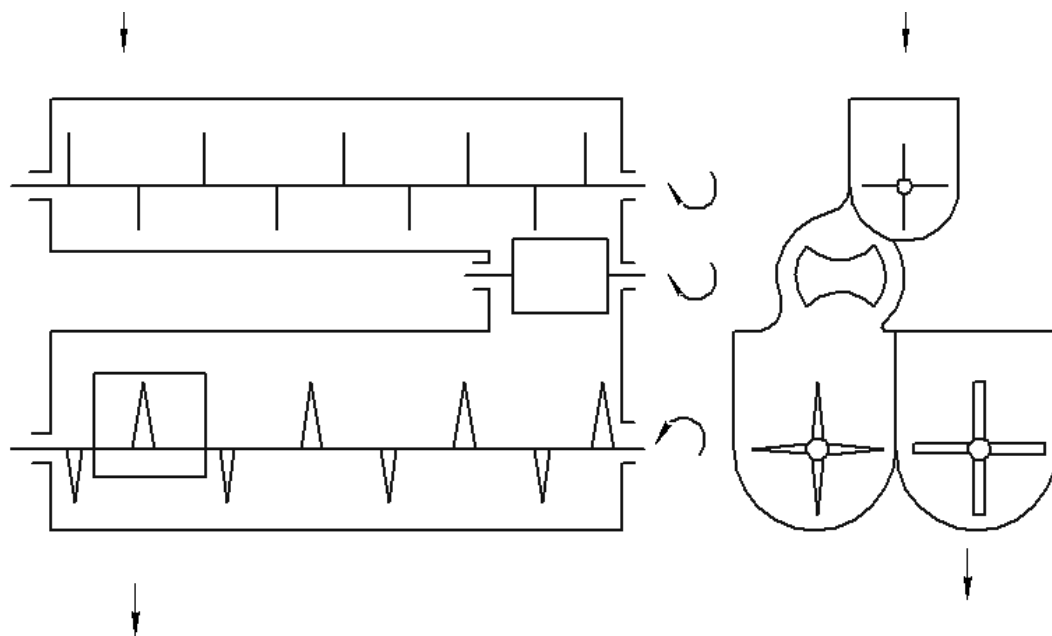


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема транспортного пристрою у вигляді «замка»

Розглянуті пристрої не можуть бути використані в якості транспортного екструдера в розроблювальній конструкції вакуумного преса, так як у них відсутні необхідні компоненти у вигляді бункера попередньої підготовки та пристрої зміни параметрів продуктивності, що важливо при випуску різної продукції.

2.2 Аналіз існуючих схем транспортно-завантажувальних пристроїв

Розглянемо відомі технічні рішення, що стосуються транспортно-завантажувальних пристроїв різного технологічного призначення.

Дозатор борошна, (рис. 2.1) виконаний у виді бункера з двома похилими стінками. Борошно з живильника в тістозмішувач випускають, відкриваючи на визначену величину засувку 1 на передній похилій

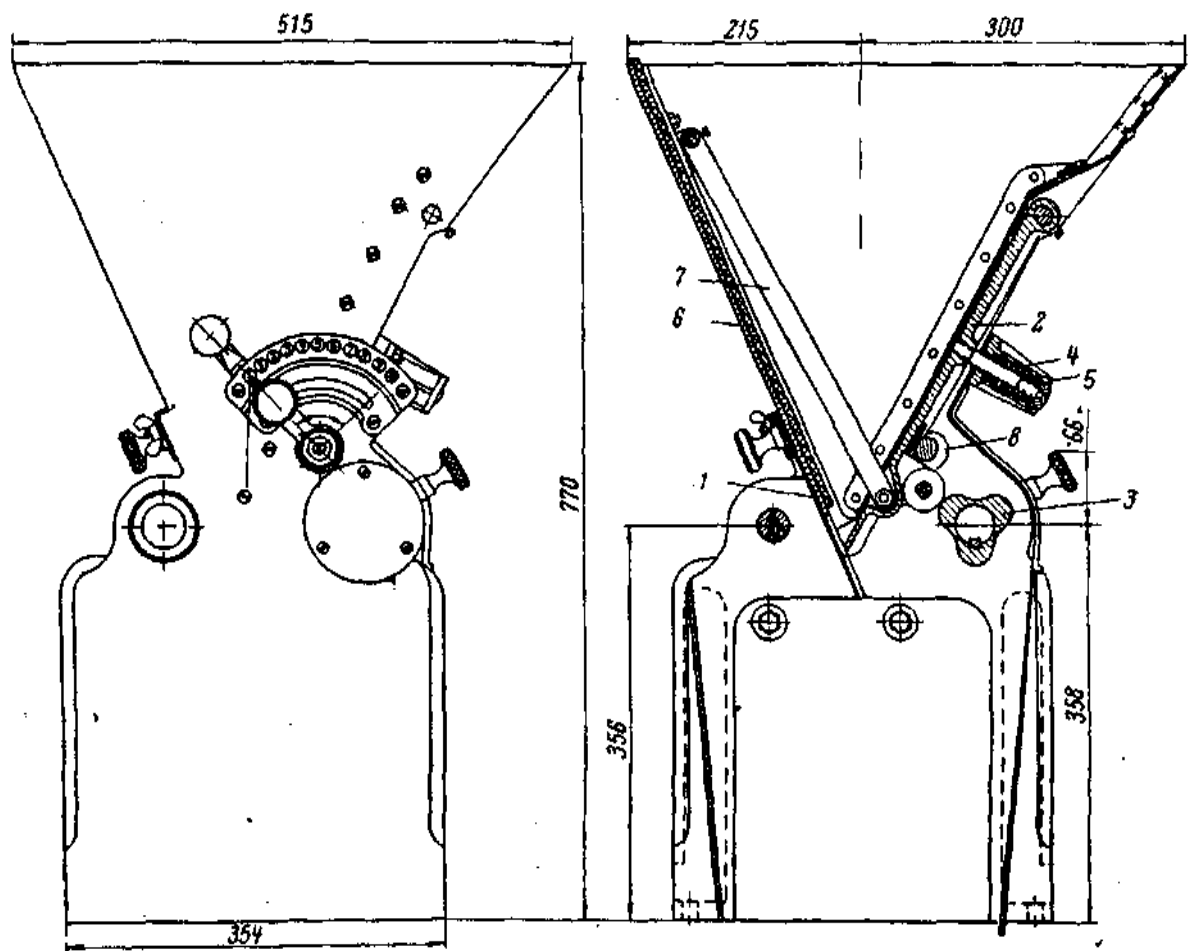


Рисунок 2.3 - Вібраційний дозатор борошна

(зі, сторони рукоятки включення тісто змішувача в роботу в роботу) стінці бункера. Щоб щілина не забивалася і не утворювався затор борошна в бункері, в задній похилій стінці останнього передбачений розрихлювач 2 у виді клапана, що одержує гойдальний рух від ексцентрикового механізму, що являє собою сидячий на валу кулачок 3.

На кінці вала є зірочка, з'єднана ланцюгом із зірочкою вала місилки. Струшуючий кулачок робить 150 об/хв, а так як на ньому мається три виступи, то стінці він повідомляє 450 струшувань у хвилину. В стакані **4**, укріпленому на станині живильника, міститься пружинка **5**, що притискає ролик шевелителя до упорного нерухомого валика **8**. Вісь валика і вісь його опор мають ексцентриситет 4 мм. На одному кінці його насаджені ручка і диск із нанесеними розподілами. Повертаючи диск від **1** до **10** розподілів, можна змінювати величину коливань шивелителя від 0 до 8 мм. Це забезпечує зміну подачі борошна в тістозмішувач для замісу. Щоб не утворився затор борошна, із внутрішньої сторони передньої стінки живильника вільно лежить накладний лист **6** з текстоліту, що безупинно сковзає по стінці живильника, будучи зв'язаний шарнірною тягою **7** із шивелителем **2**.

Така конструкція живильника борошна гарантує безперервну подачу борошна в тістозмішувач.

Кількість подаваного в тістозмішувач борошна можна регулювати, змінюючи розмір живильної щілини за допомогою шибера чи інтенсивність роботи шивелителя збільшенням чи зменшенням амплітуди його коливання.

Вода в тістозмішувач надходить через розбризгувач що представляє собою трубку з отворами, куди вона попадає через спеціальний дозатор, укріплений на бічній стінці живильника борошна.

Дозатор води (рис. 2.2) являє собою фасонний бронзовий виливок з каналами, на якому укріплений впускний і запірний клапани і фільтр з розбризгувачем.

Вода з мережі надходить під скляний стакан **1** фільтра. Проходячи послідовно через чотири бронзові сітчасті шайби **2**, фільтрована вода по каналі в корпусі дозатора надходить під запірний клапан **3**, що знаходиться під тиском пружини і відкривається кулачком **4**, закріпленим на ексцентриковому валу борошняного дозатора преса. Потім вода поступає до клапана **5**, що регулює подачу води в розбризгувач **6**.

Кількість води що подається в тісто змішувач, можна регулювати поворотом вручну маховичка клапана 5. Ступінь відкриття клапана дозатора води фіксується стрілкою на корпусі дозатора і розподілом на маховичку клапана. Нерівномірність дозування вібраційним дозатором преса ГМП-1А 8-10%. На точність його роботи впливає перемінна висота стовпа борошна. На деяких фабриках експлуатують дозатори борошна і води шнекового типу, конструкція якого розроблена ЦНІЛ макаронної промисловості. Продуктивність такого дозатора можна регулювати в широких діапазонах. Він надійно працює на будь-якому типіві і сорті борошна.

Шнековий дозатор борошна (рис. 2.3) складається з двох труб 1. Діаметром 150 мм, розташованих в одному корпусі.

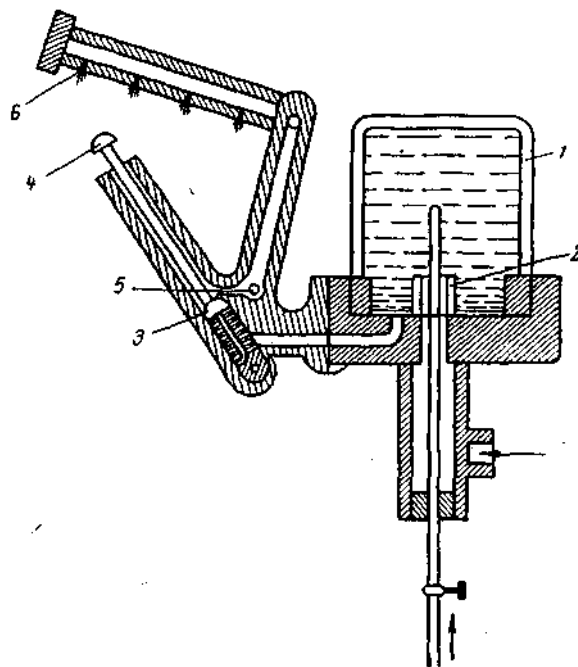


Рисунок 2.4 - Дозатор води

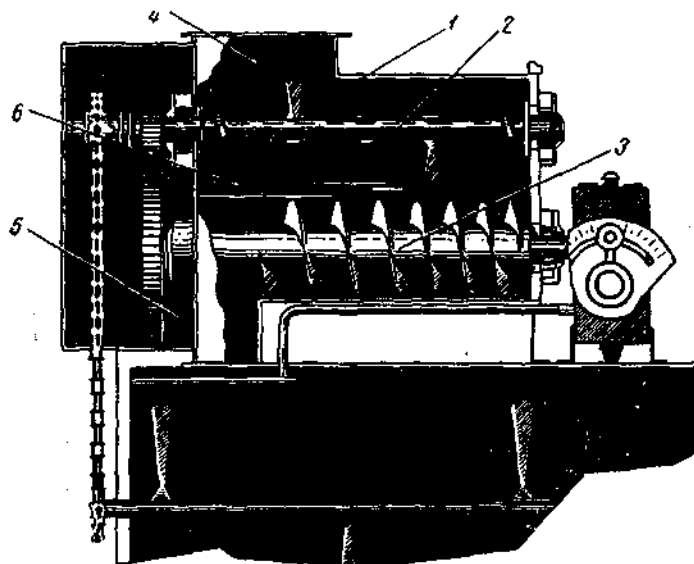


Рисунок 2.5 - Шнековий дозатор борошна

з труб обертається транспортуєчий вал 2 з лопатками, а в іншій — шнек 3 з перемінним кроком. Ці труби розташовані одна під іншою і приварені до бічних щічок. Борошно через верхній патрубок 4 надходить у верхню трубу, по якій подається до живильного отвору нижньої труби, а потім шнеком у зворотному напрямку через патрубок 5 транспортується в тістозмішувач. Кількість борошна, що надходить в шнек, регулюється заслінкою 6, розташованою під живильним отвором і закриваючою борошну шлях з верхньої труби в нижню. Заслінка переміщається гвинтом, на кінці якого є рукоятка. Завдяки тому, що крок шнека поступово зростає, заслінкою можна регулювати продуктивність дозатора.

2.3 Висновки до розділу 2

Аналіз існуючих схем транспортно-завантажувальних пристроїв різного технологічного призначення дозволив визначити позитивні властивості, якими повинна бути наділена нова конструкція розроблюваного вакуумного преса, і вони полягають в необхідності забезпечення послідовної роботи транспортних бункерів, що забезпечить високу якість підготовки сировини до кінцевого формоутворення.

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Конструкція вузла транспортного екструдера

На листі 08-62.МКР.002.02.000 СК наведено транспортний екструдер, призначений для переміщення підготовленої сировини з проміжного бункера в вакуумну каперу 2. Оскільки у вакуумній камері необхідним є створення розрідженої атмосфери, яка безпосередньо впливає на якість вихідної продукції, між транспортним екструдером 7 та вакуумною камерою розташовано матриця 13, через яку транспортний екструдер 7 протискає під тиском (1,5-2 МПа) сировину.

Така конструкція транспортного засобу дозволяє не тільки передавати сировину, але й герметизувати вакуумний бункер. Оскільки транспортний екструдер обертається зі значною частотою, то для не допущення прилипання сировини до нього, останній виготовлений із антифрикційної бронзи, який також є антикорозійним матеріалом, що важливо для харчової продукції.

Для оптимального розташування екструдера 7 в гільзі 1 (тобто концентрично) він має дві опори, одна з яких реалізована на кулькових шарикопідшипниках, а інша на підшипниках ковзання, котрі розташовані в розточці матриці 13.

З метою підвищення ефективності видалення повітря із сировини в вакуумному бункері 2 розташовані лопаті 11, які приводяться в рух від транспортного екструдера.

Так як для забезпечення стабільності роботи головного екструдера, необхідно підтримувати постійний рівень сировини в вакуумному бункері, то частота обертання транспортного екструдера 7 приводиться в рух за допомогою вала 10, частота якого регулюється за допомогою клинопасового варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням в межах від 90 до 180 об/хв.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок циліндричного редуктора

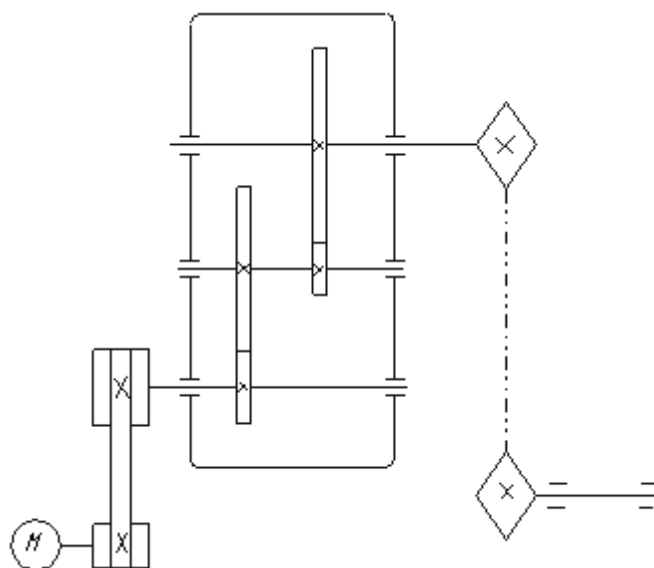


Рисунок 3.1. – Кінематична схема привода

3.2.1 Розрахунок кінематичних та силових параметрів привода

Дано:

$$D=1 \dots 3$$

$$n=2850 \text{ 1/хв}$$

$$P_{\text{дв.}}=1,5 \text{ кВт}$$

$$U_p=10$$

$$U_{\text{л.п.}}=1,5$$

Приймаємо такі ККД:

$$\eta_B = 0,94$$

$$\eta_n = 0,99$$

$$\eta_{з.п} = 0,98$$

$$\eta_{\text{л.п}} = 0,96$$

Розраховуємо загальний ККД:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_3 = \eta_\epsilon \cdot \eta_n^4 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_{л.н} = 0,94 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98^2 \cdot 0,96 = 0,83$$

Розраховуємо частоти на валах редуктора:

$$n_1 = n_\partial = 2850 \text{ x } \epsilon^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{B\min}} = \frac{2850}{1} = 2850 \text{ x } \epsilon^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{ш}} = \frac{2850}{3.59} = 793.87 \text{ x } \epsilon^{-1}$$

де

$$U_{ш} = \frac{U_p}{U_T} = \frac{10}{2.78} = 3.59$$

$$U_T = 0.88 \sqrt{U_p} = 0.88 \cdot \sqrt{10} = 2.78$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_T} = \frac{793.87}{2.78} = 285.56 \text{ x } \epsilon^{-1}$$

$$n_5 = \frac{n_4}{U_{л.н.}} = \frac{285.56}{1.5} = 190.37 \text{ x } \epsilon^{-1}$$

Розраховуємо потужності на валах:

$$P_1 = 1.5 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_n \cdot \eta_\epsilon = 1,5 \cdot 0,99 \cdot 0,94 = 1,39 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{з.н.} \cdot \eta_n = 1,39 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,35 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{3.n.} \cdot \eta_n = 1,35 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,31 \text{кВм}$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_{л.н.} \cdot \eta_n = 1,39 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,25 \text{кВм}$$

Розраховуємо моменти на валах:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{1.5}{2850} = 5.02 \text{Нм}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{1.39}{2850} = 4.6 \text{Нм}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{1.35}{793.87} = 16.2 \text{Нм}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{1.31}{285.56} = 43.8 \text{Нм}$$

$$T_5 = 9550 \cdot \frac{P_5}{n_5} = 9550 \frac{1.25}{190.37} = 62.7 \text{Нм}$$

Виконаємо перерахунок використовуючи максимальне передаточне відношення на варіаторі

Розраховуємо частоти на валах редуктора:

$$n_1 = n_d = 2850 \text{хв}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{B\max}} = \frac{2850}{3} = 950 \text{хв}^{-1}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{ш}}} = \frac{950}{3.59} = 264.62 \text{хв}^{-1}$$

де

$$U_{\emptyset} = \frac{U_p}{U_T} = \frac{10}{2.78} = 3.59$$

$$U_T = 0.88 \sqrt{U_P} = 0.88 \cdot \sqrt{10} = 2.78$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_T} = \frac{264.62}{2.78} = 95.18 \text{хв}^{-1}$$

$$n_5 = \frac{n_4}{U_{\text{л.п.}}} = \frac{95.18}{1.5} = 63.46 \text{хв}^{-1}$$

Розраховуємо потужності на валах:

$$P_1 = 1.5 \text{кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_n \cdot \eta_{\emptyset} = 1,5 \cdot 0,99 \cdot 0,94 = 1,39 \text{кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_n = 1,39 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,35 \text{кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_n = 1,35 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,31 \text{кВт}$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_{\text{л.п.}} \cdot \eta_n = 1,39 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,25 \text{кВт}$$

Розраховуємо моменти на валах:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{1.5}{2850} = 5.02 \text{Нм}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{1.39}{950} = 13,9 Hm$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{1.35}{264.62} = 48,7 Hm$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{1.31}{95.18} = 131,44 Hm$$

$$T_5 = 9550 \cdot \frac{P_5}{n_5} = 9550 \frac{1.25}{63.46} = 188,1 Hm$$

3.2.2 Розрахунок циліндричних косозубих передач

Вихідні дані:

1) $P_1 = 1.39$ кВт; $P_2 = 1.35$ кВт;

$n_1 = 950$ об/хв, $n_2 = 264.62$ об/хв;

$T_1 = 13.9$ Н·м, $T_2 = 48.7$ Н·м.

