

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 головного приводу екструдера

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

Олег АТАМАНЧУК

(прізвище та ініціали)

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

Леонід ПОЛІЩУК

(прізвище та ініціали)

« 12 » _____ 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)

« 13 » _____ 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.

« 18 » вересня 2024р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Атаманчуку Олегу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка головного приводу екструдера», 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: 12.12.2024.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Склад вузла: електродвигун, пасова передача, редуктор, основний екструдер з приводом ножа; 2. Потужність привода – 3 кВт; 3. Частота обертання вихідної ланки – 90 об/хв; 4. Номінальний тиск в передматричній порожнині – max 15.0 МПа.

4. Зміст текстової частини: вступ; постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи; аналіз відомих технологічних та технічних рішень; розрахунково-конструкторський розділ; економічний розділ; висновки.

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

5.1. Складальне креслення вузла головного привода – 3 Листа Ф. А1;

5.2. Двоступінчастий циліндричний редуктор – 1 Лист Ф. А1;

5.3. Камера основного екструдера – 1 Лист Ф. А1;

5.4. Аналіз існуючих схем головного привода пресувальних пристроїв – 1 Лист Ф. А1;

5.5. Складальне креслення привода ножа – 1 Лист Ф. А3;

5.6. Робочі креслення деталей – 1 Лист Ф. А1;

1.7. Робоче креслення заготовки – 1 Лист Ф. А2.

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. д.т.н., професор	19.09.2024 <i>Л. Поліщук</i>	02.12.2024 <i>Л. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	16.10.2024 <i>О. Ратушняк</i>	04.12.2024 <i>О. Ратушняк</i>

7. Дата видачі завдання 18.09.24

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Прізвище
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 пристрою пресування та приводу екструдера	07.11.2024-24.11.2024	<i>Л. Поліщук</i>
7.	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

(підпис)

Атаманчук О.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК641.5.06:643(075)

Атаманчук О.О. Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