термін служби - 5 років

режим роботи №3 – (див. завдання);

коефіцієнт використання : $K_{доб} = 0,33$; $K_{річн} = 0,25$

Розрахунок виконуємо для швидкохідної передачі.

3.2.2.1 Вибір матеріалу та допустимих напружень

По [5] вибираємо матеріал для шестерні та колеса - сталь 40ХН (поковка); термообробка: поліпшення. Для шестерні при радіусі заготовки до 100 мм:

$\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 600$ МПа; HB₁ 230...300;

для колеса при радіусі заготовки до 300 мм:

$\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 580$ МПа; HB₂ 230...300.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.2.2 Знаходження допустимих напруг згину для шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.1)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim b1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1}, \quad (3.2)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F\lim b1} = 1,8 \text{ HB}_1, \quad (3.3)$$

$$\sigma_{F\lim b1} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт, що враховує навантаження $K_{FC} = 1,0$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{P_{FO}}{P_{FE1}}}, \quad (3.4)$$

При $\text{HB} < 350$ $m_F = 6$; базове число циклів зміни напруг:

$$P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.5)$$

де $\mu_F = 0,065$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження (для режиму №3)

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0,038 \cdot 60 \cdot 950 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 0,783 \cdot 10^7;$$

Відповідно:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,783 \cdot 10^7}} = 0,894$$

Так як (див. нижче), то приймаємо $K_{FL1} = 1,0$.

$$P_{FE1} = 0,783 \cdot 10^7 > P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 468 \cdot 0,894 \cdot 0,65 = 271,95 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки: $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг: $Y_S = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба $Y_R = 1,0$.

Допустима напруга для зубців шестерні:

$$1) [\sigma_{F1}] = \frac{271,95}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 155,4 \text{ МПа};$$

3.2.2.3 Допустима напруга згину для зубців колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.6)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\text{Flim } 2} = \sigma_{\text{Flim b2}} \cdot K_{\text{FC}} \cdot K_{\text{FL2}}, \quad (3.7)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{\text{F lim b2}} = 1,8 \text{ HB}_2, \quad (3.8)$$

$$\sigma_{\text{F lim b2}} = 1,8 \cdot 280 = 477 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт, що враховує навантаження $K_{\text{FC}} = 1,0$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{\text{FL2}} = m_F \sqrt{\frac{N_{\text{FO}}}{N_{\text{FE2}}}}, \quad (3.9)$$

При $\text{HB} < 350$ $m_F = 6$; базове число циклів зміни напруг:

$$P_{\text{F0}} = 4 \cdot 10^6;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{\text{FE2}} = \mu_F P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.10)$$

$$P_{\text{FE2}} = P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot 264,62 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 2,18 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{\text{FL2}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,18 \cdot 10^6}} = 1,12;$$

Так як (див. нижче), то приймаємо $K_{\text{FL2}} = 1,18$.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{FE2} = 2.18 \cdot 10^6 < P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 504 \cdot 0,65 \cdot 1,12 = 366,91 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки: $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг: $Y_S = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба $Y_R = 1,0$. Допустима напруга згину для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{366,91}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 209,66 \text{ МПа};$$

3.2.2.4 Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S, \quad (3.11)$$

Попередньо знаходимо граничну напругу, що не викликає остаточних деформацій чи крихкого злому зуба:

$$\sigma_{F \lim M1} = 4,8 \text{ HB}_1, \quad (3.12)$$

$$\sigma_{F \lim M1} = 4,8 \cdot 260 = 1248 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коефіцієнт безпеки: $S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_{FM1} = 1,75$
 [5] $S''_{FM1} = S'_{F1} = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг, $Y_S = 1,0$. Відповідно:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{1248}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 713,14 \text{ МПа};$$

3.2.2.5 Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба колеса:

$$\sigma_{FM2} = \frac{\sigma_{FlimM2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S, \quad (3.13)$$

Попередньо знаходимо граничну напругу, що не викликає остаточних деформацій чи крихкого злому зуба:

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \text{ HB}_2, \quad (3.14)$$

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа};$$

коефіцієнт безпеки: $S_{FM2} = S'_{FM2} \cdot S''_{FM2} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_{FM2} = 1,75$
 [5] $S''_{FM2} = S'_{F2} = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг, $Y_S = 1,0$. Відповідно:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{1344}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 768 \text{ МПа}.$$

3.2.2.6 Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.15)$$

Попередньо знаходимо границю контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim b1} \cdot K_{HL1}, \quad (3.16)$$

де границя контактної витривалості, що відповідає базовому числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot HB_1 + 70, \quad (3.17)$$

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}, \quad (3.18)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

$$P_{H01} = 1,8 \cdot 10^7;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_q \cdot K_{p1ч} \cdot K_{доб}, \quad (3.19)$$

де $\mu_H = 0,18$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження (для режиму №2)

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = 0,125 \cdot 60 \cdot 950 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 2,57 \cdot 10^7;$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Відношення (див. нижче),

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{2.57 \cdot 10^7}{1.8 \cdot 10^7} > 1;$$

тому коефіцієнт довговічності при змінному навантаженні при відношенні (див. вище):

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,9, \quad (3.20)$$

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1.8 \cdot 10^7}{2.57 \cdot 10^7}} = 0,98$$

приймаємо: $K_{HL1} = 0,9$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 1} = 590 \cdot 0,9 = 531 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу [5] $S_{H1} = 1,1$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь [5] $Z_R = 0,95$. Коефіцієнт, що враховує колову швидкість [5], $Z_V = 1,0$. Допустима контактна напруга для шестерні:

$$1) [\sigma_{H1}] = \frac{531}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 458,59 \text{ МПа};$$

3.2.2.7 Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.21)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Попередньо знаходимо границю контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim b2} \cdot K_{HL2}, \quad (3.22)$$

де границя контактної витривалості, що відповідає базовому числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot HB_2 + 70, \quad (3.23)$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}, \quad (3.24)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

$$P_{H02} = 1,7 \cdot 10^7.$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.25)$$

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = 0,125 \cdot 60 \cdot 264.62 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 0,45 = 2.35 \cdot 10^7;$$

Відношення (див. нижче),

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{2.35 \cdot 10^7}{1.7 \cdot 10^7} > 1.$$

тому коефіцієнт довговічності знаходимо за формулою:

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}},$$

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1.7 \cdot 10^7}{2.35 \cdot 10^7}} = 0.97$$

приймаємо:

$$K_{HL2} = 0.97$$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 2} = 630 \cdot 0.97 = 621.56 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу [5] $S_{H2} = 1.1$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь [5], $Z_R = 0.95$. Коефіцієнт, що враховує колову швидкість [5], $Z_V = 1.0$. Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{621.56}{1.1} \cdot 0.95 \cdot 1.0 = 536.79 \text{ МПа.}$$

3.2.2.8 Допустима контактна напруга передачі:

$$[\sigma_H] = 0.45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (3.27)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (458,95 + 536,79) = 448,087 \text{ МПа};$$

Перевіряємо умову:

$$[\sigma_H] = 448,087 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{HmiP}] = 1,23 \cdot 458,59 = 564,25 \text{ МПа};$$

тобто умова виконана, тому приймаємо допустиму контактну напругу передачі:

$$[\sigma_H] = 448,087 \text{ МПа};$$

3.2.2.9 Допустима контактна напруга при розрахунку на дію максимального навантаження [5] для шестерні:

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \sigma_T, \quad (3.28)$$

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \cdot 590 = 1652 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{HM2}] = 2,8 \sigma_T, \quad (3.29)$$

$$[\sigma_{HM2}] = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ МПа};$$

3.2.2.10 Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} (Z_H Z_M Z_\epsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.30)$$

Еквівалентний момент визначаємо за формулою:

$$T_{HE1} = \mu'_H \cdot T_{\max}, \quad (3.31)$$

де μ'_H – коефіцієнт інтенсивності навантаження, $\mu'_H = 0,56$ – для графіка навантаження №3 [9].

Отже,

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{1.39}{950} = 13.9 \text{ Нм},$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями [5]
 $K_{H\alpha} = 1,12$. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубчатого вінця [5]:

Приймаємо $K_{H\beta} = 1,07$.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження [5],

$$K_{Hv} = 1,038;$$

при колівній швидкості:

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2}, \quad (3.33)$$

$$1) V = 0,0125 \sqrt[3]{1.39 \cdot 950^2} = 1.348 \text{ м/с};$$

Коефіцієнт ширини зубчатого вінця при симетричному розташуванні опор [5]:

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) \psi_{d \text{ міР}}, \quad (3.34)$$

$$\psi_d = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12;$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевіряємо умову:

$$\psi_d = K \frac{\pi}{z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (3.35)$$

Приймаємо $K = 2$ [5], кут нахилу $\beta = 16^\circ$ [5]. Мінімальне число зубців шестерні [5] $z_{1\text{miP}} = 16$, розрахункове число зубців:

$$z_1 \geq z_{1\text{miP}} + 2, \quad (3.36)$$

$$z_1 \geq 16 + 2 = 18;$$

Приймаємо $z_1 = 18$

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.37)$$

$$z_2 = 18 \cdot 3 = 54;$$

Відповідно:

$$\psi_d = 2 \frac{3,14}{18 \cdot 0,28674} = 1,13; \text{ приймаємо } \psi_d = 0,8.$$

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta, \quad (3.38)$$

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos 16^\circ = 1,69$$

Коефіцієнт, що враховує матеріал колес: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$. Коефіцієнт перекриття:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta, \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{54} \right) \right] \cos 16^{\circ} = 1,58;$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (3.40)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,58}} = 0,79;$$

Відповідно, початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 13900 \cdot 1,12 \cdot 1,07 \cdot 1,038 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,79)^2}{0,8 \cdot 411^2} \cdot \frac{2,78 + 1}{2,78}} = 36 \text{ мм};$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta, \quad (3.41)$$

$$m = \frac{36}{18} \cos 16^{\circ} = 1,92 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль [5]:

$$m = 2 \text{ мм};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

По стандартним модулям розраховуємо початкові діаметри шестерень:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 / \cos \beta, \quad (3.42)$$

$$d_{w1} = 2 \cdot 18 / \cos 16^\circ = 36 \text{ мм};$$

3.2.2.11 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні :

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.43)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 36 \cdot 950}{60000} = 1.79 \text{ м/с};$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності передачі [5] - 9-а.

Коефіцієнт, що враховує колову швидкість передачі [5], $Z'_v = 1,01$.

Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження [5] $K'_{Hv} = 1,06$,

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями [5] $K'_{H\alpha} = 1,15$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_v)^2}{K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_v^2}}, \quad (3.44)$$

$$d_{w1} = 36 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,038 \cdot 1,12 \cdot 1,0^2}} = 36.4 \text{ мм};$$

Ще раз знаходимо модуль:

$$m' = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos 16 = \frac{36.4}{18} \cdot \cos 16^\circ = 1.95 \text{ мм};$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного:

$$m = 2 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{w1} = 36 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (3.45)$$

$$b_w = 0.8 \cdot 36 = 28.8 \text{ мм},$$

$$\text{приймаємо } b_w = 30 \text{ мм};$$

3.2.2.12 Перевірочний розрахунок зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_{\text{HM}}], \quad (3.46)$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b_w \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.47)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_H = 1,66 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 13900 \cdot 1,12 \cdot 1,07 \cdot 1,038}{30 \cdot 36^2} \cdot \frac{2,78+1}{2,78}} = 396 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 396 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 452,216 \text{ МПа};$$

Розрахункова контактна напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = 396 \cdot \sqrt{2} = 560 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}] = 1652 \text{ МПа};$$

3.2.2.13 Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Розрахункова напруга згину:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{F1}], \quad (3.48)$$

Попередньо знаходимо величини для розрахунку.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба шестерні та колеса [5]: $Y_{F1} = 4,13$; $Y_{F2} = 3,6$.

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^0/140, \quad (3.51)$$

$$Y_{\beta} = 1 - 16/140 = 0,89$$

Розрахункове питоме навантаження:

$$W_{Ft} = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w}, \quad (3.52)$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,07.$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження [5]: $K_{Fv} = 1,03$.

Відповідно:

$$W_{Ft} = 1,0 \cdot 1,07 \cdot 1,1 \cdot \frac{2 \cdot 13900}{36 \cdot 30} = 30,2 \text{ Н/мм};$$

Напруга згину в зубцях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 0,89 \cdot \frac{30,2}{2} = 55,5 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 162,38 \text{ МПа};$$

в зубцях колеса [5]:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}], \quad (3.54)$$

$$\sigma_{F2} = 55,5 \cdot \frac{3,6}{4,3} = 46,44 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 221,22 \text{ МПа};$$

3.2.2.14 Перевірочний розрахунок при згині максимальним навантаженням. Розрахункова напруга від максимального навантаження:

Напруга згину при розрахунку на витривалість:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.55)$$

Розрахункова напруга згину від максимального навантаження:
для зубців шестерні:

$$\sigma_{FM1} = 83.85 \cdot 2 = 167.7 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 713,4 \text{ МПа};$$

для зубців колеса:

$$\sigma_{FM2} = 70.2 \cdot 2 = 140.4 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 768 \text{ МПа};$$

3.2.3.15 Приймаємо остаточно параметри передачі:

$$z_1 = 18; z_2 = 54; m = 2 \text{ мм}; d_{w1} = 36 \text{ мм}; b_w = 30 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{w2} = m \cdot z_2 / \cos \beta, \quad (3.56)$$

$$d_{w2} = 2 \cdot 54 / \cos 16^\circ = 112 \text{ мм};$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta}, \quad (3.57)$$

$$a_w = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot (18 + 54)}{\cos 16^\circ} = 75 \text{ мм};$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}, \quad (3.58)$$

$$a_w = \frac{36 + 112}{2} = 74 \text{ мм};$$

3.2.2.16 Силовий розрахунок.

Силовий розрахунок складається зі знаходження колової та радіальної сил, що діють в зачепленні (для прямозубої передачі):

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}}, \quad (3.59)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 13.9}{112} = 248 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta, \quad (3.60)$$

$$F_r = 248 \cdot \tan 20^\circ / \cos 16^\circ = 94 \text{ Н};$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad (3.61)$$

$$F_a = 248 \cdot \tan 16^\circ = 71.1 \text{ Н};$$

3.2.3 Розрахунок тихохідного ступеня.

Вихідні дані:

1) $P_1 = 1.35 \text{ кВт}$; $P_2 = 1.31 \text{ кВт}$;

$n_1 = 264.62 \text{ об/хв}$, $n_2 = 95.18 \text{ об/хв}$;

$T_1 = 48.7 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 131.44 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

термін служби - 5 років

режим роботи №3 – (див. завдання);

коефіцієнт використання : $K_{\text{доб}} = 0,33$; $K_{\text{річн}} = 0,25$

3.2.3.1 Вибір матеріалу та допустимих напружень

По [5] вибираємо матеріал для шестерні та колеса - сталь 20Х (цементация); термообробка: поліпшення. Для шестерні при радіусі заготовки до 100 мм:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\sigma_B=650$ МПа; $\sigma_T=400$ МПа; HRC 52...62;

для колеса при радіусі заготовки до 300 мм:

$\sigma_B=650$ МПа; $\sigma_T=400$ МПа; HB₂ 52...62.

3.3.3.2 Знаходження допустимих напруг згину для шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.62)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flimb1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1}, \quad (3.63)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{Flimb1} = 950, \quad (3.64)$$

Коефіцієнт, що враховує навантаження $K_{FC} = 1,0$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{P_{F0}}{P_{FE1}}}, \quad (3.65)$$

При HB < 350 $m_F = 6$; базове число циклів зміни напруг:

$$P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma1} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.66)$$

де $\mu_F = 0,065$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження (для режиму №3)

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0.038 \cdot 60 \cdot 264.62 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0.33 \cdot 0.25 = 2.18 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2.18 \cdot 10^6}} = 1.1$$

Так як (див. нижче), то приймаємо $K_{FL1} = 1.0$.

$$P_{FE1} = 1.1 \cdot 10^6 < P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 950 \cdot 0.75 \cdot 1.1 = 783.75 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки: $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1.75 \cdot 1.0 = 1.75$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг: $Y_S = 1.0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба $Y_R = 1.0$.

Допустима напруга для зубців шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{783.75}{1.75} \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 447.86 \text{ МПа};$$

3.3.3.3 Допустима напруга згину для зубців колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.67)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim b2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2}, \quad (3.68)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F \lim b2} = 950, \quad (3.69)$$

Коефіцієнт, що враховує навантаження $K_{FC} = 1,0$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}, \quad (3.70)$$

При $NB < 350$ $m_F = 6$; базове число циклів зміни напруг:

$$P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE2} = \mu_F P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.71)$$

$$P_{FE2} = P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot 95,18 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 0,78 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,78 \cdot 10^6}} = 1,31;$$

Так як (див. нижче), то приймаємо $K_{FL2} = 1,31$.

$$P_{FE2} = 0,78 \cdot 10^6 < P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 950 \cdot 0,75 \cdot 1,31 = 933,375 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт безпеки: $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг: $Y_S = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба $Y_R = 1,0$. Допустима напруга згину для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{933.375}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 533.36 \text{ МПа};$$

3.3.3.4 Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{FlimM1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S, \quad (3.72)$$

Попередньо знаходимо граничну напругу, що не викликає остаточних деформацій чи крихкого злому зуба: (2.12)

$$\sigma_{FlimM1} = 3100 \text{ МПа};$$

коефіцієнт безпеки: $S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_{FM1} = 1,75$ [5] $S''_{FM1} = S'_{F1} = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг, $Y_S = 1,0$. Відповідно:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{3100}{2,71} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1142.86 \text{ МПа};$$

3.3.3.5 Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба колеса:

$$\sigma_{FM2} = \frac{\sigma_{Flim M2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S, \quad (3.73)$$

Попередньо знаходимо граничну напругу, що не викликає остаточних деформацій чи крихкого злому зуба:

$$\sigma_{Flim M2} = 3100 \text{ МПа}, \quad (3.74)$$

коефіцієнт безпеки: $S_{FM2} = S'_{FM2} \cdot S''_{FM2} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$, де $S'_{FM2} = 1,75$ [5] $S''_{FM2} = S'_{F2} = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг, $Y_S = 1,0$. Відповідно:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{3100}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1142.86 \text{ МПа}.$$

3.3.3.6 Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.75)$$

Попередньо знаходимо границю контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim b1} \cdot K_{HL1}, \quad (3.76)$$

де границя контактної витривалості, що відповідає базовому числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{Hlim b1} = 23 \cdot HRC, \quad (3.77)$$

$$\sigma_{Hlim b1} = 23 \cdot 57 = 1311 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}, \quad (3.78)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

$$P_{H01} = 1,8 \cdot 10^7;$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_q \cdot K_{річ} \cdot K_{доб}, \quad (3.79)$$

де $\mu_H = 0,18$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження (для режиму №2)

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = 0,125 \cdot 60 \cdot 264.62 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 0.72 \cdot 10^7;$$

Відношення (див. нижче),

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{0.72 \cdot 10^7}{1,8 \cdot 10^7} < 1;$$

тому коефіцієнт довговічності при змінному навантаженні при відношенні (див. вище):

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,9, \quad (3.80)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{0,72 \cdot 10^7}} = 1,03$$

приймаємо: $K_{HL1} = 1$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 1} = 1311 \cdot 1 = 1311 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу
 [5] $S_{H1} = 1,1$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь
 [5] $Z_R = 0,95$. Коефіцієнт, що враховує колову швидкість [5], $Z_V = 1,0$.
 Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1311}{0,72} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 1729,79 \text{ МПа};$$

3.3.3.7 Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.81)$$

Попередньо знаходимо границю контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim b2} \cdot K_{HL2}, \quad (3.82)$$

де границя контактної витривалості, що відповідає базовому числу циклів зміни напруг:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{H \lim b2} = 23 \cdot HRC, \quad (3.83)$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}, \quad (3.84)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

$$P_{HO2} = 1,7 \cdot 10^7.$$

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma2} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.85)$$

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma2} = 0,125 \cdot 60 \cdot 95,18 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 0,45 = 8,4 \cdot 10^6;$$

Відношення (див. нижче),

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{8,4 \cdot 10^6}{1,7 \cdot 10^7} \geq 1.$$

тому коефіцієнт довговічності знаходимо за формулою:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}},$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1.7 \cdot 10^7}{8.4 \cdot 10^7}} = 0.77$$

приймаємо:

$$K_{HL2} = 0.8$$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 2} = 1380 \cdot 0.8 = 1104 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою матеріалу [5] $S_{H2} = 1,1$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь [5], $Z_R = 0,95$. Коефіцієнт, що враховує колову швидкість [5], $Z_V = 1,0$. Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1104}{1.2} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 874 \text{ МПа.}$$

3.3.3.8 Допустима контактна напруга передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (3.86)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1729.79 + 874) = 1171.7 \text{ МПа;}$$

Перевіряємо умову:

$$[\sigma_H] = 1171.7 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{HmiP}] = 1,23 \cdot 983.25 = 2014.74 \text{ МПа;}$$

тобто умова виконана, тому приймаємо допустиму контактну напругу передачі:

$$[\sigma_H] = 1171.7 \text{ МПа};$$

3.3.3.9 Допустима контактна напруга при розрахунку на дію максимального навантаження [5] для шестерні:

$$[\sigma_{HM1}] = 40 \sigma_T, \quad (3.87)$$

$$[\sigma_{HM1}] = 40 \cdot 57 = 1652 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{HM2}] = 40 \sigma_T, \quad (3.88)$$

$$[\sigma_{HM2}] = 240 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа};$$

3.3.3.10 Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.89)$$

Еквівалентний момент визначаємо за формулою:

$$T_{HE1} = \mu'_H \cdot T_{\max}, \quad (3.90)$$

де μ'_H – коефіцієнт інтенсивності навантаження, $\mu'_H = 0,56$ – для графіка навантаження №3 [9].

Отже,

$$\dot{O}_2 = 9550 \cdot \frac{1.35}{264.62} = 48.7 \text{ Нм},$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями [5]
 $K_{H\alpha} = 1,12$. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині
 зубчатого вінця [5]:

Приймаємо $K_{H\beta} = 1,07$.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження [5],

$$K_{Hv} = 1,01;$$

при коловій швидкості:

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2}, \quad (3.91)$$

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{1.35 \cdot 264.62^2} = 0.57 \text{ м/с};$$

Коефіцієнт ширини зубчатого вінця при симетричному розташуванні
 опор [5]:

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) \psi_{d \text{ miP}}, \quad (3.92)$$

$$\psi_d = 0,7 \cdot 1,2 = 0.85;$$

Перевіряємо умову:

$$\psi_d = K \frac{\pi}{z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (3.93)$$

Приймаємо $K = 2$ [5], кут нахилу $\beta = 16^\circ$ [5]. Мінімальне число
 зубців шестерні [5] $z_{1 \text{ miP}} = 16$, розрахункове число зубців:

$$z_1 \geq z_{1 \text{ miP}} + 2, \quad (3.94)$$

$$z_1 \geq 16 + 2 = 18;$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $z_1 = 18$

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.95)$$

$$z_2 = 18 \cdot 3.59 = 64;$$

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta, \quad (3.96)$$

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos 16^\circ = 1,69$$

Коефіцієнт, що враховує матеріал колес: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$. Коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta, \quad (3.97)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{72} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,58$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (3.98)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,58}} = 0,79;$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Відповідно, початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 48700 \cdot 1.01 \cdot 1.08 \cdot 1.23 \cdot (1.69 \cdot 275 \cdot 0.76)^2}{0.85 \cdot 486^2} \cdot \frac{3.59 + 1}{3.59}} = 47.6 \text{ мм};$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta, \quad (3.99)$$

$$m = \frac{47}{18} \cos 16^\circ = 2.5 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль [5]:

$$m = 2.5 \text{ мм};$$

3.3.3.11 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.100)$$

$$V = \frac{3.14 \cdot 47 \cdot 264.62}{60000} = 0.65 \text{ м/с};$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності передачі [5] - 9-а.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує колову швидкість передачі [5], $Z'_v = 1,01$.
 Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження [5] $K'_{Hv} = 1,06$,
 Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями [5] $K'_{H\alpha} = 1,15$.

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_v)^2}{K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_v^2}}, \quad (3.101)$$

$$d_{w1} = 47 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,038 \cdot 1,13 \cdot 1,0^2}} = 47,2 \text{ мм};$$

Ще раз знаходимо модуль:

$$m' = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{27,8}{18} \cdot \cos 16^\circ = 2,5 \text{ мм};$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного:

$$m = 2,5 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола :

$$d_{w1} = 47 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (3.102)$$

$$b_w = 0,85 \cdot 47 = 39,95 \text{ мм, приймаємо } b_w = 40 \text{ мм};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.3.12 Перевірочний розрахунок зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{M}}}{T_1}} \leq [\sigma_{\text{HM}}], \quad (3.103)$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} \cdot Z_{\text{M}} \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_{\text{H1}} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\gamma}}{b_{\text{W}} \cdot d_{\text{W1}}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.104)$$

$$\sigma_{\text{H}} = 1,66 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 48700 \cdot 1,07 \cdot 1,038}{40 \cdot 47^2} \cdot \frac{3,59+1}{3,59}} = 451 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{H}} = 451 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{H}}] = 1171,7 \text{ МПа};$$

Розрахункова контактна напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = 451 \cdot \sqrt{2} = 637 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{HM}}] = 2280 \text{ МПа};$$

3.3.3.13 Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Розрахункова напруга згину:

$$\sigma_{\text{F1}} = Y_{\text{F1}} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{\text{F1}}}{m} \leq [\sigma_{\text{F1}}], \quad (3.105)$$

Попередньо знаходимо величини для розрахунку.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує форму зуба шестерні та колеса [5] : $Y_{F1} = 4.13$; $Y_{F2} = 3.6$.

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^0/140 , \quad (3.106)$$

$$Y_{\beta} = 1 - 16/140 = 0.89$$

Розрахункове питоме навантаження:

$$W_{Ft} = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w} , \quad (3.107)$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.07.$$

коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження [5]: $K_{Fv} = 1.03$.

Відповідно:

$$W_{Ft} = 1.0 \cdot 1.07 \cdot 1.1 \cdot \frac{2 \cdot 48700}{47 \cdot 40} = 60.97 \text{ Н/мм};$$

Напруга згину в зубцях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4.13 \cdot 0.89 \cdot \frac{60.97}{2.5} = 89.64 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 447.86 \text{ МПа};$$

в зубцях колеса [5]:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] , \quad (3.108)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$y_{F2} = 378.92 \cdot \frac{3,6}{4,3} = 317.24 \text{ МПа} \leq [y_{F2}] = 533.36 \text{ МПа};$$

3.3.3.14 Перевірочний розрахунок при згині максимальним навантаженням. Розрахункова напруга від максимального навантаження:

Напруга згину при розрахунку на витривалість:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.109)$$

Розрахункова напруга згину від максимального навантаження:
для зубців шестерні:

$$\sigma_{FM1} = 378.92 \cdot 2 = 757.84 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 1142.86 \text{ МПа};$$

для зубців колеса:

$$\sigma_{FM2} = 317.24 \cdot 2 = 628.48 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 1142,86 \text{ МПа};$$

3.3.3.15 Приймаємо остаточно параметри передачі:

$$z_1 = 18; z_2 = 64; m = 2.5 \text{ мм}; d_{W1} = 47 \text{ мм}; b_W = 40 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{W2} = m \cdot z_2 / \cos \beta, \quad (3.110)$$

$$d_{W2} = 2.5 \cdot 64 / \cos 16^\circ = 166 \text{ мм};$$

Знаходимо міжосьову відстань:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_w = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta}, \quad (3.111)$$

$$a_w = \frac{0,5 \cdot 2,5 \cdot (18 + 64)}{\cos 16^\circ} = 106,7 \text{ мм};$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}, \quad (3.112)$$

$$a_w = \frac{47 + 166}{2} = 106,5 \text{ мм};$$

3.3.3.16 Силовий розрахунок.

Силовий розрахунок складається зі знаходження колової та радіальної сил, що діють в зачепленні (для прямозубої передачі):

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}}, \quad (3.113)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 48,7}{166} = 586 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta, \quad (3.114)$$

$$F_r = 586 \cdot \tan 20^\circ / \cos 16^\circ = 204,7 \text{ Н};$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad (3.115)$$

$$F_a = 586 \cdot \tan 16^\circ = 168 \text{ Н};$$

3.3.4 Компоновка приводу та розрахунок і конструювання валів приводу

3.3.4.1 Попередній розрахунок валів

Вал I

Знаходження реакцій опор

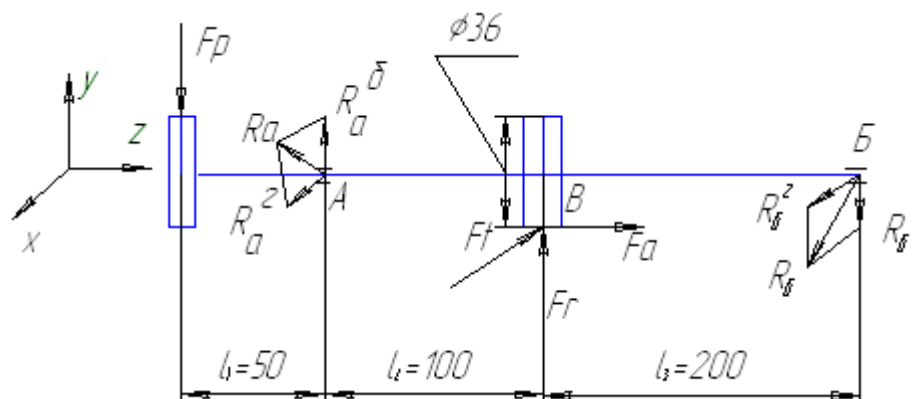


Рисунок 3.2 – Реакції опор вала I

F_t 248 Н; F_r = 86.65 Н ; F_a = 71.1 Н ; F_p = 1686,275 Н.

Площина XOZ

Вал II

Знаходження реакцій опор

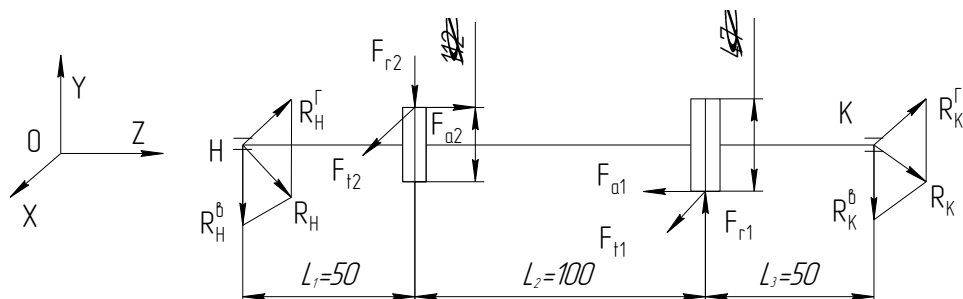


Рисунок 3.3 – Реакції опор вала II

$$F_{t1} = 1583.6 \text{ Н}; F_{t2} = 248 \text{ Н}; F_{r1} = 553.1 \text{ Н}; F_{r2} = 86.65 \text{ Н}; F_{a1} = 453.9 \text{ Н}; F_{a2} = 71.1 \text{ Н}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

$$-R_K^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{t1} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1 = 0;$$

$$R_H^A = \frac{F_{t1} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1}{(L_1 + L_2 + L_3)} = \frac{1583 \cdot (50 + 100) + 248 \cdot 50}{50 + 100 + 50} = 1249.25 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

$$-R_H^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{t2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{t1} \cdot L_3 = 0;$$

$$R_H^A = \frac{F_{t1} \cdot L_3 + F_{t2} \cdot (L_2 + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{1583 \cdot 50 + 248 \cdot (100 + 50)}{50 + 100 + 50} = 581.75 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_K^{\Gamma} + R_H^{\Gamma} - F_{t1} - F_{t2} = 0; 1249.25 + 581.75 - 1583 - 248 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

$$-R_K^B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot (L_1 + L_2) - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r2} \cdot L_1 = 0;$$

$$R_K^B = \frac{F_{r1} \cdot (L_1 + L_2) - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r2} \cdot L_1}{L_1 + L_2 + L_3} =$$

$$= \frac{553.1 \cdot (50 + 100) - 453.9 \cdot \frac{47}{2} - 71.1 \cdot \frac{112}{2} - 86.65 \cdot 50}{200} = 319.9 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$$R_H^B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{r2} \cdot (L_2 + L_3) - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r1} \cdot L_3 = 0$$

$$R_H^B = \frac{-F_{r2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{r1} \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} =$$

$$; \quad = \frac{-86.65 \cdot (100 + 50) + 453.9 \cdot \frac{47}{2} + 71.1 \cdot \frac{112}{2} + 553.1 \cdot 50}{200} = 146.53 H$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

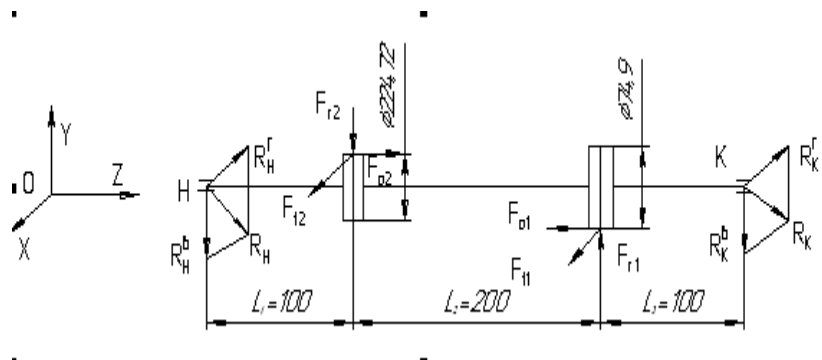
$$-R_K^B - R_H^B + F_{r1} - F_{r2} = 0; \quad -319.9 - 146.53 + 553.1 - 86.65 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_E = \sqrt{R_E^{\hat{A}2} + R_E^{\hat{B}2}} = \sqrt{1249.25^2 + 319.9^2} = 1289.55 H ;$$

$$R_f = \sqrt{R_f^{\hat{A}2} + R_f^{\hat{B}2}} = \sqrt{581.75^2 + 146.53^2} = 599.9 H$$

Побудова епюр моментів



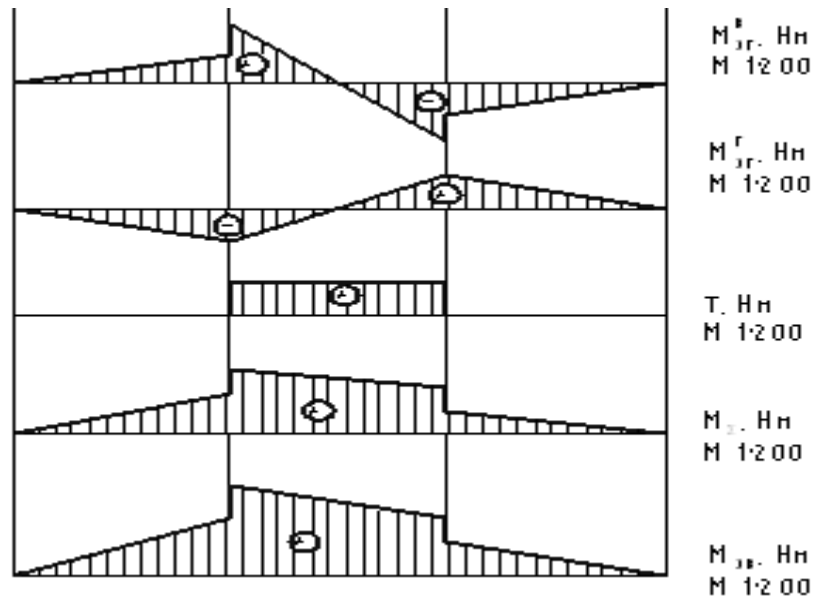


Рисунок 3.3 – Епюри моментів вала II

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{зг\ M}^B = R_H^B \cdot L_3 = -146,53 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = -7,3 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ M}^B = R_H^B \cdot L_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = -(146,53 \cdot 50 + 453,9 \cdot \frac{47}{2}) \cdot 10^{-3} = -17,9 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ л}^B = -R_H^B \cdot (L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot L_2 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = (-146,53 \cdot (100+50) + 553,1 \cdot 100 - 453,9 \cdot \frac{47}{2}) \cdot 10^{-3} = 22,66 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ л}^B = -R_H^B \cdot (L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot L_2 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = (-146,53 \cdot (100+50) + 553,1 \cdot 100 - 453,9 \cdot \frac{47}{2} - 71,1 \cdot \frac{112}{2}) \cdot 10^{-3} = 18,68 \text{ Нм}$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 48,7 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M}^{\Gamma} = R_H^{\Gamma} \cdot L_3 = 581,75 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 29,08 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma L}^B = R_H^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) - F_{t1} \cdot L_2 = (581,75 \cdot (100 + 50) - 1583,5 \cdot 100) \cdot 10^{-3} = -71,08 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{\Sigma M}^{\Gamma^2} + M_{\Sigma M}^{B^2}} = \sqrt{29,08^2 + 7,3^2} = 29,98 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{\Sigma M}^{\Gamma^2} + M_{\Sigma M}^{B^2}} = \sqrt{29,08^2 + (-17,9)^2} = 34,14 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma L} = \sqrt{M_{\Sigma L}^{\Gamma^2} + M_{\Sigma L}^{B^2}} = \sqrt{(-71,08)^2 + 22,66^2} = 74,6 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma L} = \sqrt{M_{\Sigma L}^{\Gamma^2} + M_{\Sigma L}^{B^2}} = \sqrt{(-71,08)^2 + 18,68^2} = 73,49 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{34,14^2 + (0,25 \cdot 48,7)^2} = 36,24 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma BL} = \sqrt{M_{\Sigma L}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{74,6^2 + (0,25 \cdot 48,7)^2} = 75,58 \text{ Нм}.$$

Вал III

Знаходження реакцій опор

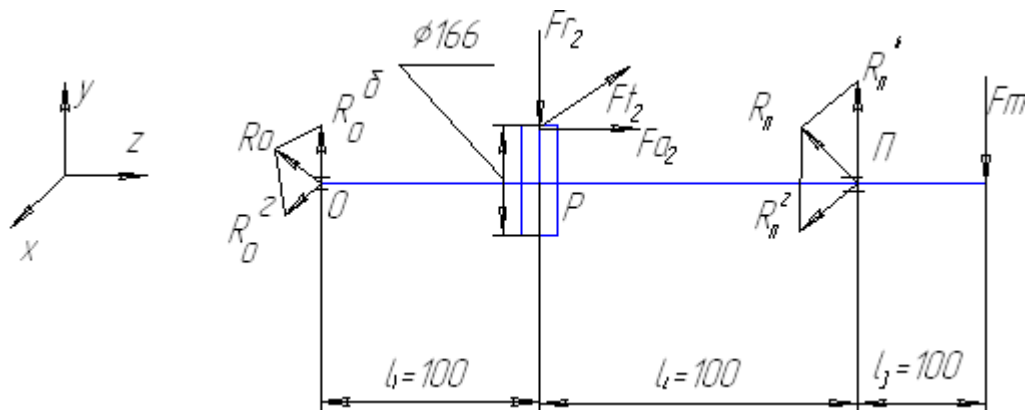


Рисунок 3.4 – Реакції опор вала III

$$F_{t2} = 1583 \text{ Н}; F_{r2} = 553,1 \text{ Н}; F_{a2} = 453,9 \text{ Н}; F_M = 50\sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{188,1} = 685,7 \text{ Н}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

$$-R_{II}^F \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1 = 0; \quad R_{II}^{\hat{A}} = \frac{F_{t2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{1583 \cdot 100}{100 + 100} = 791.5 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{II} = 0;$$

$$-R_O^F \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_2 = 0; \quad R_I^{\hat{A}} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{1583 \cdot 100}{100 + 100} = 791.5 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_O^F + R_{II}^F - F_{t2} = 0; \quad 791.5 + 791.5 - 1583 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

$$-R_{II}^B \cdot (L_1 + L_2) + F_{r2} \cdot L_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_{21} + L_3) = 0;$$

$$R_{II}^{\hat{A}} = \frac{F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = \frac{553.1 \cdot 100 + 453.9 \cdot \frac{166}{2} + 685.7 \cdot (100 + 100 + 100)}{100 + 100} = 1493 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{II} = 0;$$

$$R_O^B \cdot (L_1 + L_2) - F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot L_3 = 0;$$

$$R_I^{\hat{A}} = \frac{F_{r2} \cdot L_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_M \cdot L_3}{L_1 + L_2} = \frac{553.1 \cdot 100 - 453.9 \cdot \frac{166}{2} - 685.7 \cdot 100}{100 + 100} = -254 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma Y = 0;$$

$$-R_O^B + R_{II}^B - F_{r2} - F_M = 0; \quad -254 + 1493 - 553.1 - 685.7 = 0$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сума реакцій опор:

$$R_i = \sqrt{R_i^{\hat{A}2} + R_i^{\hat{A}2}} = \sqrt{791.5^2 + (-254)^2} = 831,25 \text{ Н}$$

$$R_i = \sqrt{R_i^{\hat{A}2} + R_i^{\hat{A}2}} = \sqrt{791.5^2 + 1493^2} = 1689,8 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

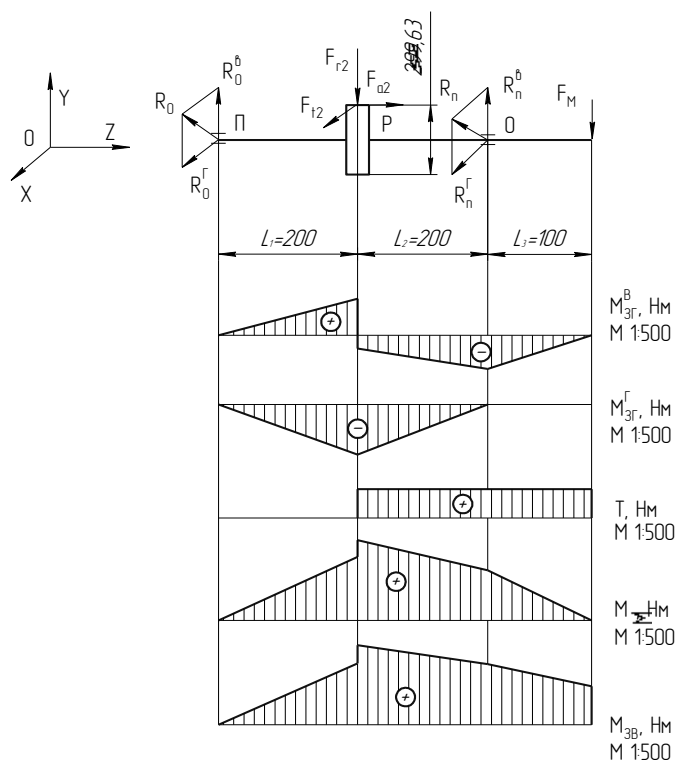


Рисунок 3.5 –Епюри моментів вала III

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3\Gamma O}^B = -F_M \cdot L_3 = -685,7 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -68,57 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma P}^B = R_{\Pi}^B \cdot L_2 - F_M \cdot (L_2 + L_3) = 1493 \cdot 100 \cdot 10^{-3} - 685,7 \cdot (100 + 100) \cdot 10^{-3} = 12,16 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma P}^B = R_{II}^B \cdot L_2 - F_M \cdot (L_2 + L_3) + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 1493 \cdot 100 - 685,7 \cdot (100 + 100) + 453,9 \cdot \frac{166}{2} \cdot 10^{-3} = 49,83 \text{ Нм.}$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 131,44 \text{ Нм;}$$

$$M_{3\Gamma P}^{\Gamma} = -R_{II}^{\Gamma} \cdot L_2 = -791,5 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -79,15 \text{ Нм;}$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Gamma P}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma P}^{B2}} = \sqrt{(-79,15)^2 + 12,16^2} = 80,07 \text{ Нм;}$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Gamma P}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma P}^{B2}} = \sqrt{(-79,15)^2 + 49,83^2} = 93,52 \text{ Нм;}$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3\Gamma O}^{\Gamma 2} + M_{3\Gamma O}^{B2}} = \sqrt{0^2 + (-68,57)^2} = 68,57 \text{ Нм;}$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{93,52^2 + (0,25 \cdot 131,44)^2} = 99,12 \text{ Нм;}$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{80,07^2 + (0,25 \cdot 131,44)^2} = 86,55 \text{ Нм}$$

Визначаємо орієнтовний діаметр вала в небезпечному перерізі.

Вал II

Частота обертання валу: $n = 950 \text{ об/хв.}$

Потужність на валу: $N = 1,39 \text{ кВт.}$

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (3.116)$$

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,39}{950}} = 12,4 \text{ мм}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Приймаємо $d = 25$ мм.

Вал III

Частота обертання валу: $n = 264,62$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 1,35$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.35}{264.62}} = 18,9 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 30$ мм.

Вал IV

Частота обертання валу: $n = 95,18$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 1,31$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.31}{95.18}} = 26,36 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 35$ мм.

Вал IV

Частота обертання валу: $n = 63,46$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 1,25$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.25}{63.46}} = 29,7 \text{ мм}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $d = 35$ мм.

3.3.4.2 Перевірочний розрахунок валів на статичну та втомну міцність

Вихідні дані:

матеріал валу - сталь 40Х;

термообробка - нормалізація;

границя міцності - $\sigma_B = 1000$ МПа;

границя витривалості при згині - $\sigma_{-1} = 450$ МПа;

границя витривалості при крученні - $\tau_{-1} = 250$ МПа;

коефіцієнти чутливості при згині - $\psi_\sigma = 0,15$;

коефіцієнти чутливості при крученні - $\psi_\tau = 0,1$.

Розрахунок ведемо для всіх валів,

Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні від шпоночних та шліцевих пазів (в небезпечному перерізі) по [5] (вал 1 не розглядаємо, тому що небезпечний переріз знаходиться в місці розташуванні зубчатого вінця):

$$2) - 4) K_\sigma = 2,27; K_\tau = 2,17.$$

Масштабний коефіцієнт при згині та крученні по [5] $\varepsilon_\sigma = 0,85$; $\varepsilon_\tau = 0,85$. Коефіцієнт стану поверхні [5]:

$$K_\sigma^\Pi = 1,18; K_\tau^\Pi = 1,18$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma - K_\sigma^\Pi - 1}{\varepsilon_\sigma}; \quad (3.117)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau - K_\tau^\Pi - 1}{\varepsilon_\tau}; \quad (3.118)$$

Отже :

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$2) - 4) K_{\sigma D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,88$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,76$$

Знаходимо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.119)$$

$$2) n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 92} = 2,65;$$

$$3) n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 69} = 2,85;$$

де амплітуда нормальних напруг згину:

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_O}, \quad (3.120)$$

де W_O - осьовий момент опору.

$$2) y_{\dot{a}} = y = \frac{74,6 \cdot 10^3}{1533} = 48,66 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

$$3) \sigma_a = \sigma = \frac{93.52 \cdot 10^3}{2649} = 35.3 \text{ МПа};$$

Знаходження запасу міцності для дотичних напруг:

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (3.121)$$

Попередньо знаходимо полярний момент опору [5]:

$$2) W_p = 3066 \text{ мм}^3;$$

$$3) W_p = 5298 \text{ мм}^3;$$

напруга кручення:

$$2) \tau = \frac{13.9 \cdot 10^3}{3066} = 4.53 \text{ МПа};$$

$$3) \tau = \frac{48.7 \cdot 10^3}{5298} = 9.19 \text{ МПа};$$

амплітуда та середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}, \quad (3.122)$$

$$2) \tau_a = \tau_m = \frac{4.53}{2} = 2.265 \text{ МПа};$$

$$3) \tau_a = \tau_m = \frac{9.19}{2} = 4.595 \text{ МПа};$$

Запас міцності для дотичних напруг:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\sigma} \cdot \tau_m}, \quad (3.123)$$

$$2) n_{\phi} = \frac{250}{2,76 \cdot 2.256 + 0,1 \cdot 2.256} = 38;$$

$$3) n_{\phi} = \frac{250}{2,76 \cdot 4.595 + 0,1 \cdot 4.595} = 19;$$

Загальний запас міцності:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (3.124)$$

$$2) n = \frac{2,65 \cdot 38}{\sqrt{2,65^2 + 38^2}} = 2,65 \geq [n] = 2,5;$$

$$3) n = \frac{2,85 \cdot 19}{\sqrt{2,85^2 + 19^2}} = 2,82 \geq [n] = 2,5;$$

Отже, перевірка виконується.

Перевірочний розрахунок валів на згин

Вал II

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал III

Вихідні дані:

$M_{зв} = 75,58 \text{ Нм};$

матеріал вала - сталь 40Х;

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{75.58 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 12 \text{ мм} \leq d_{\text{нД}} = 25 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал IV

Вихідні дані:

$$M_{\text{зв}} = 86,55 \text{ Нм;}$$

матеріал вала - сталь 40Х;

$$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{86.55^3}{0,1 \cdot 450}} = 12.4 \text{ мм} \leq d_{\text{нД}} = 35 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

3.3.5 Підбір підшипників

Вал I

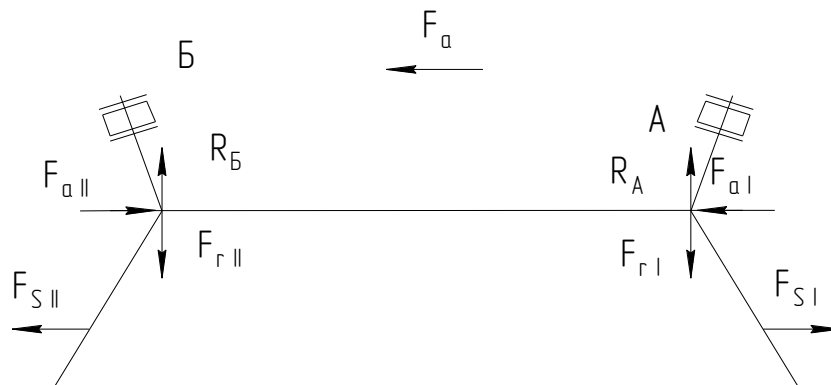


Рисунок 3.6 – Реакції опор від осьових навантажень вала I

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 950$ об/хв;

потрібна довговічність - $L_{10h} = 11826$ годин;

діаметр вала - $d = 15$ мм;

$F_{rI} = 86.65$ Н, $F_{rII} = 75.5$ Н, $F_a = 71.1$ Н.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7204.
2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 16600$ Н; $C_o = 26000$ Н.
3. Осьові складові радіальних навантажень:

$$F_s = 0,83e F_r \quad (3.125)$$

1) умова рівноваги:

$$F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0 \quad (3.126)$$

2) умова регулювання:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{aI} \geq F_{sI}$$

$$F_{aII} \geq F_{sII}$$

Для данної схеми регулювання:

$$F_{aI} = F_{sI}, F_{aII} = F_{sII},$$

$$F_{aI} + F_a - F_{aII} = 0$$

$$\text{Відповідно: } F_{aII} = F_{aI} + F_a = F_{sI} + F_a$$

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 86,65 = 23,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 75,5 = 20,6 \text{ Н}$$

4. Розрахункове осьове навантаження при $F_{sI} > F_{sII}$ та $F_a > 0$

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 23,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_a = 23,7 + 71,1 = 94,8 \text{ Н}$$

5. Знаходимо відношення $F_a / V \cdot F_r$

для підшипника I:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 23.7 / 1 \cdot 86.65 = 0,27 < e = 0,33$; приймаємо по [5] $X = 1; Y = 0$.

для підшипника II:

$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 94.8 / 1 \cdot 75.5 = 1.25 > e = 0,33$; приймаємо по [5] $X = 0,4; Y = 1,66$.

6. Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P_E = (VX F_r + YF_a) \cdot K_T \cdot K_B, \quad (3.127)$$

де K_T - температурний коефіцієнт;

K_B - коефіцієнт безпеки.

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 86.65 + 0 \cdot 23.7) \cdot 1 \cdot 1,1 = 95.3 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 0,4 \cdot 75.5 + 1,66 \cdot 94.8) \cdot 1 \cdot 1,1 = 206.3 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

5. Потрібна динамічна вантажо-під'ємність:

$$C_{TP} = F_E \cdot \sqrt[10]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \quad (3.128)$$

де $p = 10/3$ - показник ступені для роликових підшипників.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

$$C_{TP} = 95.3 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 950 \cdot 60}{10^6}} = 672.5 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 672.5 \text{ Н} < C_{or} = 16600 \text{ Н}$, відповідно, підшипник підходить.

8. Вибрані підшипники має наступні параметри: $d = 20 \text{ мм}$; $D = 47 \text{ мм}$; $B = 14 \text{ мм}$.

Вал II

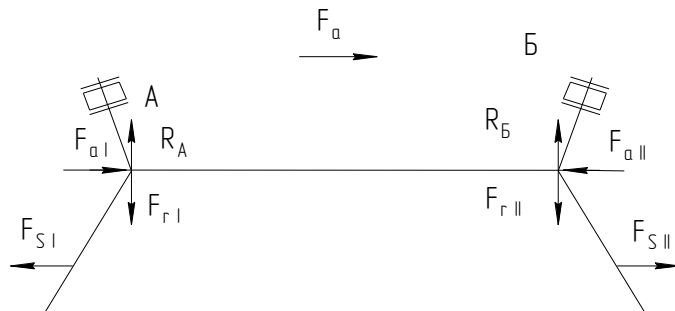


Рисунок 3.7 – Реакції опор вала II

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 264.62 \text{ об/хв}$;

потрібна довговічність - $L_{10h} = 11826 \text{ годин}$;

діаметр вала - $d = 20 \text{ мм}$;

$F_{rI} = 553.1 \text{ Н}$, $F_{rII} = 86.65 \text{ Н}$, $F_a = 453.9 - 71.1 = 382.8 \text{ Н}$.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7304.

2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 20000 \text{ Н}$; $C_o = 31900 \text{ Н}$, $\alpha = 14^\circ$, $e = 0.3$.

3. Осьові складові радіальних навантажень:

1) умова рівноваги:

$$F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0 \quad (3.129)$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3) умова регулювання:

$$F_{aI} \geq F_{sI}$$

$$F_{aII} \geq F_{sII}$$

данної схеми регулювання:

$$F_{aI} = F_{sI}, F_{aII} = F_{sII},$$

$$F_{aI} + F_a - F_{aII} = 0$$

$$\text{Відповідно: } F_{aI} = F_{aII} - F_a = F_{sII} - F_a$$

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 553,1 = 137,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 86,65 = 21,6 \text{ Н}$$

4. Розрахункове осьове навантаження при $F_{sI} > F_{sII}$ та $F_a > 0$

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 137,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_a = 137,7 + 382,8 = 520,5 \text{ Н}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Знаходимо відношення $F_a / V \cdot F_r$

для підшипника I:

$$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 137.7 / 1 \cdot 553.1 = 0,24 < e = 0,3; \text{ приймаємо по [5] } X = 1; Y = 0.$$

для підшипника II:

$$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 520.5 / 1 \cdot 86.65 = 6 > e = 0,3; \text{ приймаємо по [5] } X = 0.4; Y = 1,66.$$

8. Еквівалентне динамічне навантаження:

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 553.1 + 0 \cdot 137.7) \cdot 1 \cdot 1,1 = 608.4 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 0.4 \cdot 86.65 + 1,66 \cdot 520.5) \cdot 1 \cdot 1,1 = 988.559 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

9. Потрібна динамічна вантажопід'ємність:

10.

$$C_{TP} = 608.4 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 264.62 \cdot 60}{10^6}} = 2925.9 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 2925 \text{ Н} < C_{ог} = 20000 \text{ Н}$, відповідно, підшипники підходить.

8. Вибраний підшипник має такі параметри: $d = 20 \text{ мм}$; $D = 52 \text{ мм}$; $B = 15 \text{ мм}$.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал III

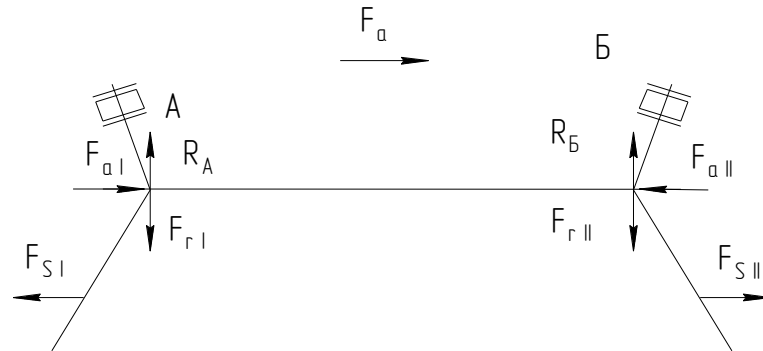


Рисунок 3.8 – Реакції опор вала III

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 95.18$ об/хв;

потрібна довговічність - $L_{10h} = 11826$ годин;

діаметр вала - $d = 20$ мм;

$F_{rI} = 553.1$ Н, $F_{rII} = 1689$ Н, $F_a = 453.9$ Н.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7304.
2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 20000$ Н; $C_o = 31900$ Н, $\alpha = 14^\circ$, $e = 0,3$.
3. Осьові складові радіальних навантажень:
 - 1) умова рівноваги:

$$F_{aI} + F_a - F_{a2} = 0 \quad (3.130)$$

- 2) умова регулювання:

$$F_{aI} \geq F_{s1}$$

$$F_{aII} \geq F_{sII}$$

Для данної схеми регулювання:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{aI} = F_{sI}, F_{aII} = F_{sII},$$

$$F_{aI} + F_a - F_{aII} = 0$$

Відповідно: $F_{aI} = F_{aII} - F_a = F_{sII} - F_a$

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 553,1 = 137,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 1689 = 420,5 \text{ Н}$$

4. Розрахункове осьове навантаження при $F_{sI} < F_{sII}$ та $F_{ab} > F_{sII} - F_{sI}$
 $= 200,8 - 137,7 = 63,1 \text{ Н}$

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 137,7 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab} = 137,7 + 453,9 = 591,6 \text{ Н}$$

11. Знаходимо відношення $F_a / V \cdot F_r$

для підшипника I:

$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 137,7 / 1 \cdot 553,1 = 0,24 < e = 0,3$; приймаємо по [5] $X = 1$; $Y = 0$.

для підшипника II:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 420.5 / 1 \cdot 1689 = 0,24 < \epsilon = 0,29$; приймаємо по [5] $X = 1; Y = 0$.

12. Еквівалентне динамічне навантаження:

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 553.1 + 0 \cdot 137.7) \cdot 1 \cdot 1,1 = 608.4 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 1 \cdot 1689 + 0 \cdot 420.5) \cdot 1 \cdot 1,1 = 1857.9 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

13. Потрібна динамічна вантажопід'ємність:

$$\tilde{N}_{OD} = 608.4 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 95.18 \cdot 60}{10^6}} = 2153 \text{ Н}$$

$C_{тр} = 2153 \text{ Н} < C_{ог} = 59300 \text{ Н}$, відповідно, підшипники підходить.

8. Вибраний підшипник має такі параметри: $d = 20 \text{ мм}$; $D = 52 \text{ мм}$; $B = 15 \text{ мм}$.

3.3.6 Вибір та перевірочний розрахунок муфти приводу

В якості з'єднання вала електродвигуна з валом коробки швидкостей використовуємо муфту обгінну (див. завдання). Вона відрізняється складною конструкцією, але використовується при великих крутних моментах та має зручність монтажу та демонтажу. Підпружинені ролики пом'якшують удари та вібрації, компенсують невеликі похибки монтажу та деформації валів. Матеріал напівмуфт -

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чавун СЧ 20, сталь 30, сталь 35Л, матеріал пальців - не нижче, як сталь 45. Пружні елементи виготовляють з резини з $\sigma_b \geq 8$ МПа.

Експлуатаційною характеристикою муфт є передаваний крутний момент T та діаметр вала d , на який насаджується муфта. Муфта вибирається із залежності:

$$T_p = K_K \cdot T_{\text{ном}} \leq T, \quad (3.131)$$

де T_p - розрахунковий крутний момент, Нм;

K_K - коефіцієнт запаса [5] $K_K = 1,5$;

$T_{\text{ном}}$ - номінальний крутний момент на валу, Нм.

Отже:

$$T_p = 1,5 \cdot T_{\text{ном}} = 1,5 \cdot 131,4 = 197 \text{ Нм} \leq T = 160 \text{ Нм}$$

Приймаємо:

муфта обгінна з такими параметрами: максимальний передаючий крутний момент $M_{\text{кр}} = 250$ Нм, мінімальний діаметр муфти $d = 80$ мм.

Розрахуємо обгінну муфту.

Прийmemo кількість роликів: $z=5$.

Розрахунковий діаметр роликів:

$$d_p = 0,27 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{z}}, \quad (3.132)$$

$$d_\delta = 0,27 \sqrt[3]{\frac{250}{5}} = 0,99 \text{ см} = 10 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d_p = 10$ мм.

Діаметр зажима поверхні обода:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D \approx 8d, \quad (3.133)$$

$$D \approx 8d = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм.}$$

Довжина ролика:

$$L \approx 1,5d, \quad (3.134)$$

$$L \approx 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм.}$$

Інші розміри приймаємо з конструкторських міркувань.

3.3.7 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Вал II

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 13.9 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 25 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 20 \text{ мм}$.

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 6 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$; $t_1 = 3,5 \text{ мм}$; $t_2 = 2,8 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 20 - 6 = 14 \text{ мм}$. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{3M}], \quad (3.135)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 13.9 \cdot 10^3}{25 \cdot (6 - 3,5) \cdot 14} = 31.7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{3M}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал III

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 48.7 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 25 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 20 \text{ мм}$.

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 8 \text{ мм}$; $h = 7 \text{ мм}$; $t_1 = 3,5 \text{ мм}$; $t_2 = 2,8 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 20 - 6 = 14 \text{ мм}$. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 48.7 \cdot 10^3}{25 \cdot (6 - 3.5) \cdot 14} = 76 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

Вал IV

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 131 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 35 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 25 \text{ мм}$.

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 10 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$; $t_1 = 5.5 \text{ мм}$; $t_2 = 3.8 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 25 - 10 = 15 \text{ мм}$. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{зл} = \frac{2 \cdot 131 \cdot 10^3}{35 \cdot (8 - 5.5) \cdot 15} = 78 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зл}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал V

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 188.23 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 35 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 40 \text{ мм}$.

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 10 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$; $t_1 = 5.5 \text{ мм}$; $t_2 = 3.8 \text{ мм}$.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 188.23 \cdot 10^3}{35 \cdot (10 - 5.5) \cdot 30} = 53 \text{ МПа} \leq [\sigma_{3M}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

3.3.8 Розрахунок елементів корпусних деталей та вузлів

Редуктор складається з корпусу та кришки, які відливаються з чавуна або легкого сплава. Використовуються також зварні сталеві корпуси. Вони легші за чавунні та не потребують виготовлення моделей. При одиничному виробництві остання перевага може бути суттєвою.

Основними елементами корпусу є його стінки, опорна підшва та лапи, фланець корпусу, що прилягає до фланця кришки, гнізда для підшипників. Ці гнізда підсилені ребрами жорсткості, що збільшують загальну жорсткість конструкції та зміцнюють перехід від стінки до підшви.

Кришка по конструкції аналогічна корпусу. В кришці передбачений люк. Розміри якого достатні для спостереження передачі. Люк закритий плоскою кришкою – литою чавунною чи з листового прокату.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для підйому та транспортування корпусних деталей та редуктора в зборі його кришка має проушини, а корпус крючки. Замість проушини можуть бути встановлені рим-болти, однак така конструкція досить складна і зараз використовується рідко.

Розміри корпусних деталей призначають по співвідношенням, які ґрунтовані головним чином на практичному опиті редукторобудування.

Товщина стінки корпусу:

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 3, \quad (3.136)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 106 + 3 = 5.65 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$.

Діаметр фундаментних болтів:

$$d_{\phi} \geq \sqrt[3]{2T}, \quad (3.137)$$

$$d_{\phi} \geq \sqrt[3]{2 \cdot 131} = 6.39 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{\phi} = 8 \text{ мм}$.

Діаметр стяжних болтів, що з'єднують корпус та кришку редуктора:

$$d_c \geq 0,75 d_{\phi}, \quad (3.138)$$

$$d_c \geq 0,75 \cdot 8 = 6 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c = 6 \text{ мм}$.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.9 Машення вузлів тертя приводу

Змазка циліндричного редуктора здійснюється методом занурення колеса в масляну ванну на глибину 20...30 мм. Змазка підшипників виконується пластичною набивкою (солідол, літол, ЦИАТИМ 203).

Знаходимо комплексний фактор:

$$\frac{\sigma_H^3}{10^6 \cdot V}, \quad (3.139)$$

де $v = 2,34$ м/с – розрахункова колова швидкість;
 σ_H = МПа - допустима контактна напруга передачі.

$$\frac{503^3}{10^6 \cdot 2,15} = 54$$

Тоді, з [10] вибираємо індекс в'язкості:

$$v_{50} \cdot 10^6 = 97 \text{ м}^2/\text{с}$$

далі з [10] вибираємо марку масла:

Вибираємо масло індустріальне И-Л-А20 ГОСТ 17479.4-87 з кінематичною в'язкістю $v_{50} = 20$ сСт.

По рекомендаціям [10] приймаємо об'єм масла $V = 5$ л

3.3.10 Розрахунок ущільнення

Розрахунок ущільнення ведемо з метою запобігання течій. Останній зводиться до розрахунку колової швидкості в точці контакту ущільнення та вала.

Отже, колова швидкість на валах:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000}, \quad (3.140)$$

Вал I:

$$V = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 950}{60000} = 1,2 \text{ м/с}$$

Вал III:

$$V = \frac{3,14 \cdot 30 \cdot 264,62}{60000} = 0,41 \text{ м/с}$$

Вал IV:

$$V = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 95,18}{60000} = 0,17 \text{ м/с}$$

Розрахункові колові швидкості не перевищують допустиму $V_K = 5$ м/с, тому в якості ущільнення використовуємо манжети по ГОСТ 8752-79.

3.3.11 Розрахунок рами та фундаментних болтів

Рами служать для установки на них складальних одиниць, зв'язаних між собою вимогами точності відносного положення між собою. Таким чином рама є координуючим елементом конструкції. Основні вимоги до рами: жорсткість та точність взаємного розташування приєднувальних поверхонь.

Раму при зварюванні сильно коробить, тому всі її базові поверхні оброблюють після зварювання (рихтовка, правка).

Швелер, як правило, розташовують полками зовні. Таке розташування зручне для кріплення вузлів до рами, що здійснюється як болтами так і гвинтами.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр фундаментних болтів вибираємо за [4]: $d = 20$ мм,
довжина болта: $L = 380$ мм, глибина закладки: $H = 300$ мм.

3.3 Розрахунок варіатора привода транспортного шнека

Передачі широким клиновим пасом дають можливість регулювати швидкість обертів робочого органу на ходу під навантаженням, що дозволяє встановити оптимальний режим роботи, скоротити допоміжний час на керування, підтримувати постійну швидкість. Наявність такої передачі в приводі транспортного шнека дозволяє механізувати перемикання передач і автоматизувати процес подачі тіста в головну пресуючу камеру, що сприяє підвищенню якості виробів, і продуктивності праці.

При розробці конструкції даної передачі була прийнята схема з двома нахрест лежачими конусами, що переміщуються, причому ведучий конус (в передачі з постійною потужністю) піджимається пружиною, а ведений переміщується механізмом керування. Дана схема автоматично забезпечує потрібний натяг паса, простоту та надійність конструкції передачі.

Розрахунок передачі.

Дано: $P_1 = 1.5$ кВт; $n = 3000$ об/хв.; діапазон регулювання – 3.

1. Крутний момент на швидкохідному валу:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{1.5}{3000} = 4.8 \text{ Нм};$$

2. При даному моменті приймаємо перетин паса з розмірами:

$b_p = 19$ мм; $h = 8$ мм; $b_0 = 28$ мм; $F_1 = 2.3$ см².

3. Приймаємо діаметр ведучого шківа $d_b = 40$ мм;

4. Діаметр веденого шківа:

при $U = 1$ $d_{p2}^1 = d_{p1} U(1 - E) = 40 \cdot 1(1 - 0.99) = 39.6$ мм;

Заокруглюємо до стандартного діаметра:

$$d_{p2}^1 = 40 \text{ мм};$$

при $U=3$ $d_{p2}^3 = d_{p1} U(1 - E) = 40 \cdot 3(1 - 0.99) = 118.8 \text{ мм};$

$d_{p2}^1 = 112 \text{ мм};$

5. Визначаємо фактичний діапазон регулювання:

$$U_{p1} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - E)} = \frac{40}{40(1 - 0.01)} = 1.01$$

$$U_{p2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - E)} = \frac{112}{40(1 - 0.01)} = 2.8,$$

6. Мінімальна швидкість паса:

$$V = \frac{\Pi d_{p2}^1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 40 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 6.28 \text{ м/с};$$

Максимальна швидкість паса:

$$V = \frac{\Pi d_{p2}^3 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 112 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 17.6 \text{ м/с};$$

7. Максимальна частота веденого шківа:

$$n_{\max} = \frac{d_{p1} \cdot n \cdot (1 - E)}{d_{p2}^1} = \frac{40 \cdot 3000 \cdot (1 - 0.01)}{40} = 2970 \text{ об/хв.};$$

Мінімальна частота обертання веденого шківа:

$$n_{\min} = \frac{d_{p1} \cdot n \cdot (1 - E)}{d_{p2}^3} = \frac{40 \cdot 3000 \cdot (1 - 0.01)}{112} = 1060 \text{ об/хв.};$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Міжосьова відстань [2 таб. 2.14] $\frac{a}{d_{p2}} = 2$

$$a = 2d_p = 2 \cdot 112 = 224 \text{ мм};$$

8. Розрахункова довжина паса:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = 2 \cdot 224 + \frac{\pi}{2}(40 + 112) + \frac{(112 - 40)^2}{4 \cdot 224} = 694.4 \text{ мм};$$

Заокруглюємо до стандартної довжини: $L = 670 \text{ мм}$ [2. ст. 26]

9. По стандартній довжині уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} =$$

$$\frac{2 \cdot 670 - 3.14(112 + 40) + \sqrt{[2 \cdot 670 - 3.14(112 + 40)]^2 - 8(112 - 40)^2}}{8} = 223 \text{ мм}.$$

10. Кут обхвату на меншому шківі:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180 - 60 \frac{112 - 40}{223} = 161^\circ > [\alpha^\circ] = 110^\circ$$

11. Сила початкового натягу:

$$S_{0.1} = \frac{780 \cdot P}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot Z} + q \cdot V^2$$

де $C_\alpha = 0.95$ [2 таб. 2.18]; $C_p = 0.73$ [2 таб. 2.18];

$q = 0.3 \text{ кг/м}$; $Z = 1$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При $V_{\max}=17.6$ м/с;

$$S_{0.1}^{\min} = \frac{780 \cdot 1.5}{17.6 \cdot 0.95 \cdot 0.73 \cdot 1} = 0.3 \cdot 17.6^2 = 188.8 \text{ Н};$$

При $V_{\min}=6.28$ м/с;

$$S_{0.1}^{\max} = \frac{780 \cdot 1.5}{6.28 \cdot 0.95 \cdot 0.73 \cdot 1} = 0.3 \cdot 6.28^2 = 282.8 \text{ Н};$$

12.Зусилля, діюче на вали:

$$Q = 2 \cdot S_{0.1} \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

$$Q^{\min} = 2 \cdot 188.8 \cdot 1 \cdot \sin \frac{161}{2} = 372 \text{ Н};$$

$$Q^{\max} = 2 \cdot 282.8 \cdot 1 \cdot \sin \frac{161}{2} = 558 \text{ Н}$$

3.4 Розрахунок ланцюгової передачі транспортного шнека

Вибираємо привідний однорядний ланцюг.

Крутний момент на ведучій зірочці $T_2 = 188,1 \cdot 10^3$ Н·мм.

Передаточне число $u_{\text{ц}} = 1,5$.

Число зубців ведучої зірочки $Z_3 = 31 - 2u_{\text{ц}} = 31 - 2 \cdot 1,5 = 28$

Приймаємо $Z_3 = 28$

Ведена зірочка $Z_4 = Z_3 \cdot u_{\text{ц}} = 28 \cdot 1,5 = 42$ Приймаємо $Z_3 = 28$; $Z_4 = 42$.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Тоді фактично } u_{\text{ц}} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{42}{28} = 1,5 \text{ Відхилення } \frac{1,5-1,5}{1,5} \cdot 100 = 0\%$$

Розрахунковий коефіцієнт навантаження:

$$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_{\Pi};$$

$$\text{де } K_d = 1; K_a = 1; K_H = 1; K_p = 1,25; K_{cm} = 1,3; K_{\Pi} = 1;$$

$$K_e = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,625$$

Середнє значення допустимого тиску при $n = 500$ об/хв. $[p] = 17$ МПа

Розрахунковий крок ланцюга:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_3 K_e}{Z_3 [p]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{188,1 \cdot 10^3 \cdot 1,625}{28 \cdot 17}} = 15,3$$

По ГОСТ 13568-75 приймаємо ланцюг ПР-25,4-5670, в якій $t = 15,875$ мм; Руйнівне навантаження $Q = 60$ кН; $g = 2,6$ кг/м; $A_{оп} = 179,7$ мм².

Швидкість ланцюга:

$$V = \frac{Z_3 \cdot n_3 \cdot t}{60 \cdot 10^3} = \frac{28 \cdot 63,46 \cdot 15,875}{60 \cdot 10^3} = 4,35 \text{ м/с,}$$

Колове зусилля, що передається ланцюгом:

$$F_{\text{тб}} = \frac{P_2}{V} = \frac{1,25 \cdot 10^3}{4,35} = 1963 \text{ Н,}$$

Тиск в шарнірах:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p = \frac{F_{\text{ш}} \cdot K_9}{A_{\text{оп}}} = \frac{1963 \cdot 1,625}{179,7} = 17,75 \text{ МПа},$$

Уточнюємо допустимий тиск:

$$[p] = 17[1+0,01(Z_3-17)] = 17[1+0,01(28-17)] = 17,85 \text{ МПа}$$

Умова $p \leq [p]$ виконується.

Кількість ланок в ланцюгу:

$$L_t = Z_{at} + 0,5 \cdot Z_2 + \frac{\Delta^2}{a_t};$$

$$\text{де } a_t = \frac{a_y}{t} = 50$$

$$Z_2 = Z_3 + Z_4 = 28 + 42 = 70; \Delta = \frac{Z_4 - Z_3}{2\pi} = \frac{42 - 28}{2\pi} = 12,4$$

Тоді:

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot 70 + \frac{12,4^2}{50} = 164$$

Уточнюємо міжосьову відстань за формулою:

$$\begin{aligned} a_{\ddot{o}} &= 0,25 \cdot t \left[L_t - 0,5 Z_2 + \sqrt{(L_t - 0,5 Z_2)^2 - 8 \Delta^2} \right] = \\ &= 0,25 \cdot 15,875 \left[164 - 0,5 \cdot 70 + \sqrt{(164 - 0,5 \cdot 70)^2 - 8 \cdot 12,4^2} \right] = 218 \end{aligned}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

Для вільного провисання ланцюга передбачується можливість зменшення міжосьової відстані на 0,4%, що становить $1269 \cdot 0,004 = 5 \text{ мм}$.

Ділильний діаметр зірочок:

$$d_{d3} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{22}} = 178,5 \text{ мм}$$

$$d_{d4} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{100}} = 267,75 \text{ мм.}$$

Діаметри зовнішніх кіл зірочок:

$$D_{t3} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{Z_3} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot d_1 = 15,875 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{32} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot 15,88 = 189,6 \text{ мм};$$

$$D_{t4} = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{Z_4} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot d_1 = 15,4 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{100} + 0,7 \right) - 0,3 \cdot 15,88 = 221,26 \text{ мм};$$

3.5 Висновки до розділу 3

1. Розроблено конструкцію привода транспортного екструдера, який забезпечує зміну параметрів руху за рахунок використання варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням.

2. Проведено кінематичні та силові розрахунки привода і встановлені їх параметри на всіх валах, які є вихідними даними для розрахунків елементів привода.

3. Виконано проектні та перевіірочні розрахунки циліндричних передач редуктора, валів, здійснено вибір підшипників, мащення редуктора, розрахунок нерухомих з'єднань, а також клинопасового варіатора, що дало змогу виконати проектування привода.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення комерційного та технологічного аудиту є підвищення техніко-економічних показників, зокрема енергомісткості та металомісткості, за рахунок застосування ефективних транспортно-завантажувальних пристроїв вакуумного пресу для виробництва харчових продуктів.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: Обертюх Роман Романович, професор кафедри; Слабкий Андрій Валентинович, доцент кафедри, Шенфельд Валерій Йосипович, доцент кафедри.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 4.1 [3] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 4.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту	Технічні та споживчі властивості продукту трохи	Технічні та споживчі властивості	Технічні та споживчі властивості продукту трохи	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк 104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	значно гірші, ніж в аналогів	гірші, ніж в аналогів	продукту на рівні аналогів	кращі, ніж в аналогів	
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки пові-домлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 4.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 4.4 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 4.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Роман Романович	Слабкий Андрій Валентинович	Шенфельд Валерій Йосипович
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	3
2	2	3	3
3	3	3	3
4	4	4	3
5	2	3	4
6	4	5	5
7	3	2	2
8	3	3	3
9	3	3	3
10	3	3	3
11	3	4	4
12	3	3	3
Сума балів	35	38	39
Середньоарифмети чна сума балів $\overline{СБ}$	37,3		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 37 балів, і згідно з таблицею 4.3, це вказує на вище

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середнього рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є підвищення якості виготовленої продукції за рахунок якісного виготовлення харчових продуктів. Результати роботи будуть корисні науковцям, науково-дослідним установам та виробничникам, робота яких пов'язана з розробкою, дослідженням чи експлуатацією машинобудівного обладнання для харчової промисловості.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано привод транспортного екструдера з корпусом з нержавіючої сталі. Основними недоліками аналога є проблеми, що пов'язані з його конструктивними особливостями та експлуатації.

У розробці дана проблема вирішується за рахунок введення в конструкцію бункера-дозатора та використання електродвигунів меншої потужності. Також система випереджає аналог за такими параметрами як зменшена потужність приводу у 2,3 рази при збереженні продуктивності роботи.

В таблиці 4.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.5 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Продуктивність, кг/год	100-150	100-150	1	10%
Споживана потужність, кВт	14,2	6	2,4	20%
Напруга живлення, В	380	380	1	10%
Частота мережі, Гц	50	50	1	10%
Габаритні розміри, мм: довжина	1800	1056	1,7	10%
Ширина	1900	1672	1,1	15%
Висота	2400	2400	1	10%
Маса, кг	550	400	1,4	15%

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (4.1) та (4.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 4.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (4.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (4.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{150}{150} = 1;$$

$$q_2 = \frac{14,2}{6} = 2,4;$$

$$q_3 = \frac{380}{380} = 1;$$

$$q_4 = \frac{50}{50} = 1;$$

$$q_5 = \frac{1800}{1056} = 1,7;$$

$$q_6 = \frac{1900}{1672} = 1,1;$$

$$q_7 = \frac{2400}{2400} = 1;$$

$$q_8 = \frac{550}{400} = 1,4.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (4.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1 \cdot 0,1 + 2,4 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,1 + 1 \cdot 0,1 + 1,7 \cdot 0,1 + 1,1 \cdot 0,15 + 1 \cdot 0,1 + 1,4 \cdot 0,15 = 1,42$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 4.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Продуктивність, кг/год	100-150	100-150
Споживана потужність, кВт	14,2	6
Напруга живлення, В	380	380
Частота мережі, Гц	50	50
Габаритні розміри, мм: довжина	1800	1056
Ширина	1900	1672
Висота	2400	2400
Маса, кг	550	400
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	250000	200000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (4.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (4.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (4.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.п.} = \frac{200000}{250000} = 0,8;$$

$$K = \frac{1,42}{0,8} = 1,78.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників $З_0$, якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$З_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (4.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 4.7.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.7 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	18000	857,1	5	4286
Інженер	12000	571,4	31	17714
Всього				22000

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (4.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (4.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 4.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1.Підготовчі	5	1	47,6	238,1
2.Монтажні	6	3	64,3	385,7
3.Складальні	3	5	81,0	242,9
4.Налагоджувальні	5	2	52,4	261,9
5.Випробувальні	2	4	71,4	142,9
Всього				1271,4

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{дод}}}{100\%} \quad (4.9)$$

$$Z_d = 0,11 * (22000 + 1271,4) = 2559,86 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $H_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$H_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (4.10)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{3П} = (22000 + 1271,4 + 2559,86) \cdot \frac{22}{100} = 5682,88 \text{ (грн)}$$

5. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_{ϵ}), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_{\epsilon} = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (4.11)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Гідромотор	1	30000	30000
Додатковий гідроомор	1	25000	25000
Розподільник	1	5500	5500
Гідронасос	1	4000	4000
Трубопровод	4	1500	6000
Всього			77550,00

6 Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_в} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (4.12)$$

де $Ц_б$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_в$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Комп'ютер	40000	2	2	3333,33
Всього				3333,33

7. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot Ц_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (4.13)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

Ц_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{впі}}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{\text{впі}} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,25 \cdot 230 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 377,34$$

8. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{св}}}{100\%}, \quad (4.14)$$

де $H_{\text{св}}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{\text{св}} = 0,2 * (22000 + 1271,4) = 4654,29$$

9. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{\text{нзв}}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{\text{нзв}}$ можна прийняти як (100...150)% від суми

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{\text{НЗВ}} = (З_0 + З_p) \cdot \frac{H_{\text{НЗВ}}}{100\%}, \quad (4.15)$$

де $H_{\text{НЗВ}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{НЗВ}} = (22000 + 1271,4) \cdot \frac{100}{100\%} = 23271,42 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 22000 + 1271,4 + 2559,86 + 5682,88 + 77550 + 3333,33 + 377,34 + 4654,29 + 23271,42 = 140700,56 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (4.16)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,7$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{140700,56}{0,7} = 201000,79 \text{ грн.}$$

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						117
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot p \cdot \left(1 - \frac{v}{100}\right) \quad (4.17)$$

де ΔC_o – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

C_o – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$.

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2024 році – 18%.

Припустимо, що при впровадженні результатів наукової розробки підвищиться ефективність процесів холодної листового штампування шляхом збільшення точності оцінки граничного деформування матеріалу ізотропної заготовки. Припустимо, що ціна зросте на 1000 грн. Кількість одиниць

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 20 шт., протягом другого року – на 30 шт., протягом третього року на 35 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 200000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\Delta\P_1 = [1000 \cdot 1 + (200000 + 1000) \cdot 20] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ = 686893,36 \text{ грн.}$$

$$\Delta\P_2 = [1000 \cdot 1 + (200000 + 1000) \cdot (20 + 30)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ = 1717806,3 \text{ грн.}$$

$$\Delta\P_3 = [1000 \cdot 1 + (200000 + 1000) \cdot (20 + 30 + 35)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 2919570,8 \text{ грн.}$$

4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (4.18)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{інв} = 2...5$).

$$PV = 2 \cdot 201000,79 = 402001,59$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{абс}$ згідно наступної формули:

$$E_{абс} = (ПП - PV) \quad (4.19)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^i}, \quad (4.20)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

T – період часу, протягом якою виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{686893,36}{(1+0,2)^1} + \frac{1717806,3}{(1+0,2)^2} + \frac{2919570,8}{(1+0,2)^3} = 3462757,05 \text{ грн.}$$

$$E_{абс} = (3462757,05 - 402001,59) = 3060755,45 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{абс} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_s . Для цього користуються формулою:

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_6 = \sqrt[3]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (4.23)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_6 = \sqrt[3]{1 + \frac{3060755,45}{402001,59}} - 1 = 1,53 = 153\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (4.21)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_6 > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_6} \quad (4.22)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{1,53} = 0,7 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						121
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на вище середнього рівень комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців. Загальні витрати на розробку склали 201000,79 грн.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтовано вибір теми магістерської кваліфікаційно роботи через співставлення техніко-економічних показників нової розробки і базового варіанту.

2. На підставі проведеного аналізу відомих технічних рішень встановлено необхідність розробки нової конструктивної схеми та конструкції привода транспортного екструдера вакуумного преса для виробництва макаронних виробів.

3. Розроблено конструкцію привода транспортного екструдера, який забезпечує зміну параметрів руху за рахунок використання варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням.

4. Проведено кінематичні та силові розрахунки привода і встановлені їх параметри на всіх валах, які є вихідними даними для розрахунків елементів привода.

5. Виконано проектні та перевірочні розрахунки циліндричних передач редуктора, валів, здійснено вибір підшипників, мащення редуктора, розрахунок нерухомих з'єднань, а також клинопасового варіатора, що дало змогу виконати проектування привода.

6. Розроблено компоновку привода транспортного екструдера для преса, призначеного для виробництва макаронних виробів.

7. В економічному розділі здійснено технологічний аудит який вказує на вище середній рівень комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців. Загальні витрати на розробку склали 201000,79 грн.

					08-62.МКР.002.00.000.ПЗ	Арк
						123

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Назаров Н.И. Технологія макаронних виробів. -М.: Харчова промисловість, 1978.-288 с.
2. Миколаїв Б.А. Структурно-механічні властивості борошняного тіста.- М.: Харчова промисловість, 1976.-246 с.
3. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
4. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. —Х.: Світ Книг, 2020. — 496 с.
5. Тертишний О.О., Механічні процеси та обладнання харчових виробництв: навчальний посібник/ О.О. Тертишний, О.А. Півоваров, В.С. Кошулько. – Дніпро: ДДАЕУ, 2022. – 351 с
6. . Інформаційні ресурси Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського: <http://www.nbuv.gov.ua/node/592> .
7. Структурно-механічні характеристики харчових продуктів /[А.В.Горбатов, А.М.Маслов, Ю.А.Мачихин і ін.].- М.:Легка й харчова промисловість, 1982.-296 с.
8. Малежик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / За ред. проф. І. Ф. Малежика. — К.: НУХТ, 2021. — 419 с.: іл.
9. Марценюк, О. С. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / О.С. Марценюк, Л.М. Мельник – К.: НУХТ, 2011. – 407 с.
10. П. С. Берник, Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва Навчальний посібник / П. С. Берник, З. А. Стоцько, І. П. Паламарчук, В. В. Яськов, І. А. Зозуляк. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2004. 336 с.

- 11.Бурів Л.А., Медведєв Г.М. Технологічне устаткування макароних підприємств.-М.: Харчова промисловість, 1980.-246 с.
- 12.Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Енергетичні насоси. М.: Энергоиздат, 1981.-200с.
- 13.Машины та обладнання переробних виробництв: Навч. посібник/ О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, Д.С.Чубов та ін., за ред. О.В. Дацишина – К.: Вища освіта, 2005. – 159 с
- 14.Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин /
15. ГОСТ 26645 – 85. Відливки із металів та сплавів. Допуски, розміри, маса і припуски на механічну обробку. ; Москва, 1989.
- 16.Процеси і апарати харчових виробництв [Текст]: приклади і задачі: навч. посіб. / І. Ф. Малежик, П. М. Немирович, В. Л. Зав'ялов та ін.; за ред. І. Ф. Малежика; Нац. ун-т харч. технол. — К.: НУХТ, 2015. — 386 с.
17. Шалугін, В.С. Процеси та апарати промислових технологій. Навчальний посібник / В.С.Шалугін, В.М.Шмандій. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – 392 с.
18. Поджарський М.А. Посібник до вивчення курсу „Процеси й апарати харчових виробництв”/ М.А.Поджарський. – Д.: РВВ ДНУ, 2006. – 28 с.
19. Процеси і апарати. Механічні та гідромеханічні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О. Самойчук, В.Г. Тарасенко, В.О. Верхованцева, Н.О. Паляничка, Є.В. Михайлов, О.О. Червоткіна. – Мелітополь:, 2021. 445 с.
20. Онлайн-збірник опублікованих наукових досліджень ScienceDirect:
<http://www.sciencedirect.com/> .
- 21.Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75с.

- 22.Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
- 23.Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.
- 24.Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., проф. Л. К. Поліщук
«16» _____ 10 _____ 2024р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА
ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ
08-62.МКР.002.00.000 ПЗ

Керівник роботи:

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Розробив: ст. гр. 1ГМ-23м

Бабій М.О.

м. Вінниця 2024 р.

1. Найменування і область застосування

Пристрій призначений для виготовлення макаронних виробів.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на дипломний проект, затверджене наказом по ВНТУ № 310 від « 17 » вересня 2024р.

3. Мета та призначення розробки

Метою проекту є підвищення техніко-економічних показників, зокрема, енергомісткості та металомісткості, за рахунок застосування ефективного приводу головного руху вакуумного пресу для виробництва харчових продуктів.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Відомі конструкції приводів транспортних екструдерів вакуумних пресів наведені в роботах:

1. Назаров Н.И. Технологія макаронних виробів.-М.: Харчова промисловість, 1978.-288 с.
2. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
3. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. —Х.: Світ Книг, 2020. — 496 с.
4. Тertiшній О.О., Механічні процеси та обладнання харчових виробництв: навчальний посібник/ О.О. Тertiшній, О.А. Півоваров, В.С. Кошулько. – Дніпро: ДДАЕУ, 2022. – 351 с
5. Миколаїв Б.А. Структурно-механічні властивості борошняного тіста.- М.: Харчова промисловість, 1976.-246 с.
6. Структурно-механічні характеристики харчових продуктів /[А.В.

- Горбатов, А.М. Маслов, Ю.А. Мачихин і ін.].-М.:Легка й харчова промисловість, 1982.-296 с.
7. Бурів Л.А., Медведєв Г.М. Технологічне устаткування макаронних підприємств.-М.: Харчова промисловість, 1980.-246 с.
8. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Енергетичні насоси. М.: Энергоиздат, 1981.-200с.
9. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / Павлице В. Т. Підручник. – 2-е вид. перераб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
10. Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.
11. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

5. Технічні вимоги

5.1 Показники головного привода екструдера преса для виготовлення макаронних виробів:

- потужність – 3 кВт
- продуктивність – 100...150 кг/год.
- частота обертів двигуна – 1435 об/хв.
- діаметр циліндра екструдера – 75 мм

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки

- габаритні розміри – 240x1672x712 мм;
- головний привод екструдера та його основні вузли повинні відповідати показникам збереженості та ремонтпридатності.

5.3 Вимоги до надійності

- довговічність – 5000 год;
- напрацювання на відмову – 1500 год.
- ресурс, кількість циклів, млн. – 10

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці головного привода екструдера необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

У порівнянні з аналогом нова розробка повинна бути вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних показників. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців. Загальні витрати на розробку склали 201000,79 грн.

7. Стадії і етапи розробки проекту

1. Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.
2. Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів
3. Затвердження теми. Розробка технічного завдання
4. Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.
5. Розрахунково-конструкторський розділ
6. Розробка вузлів транспортно-завантажувальних пристроїв
7. Виконання робочих креслень вузлів та деталей
8. Економічний розділ.
9. Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи
10. Нормоконтроль
11. Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР
12. Захист МКР на ДЕК

8. Порядок контролю та прийому

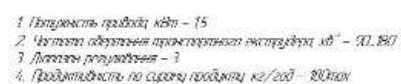
Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується

кафедрою МРВ та ОАВ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

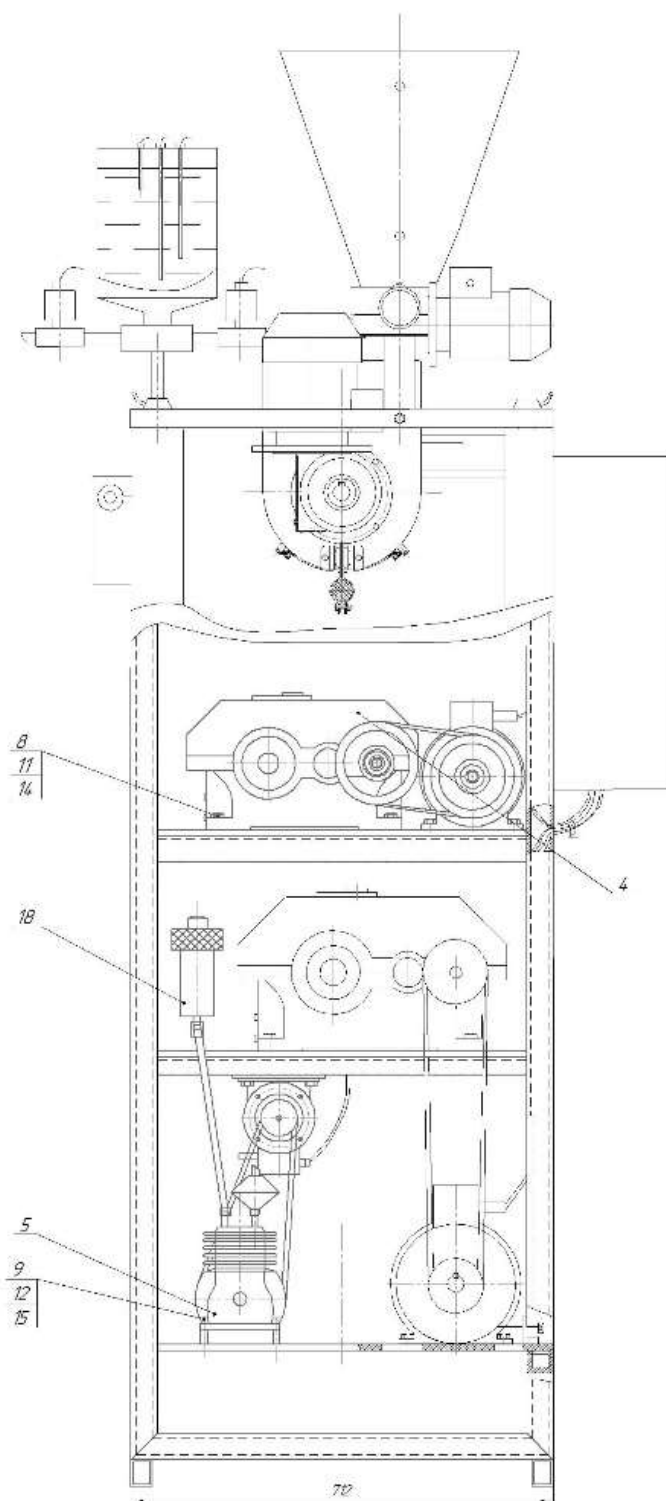
Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

[illegible]

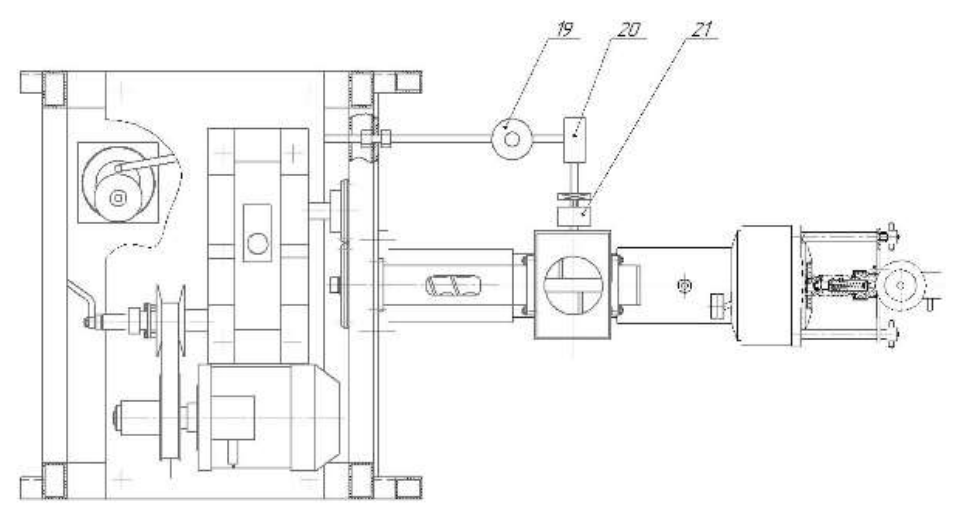
A (1)

[illegible]

100%	100%	100%	100%

08-62MKP.002.00.000CK

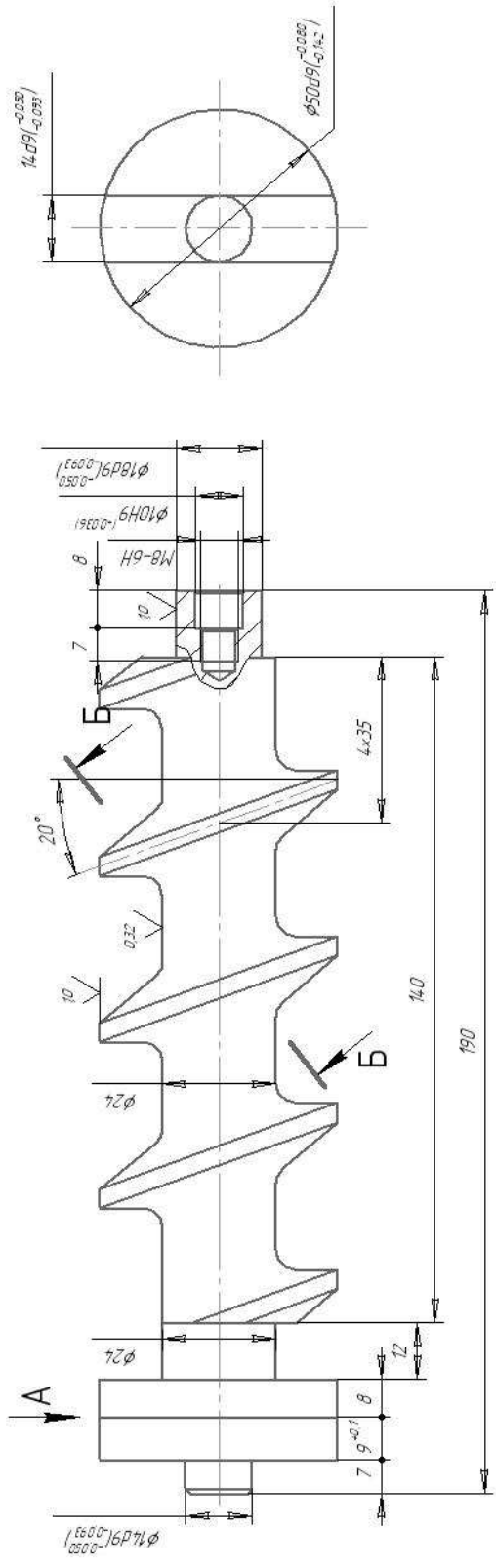
Б (1)



08-62MKP.002.00.000CK	08-62MKP.002.00.000CK	08-62MKP.002.00.000CK	08-62MKP.002.00.000CK
-----------------------	-----------------------	-----------------------	-----------------------

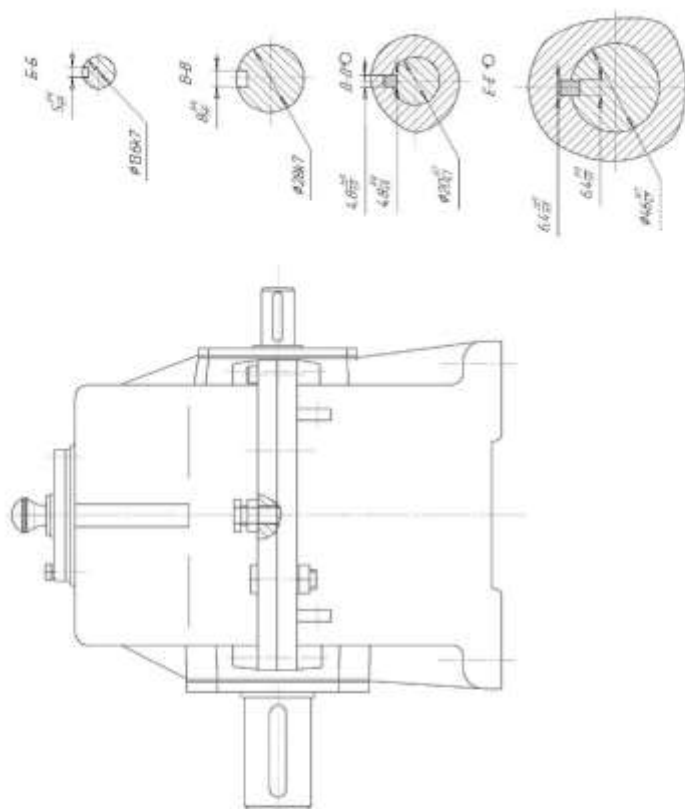
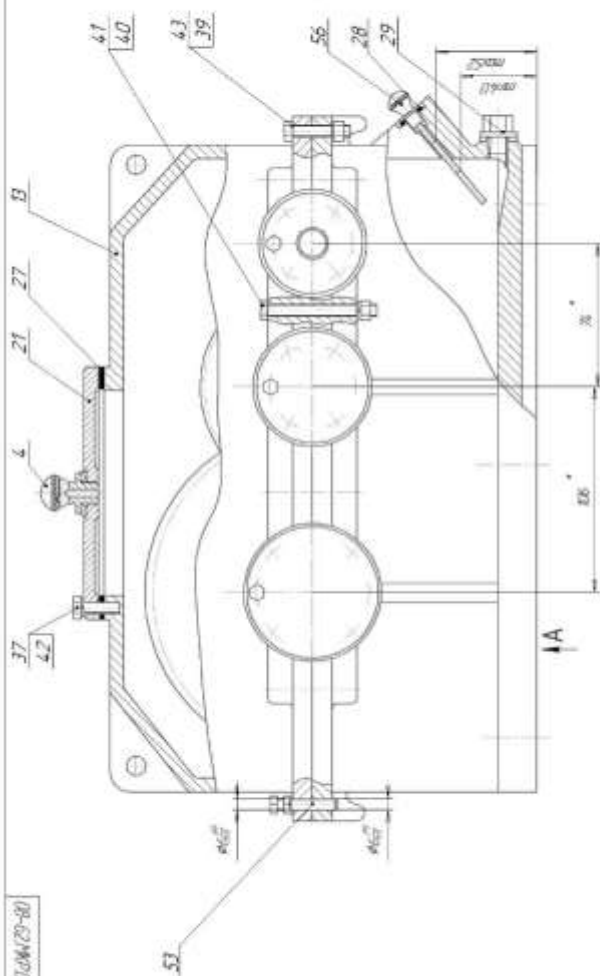
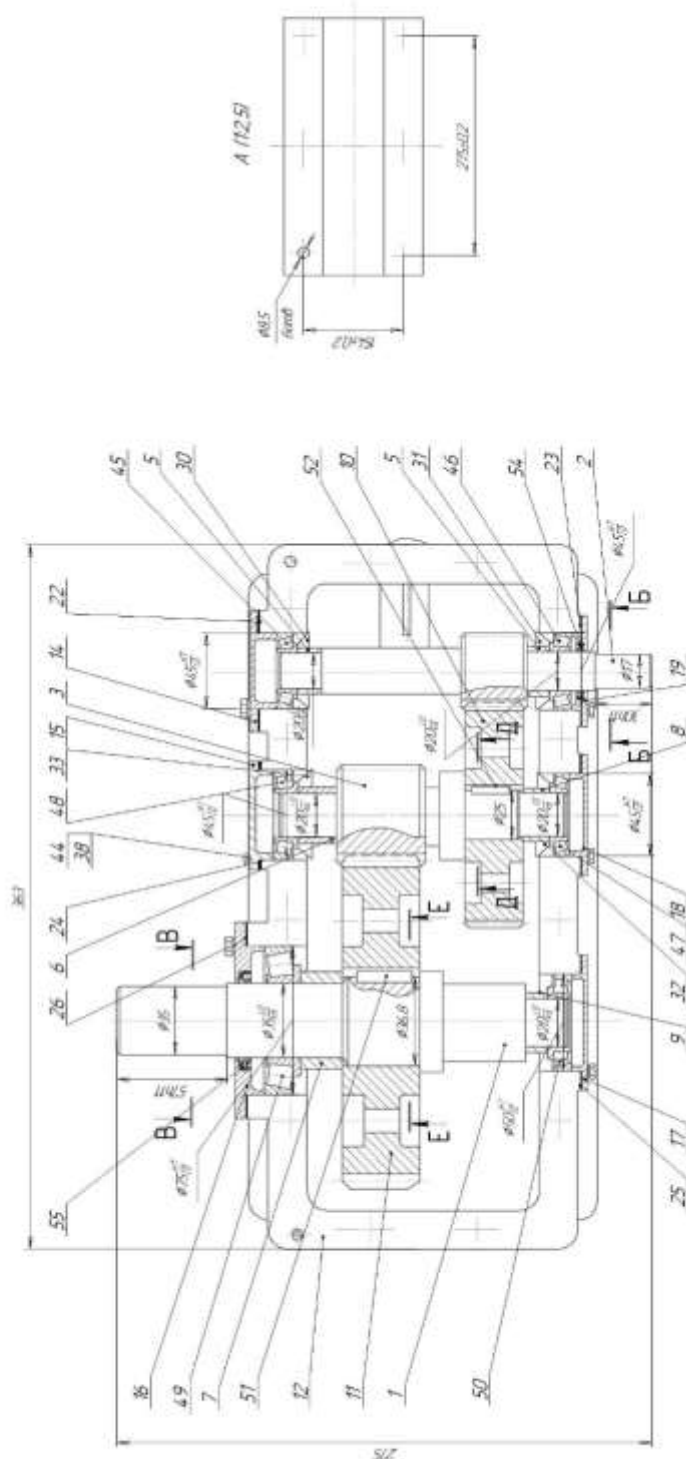
08-62.МКР.002.02.008

Лист	Листов
Лист	Листов



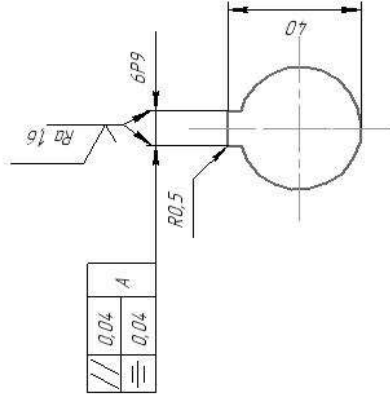
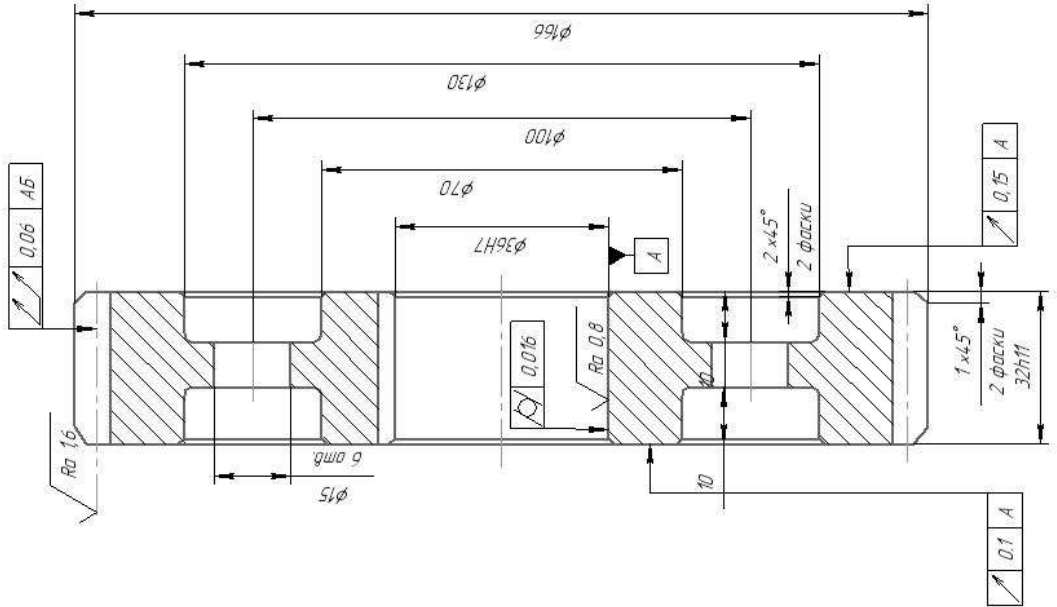
Шорсткість поверхні канавки шнека забезпечити накаткою

08-62.МКР.002.02.008		Лист	Масса	Масштаб
ШНЕК		Лист	Листов	Листов
		Лист	Листов	Листов
БРАЖН-10-4-4 ГОСТ 18175 - 78		ВНТУ, 1ГМ-23М		
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Бабі М.О.			
Проб.	Поліщук Л.К.			
Т.контр.				
Н.контр.	Поліщук Л.К.			
Утв.	Поліщук Л.К.			

[illegible][illegible][illegible]

08-62.МКР.002.04.002

Інв. № подл.	Взам. інв. №	Інв. № зблн.	Інв. у взам.	Підп. у взам.	Спроб. №	Перв. приен.
--------------	--------------	--------------	--------------	---------------	----------	--------------



- 1. 285...300 HB
- 2. Штампувальні радіуси R=2.5...3.0 та ухили 2°...5°
- 3. H14, h14, ±IT14/2

Модуль	m	2.5
Число зубців	Z	64
Кут нахилу	β	16°
Направлення лінії зуба		праве
Нормальний вихідний контур		ГОСТ 13755-75
Коефіцієнт зміщення	x	0
Ступінь точності		7-7-7-B
Постійна харда	S _c	ГОСТ 1643-81
Висота до постійної харди	h _c	3 14
Дільний діаметр	d	2.99
Діаметр западин	d _a	166
Позначення креслення		156
спряженого зубчатого колеса		08-31.ПМ.16.06.04.001

$\sqrt{Ra\ 12.5}$ (✓)

08-62.МКР.002.04.002				Лист	Масса	Масштаб
Колесо зубчасте						2:1
				Лист	Листов	1
Сталь 20X ГОСТ 4543-71				ВНТУ, ТМ-03		
Ізв. Лист	№ док.ч.	Подп.	Дата	Контроль		
Разраб.	Бабіт М.О.					
Проб.	Поліщук Л.К.					
Т.контр.						
Н.контр.	Поліщук Л.К.					
Утв.	Поліщук Л.К.					

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

		Перв. примен.			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		Формат	Зона	Поз.					
Справ. №		A1			08-62.МКР.002.02.000.СК	Складальне креслення			
Подп. и дата Инв. № дубл. Взам. инв. № Подп. и дата Инв. № подл.						<u>Деталі</u>			
			1	08-62.МКР.002.02.001	Гільза	1			
			2	08-62.МКР.002.02.002	Корпус	1			
			3	08-62.МКР.002.02.003	Кришка	1			
			4	08-62.МКР.002.02.004	Стакан	1			
			5	08-62.МКР.002.02.005	Фланець	1			
			6	08-62.МКР.002.02.006	Фланець	1			
			7	08-62.МКР.002.02.007	Фланець	1			
			8	08-62.МКР.002.02.008	Шнек	1			
			9	08-62.МКР.002.02.009	Вал	1			
			10	08-62.МКР.002.02.010	Вал	1			
			11	08-62.МКР.002.02.011	Опора	1			
			12	08-62.МКР.002.02.012	Кришка	1			
			13	08-62.МКР.002.02.013	Матриця	1			
			14	08-62.МКР.002.02.014	Ніж	16			
			15	08-62.МКР.002.02.015	Шайба	1			
			16	08-62.МКР.002.02.016	Шайба	1			
			17	08-62.МКР.002.02.017	Штуцер	1			
			18	08-62.МКР.002.02.018	Штопор	1			
	19	08-62.МКР.002.02.019	Прокладка	1					
	20	08-62.МКР.002.02.020	Прокладка	1					
Подп. и дата Инв. № подл.						08-62.МКР.002.02.000			
		Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит. Лист Листов 1 2 стр.1ГМ-23м ВНТУ			
		Разраб.	Бабій М.О.						
		Проб.	Поліщук ЛК						
Н.контр.	Поліщук Л.К.								
Утв.	Поліщук Л.К.			Копировал Формат A4					

Транспортний екструдер
з вакуумним бункером

Лит. Лист Листов
1 2
стр.1ГМ-23м
ВНТУ

Копировал

Формат A4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Стандартні вироби</u>		
		25		Підшипник 7000805		
				ГОСТ 8338-75	1	
		26		Підшипник 436205		
				ГОСТ 832-78	1	
		27		Підшипник 8205		
				ГОСТ 7872-89	1	
		28		Підшипник 1000903		
				ГОСТ 8338-75	2	
				Болти ГОСТ 7808-80		
		30		M8×20-8g×5,8	5	
		31		M8×6-8g×5,8	1	
		32		M6×20-8g×5,8	12	
		34		Гайка M6-6H0,5		
				ГОСТ 5915-70	12	
				Шайби ГОСТ 6402-70		
		36		8.65Г.029	5	
		37		6.65Г.029	12	
		38		Кільце пружне 17		
				ГОСТ 13942-68	1	
				Кільця ГОСТ 6418-68		
		39		СТ25-34-3	1	
		40		СТ52-48-3	1	
		41		СТ26-20-3	1	
		42		Манжета 11-34×52×8		
				ГОСТ 8752-79	1	
		43		Прес-масльонка II Б		
				ГОСТ 19853-84	1	
Инв. № подл.	08-62.МКР.002.02.000					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	
					2	
Копировав					Формат А4	

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документація</u>		
		A1			08-62.МКР.002.03.000СК	Складальне креслення		
						<u>Деталі</u>		
Справ. №			1		08-62.МКР.002.03.001	Втулка	1	
			2		08-62.МКР.002.03.002	Втулка	1	
			3		08-62.МКР.002.03.003	Шків ведучий	1	
			4		08-62.МКР.002.03.004	Шків ведений	1	
			5		08-62.МКР.002.03.005	Палець	1	
			6		08-62.МКР.002.03.006	Прижим	1	
			7		08-62.МКР.002.03.007	Втулка	1	
			8		08-62.МКР.002.03.008	Опора	1	
			9		08-62.МКР.002.03.009	Вал	1	
			10		08-62.МКР.002.03.010	Кожух	1	
			11		08-62.МКР.002.03.011	Шайба	1	
			12		08-62.МКР.002.03.012	Ролик	1	
			13		08-62.МКР.002.03.013	Втулка	1	
			14		08-62.МКР.002.03.014	Пружина	1	
Підп. и дата								
Инв. № дубл.								
Взам. инв. №								
Подп. и дата								
Инв. № подл.								
					08-62.МКР.002.03.000			
Изм./Лист					№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.					Бабій М.О.			
Проб.					Поліщук Л.К.			
Н.контр.					Поліщук Л.К.			
Утв.					Поліщук Л.К.			
Варіатор						Лит. Лист Листов		
складальне креслення						ст.гр.1ГМ-23м		
						ВНТУ		

Копіював
Формат А4

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			08-62МКР.002.04.00 СК	Складальне креслення		
				<u>Деталі</u>		
		1	08-62МКР.002.04.001	Вал	1	
		2	08-62МКР.002.04.002	Вал-шестерня	1	
		3	08-62МКР.002.04.003	Вал-шестерня	1	
		4	08-62МКР.002.04.004	Віддушина	2	
		5	08-62МКР.002.04.005	Диск масловідбивний	1	
		6	08-62МКР.002.04.006	Диск масловідбивний	1	
		7	08-62МКР.002.04.007	Диск масловідбивний	1	
		8	08-62МКР.002.04.008	Диск масловідбивний	1	
		9	08-62МКР.002.04.009	Диск масловідбивний	2	
		10	08-62МКР.002.04.010	Колесо зубчате	1	
		11	08-62МКР.002.04.011	Колесо зубчате	1	
		12	08-62МКР.002.04.012	Корпус редуктор	1	
		13	08-62МКР.002.04.013	Кришка редуктора	1	
		14	08-62МКР.002.04.014	Кришка	1	
		15	08-62МКР.002.04.015	Кришка	1	
		16	08-62МКР.002.04.016	Кришка	1	
		17	08-62МКР.002.04.017	Кришка	1	
					08-62МКР.002.04.000	
Зм.	Арк.	№ док-м.	Підп.	Дата	Редуктор циліндричний одноступінчастий трьохпоточний	
Виконав		Бабій М.О.				
Перевірив		Поліщук Л.К.				
Н. контр.		Поліщук Л.К.			ВНТУ, гр.ІГМ-23м	
Затв.		Поліщук Л.К.				
					Літ	Аркуш
						1
						3

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
		18	08-62МКР.002.04.018	Кришка	1	
		19	08-62МКР.002.04.019	Кришка	1	
		21	08-62МКР.002.04.021	Лук	2	
		22	08-62МКР.002.04.022	Прокладка регулююча	3	
		23	08-62МКР.002.04.023	Прокладка регулююча	3	
		24	08-62МКР.002.04.024	Прокладка регулююча	3	
		25	08-62МКР.002.04.025	Прокладка регулююча	3	
		26	08-62МКР.002.04.026	Прокладка регулююча	3	
		27	08-62МКР.002.04.027	Прокладка	1	
		28	08-62МКР.002.04.028	Прокладка	1	
		29	08-62МКР.002.04.029	Прокладка	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		34		Головка М12×1,25		
				ГОСТ 12202-80	1	
				Болти ГОСТ 7808-70		
		35		М6-8g×20.58	8	
		36		М8-8g×40.58	36	
		37		М12-8g×50.58	4	
		38		М12-8g×120.58	8	
		39		Гайка М12-7H56		
				ГОСТ 5916-70	12	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

08-62МКР.002.04.000		Арх. 2
---------------------	--	-----------

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				Шайби ГОСТ 6402-80		
		41		6 65Г	8	
		42		8 65Г	36	
		43		12 65Г	12	
				Підшипники ГОСТ 333-79		
		44		7208	1	
		45		7306	1	
		46		7309	1	
		47		7210	1	
		48		7310	1	
		49		7312	1	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		50		14×9×70	1	
		51		18×11×100	1	
		52		Штифт 8×35		
				ГОСТ 3129-79	2	
				Манжети ГОСТ 8752-79		
		53		1-40×58	1	
		54		1-60×82	1	
		55		Масловказівник		
				ГОСТ 11581-75	1	
		56		Маслянка 3.11Ц10		
				ГОСТ 19853-74	1	
						Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	08-62МКР.002.04.000	

Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

3

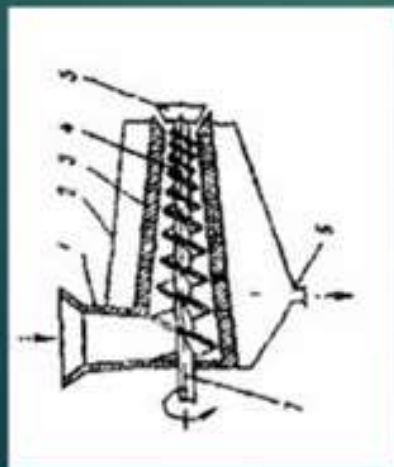


Рисунок 2.1 – Шнековий прес неперервної дії

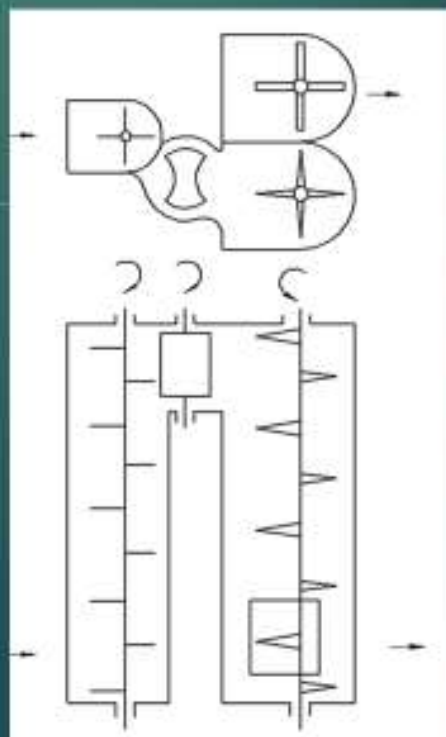


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема транспортного пристрою у вигляді «застіжки»

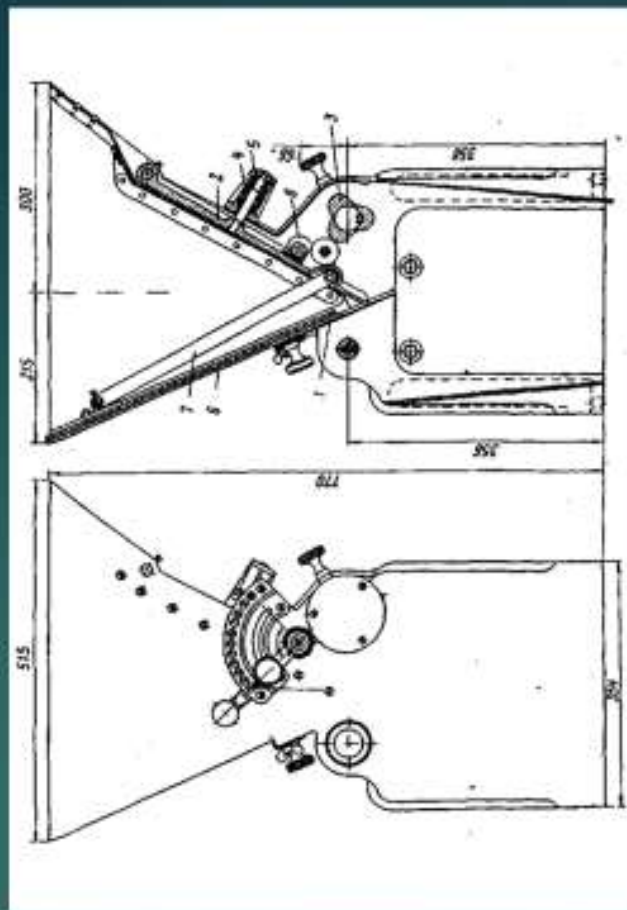


Рисунок 2.3 - Вібраційний дозатор борошна

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ (ПРОДОВЖЕННЯ)

4

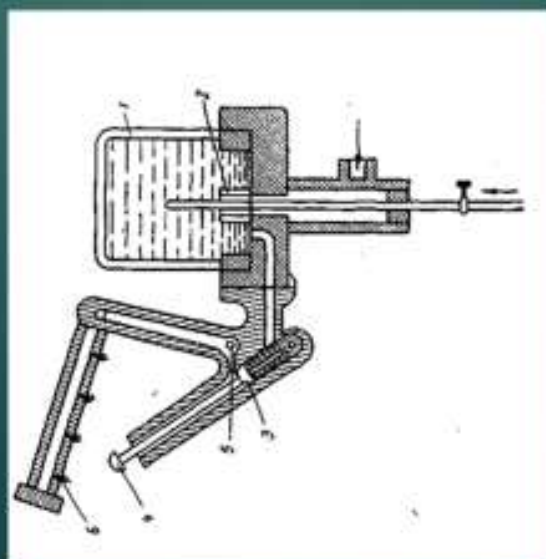


Рисунок 2.4 - Дозатор води

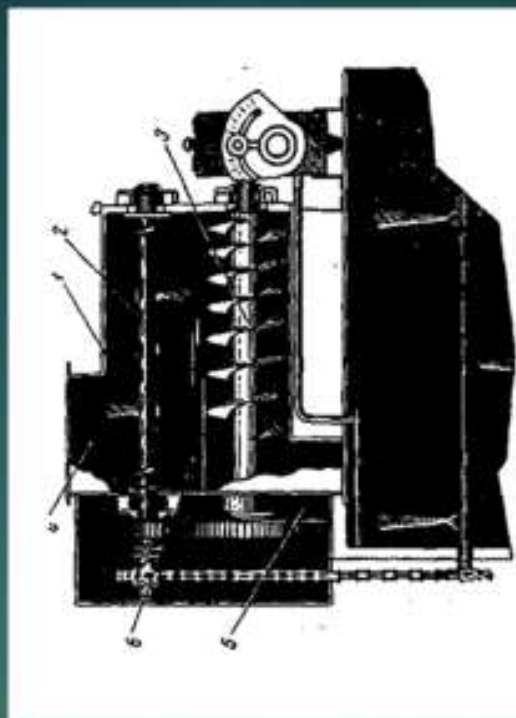


Рисунок 2.5 - Шнековий дозатор борошна

Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ТРАНСПОРТНО-
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. (Розробка транспортно-завантажувального пристрою.)»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 92% Схожість 8%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення с недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

(підпис)

Шенфельд В. Й.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи

(підпис)

Бабій М. О.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Поліщук Л. К.

(прізвище, ініціали)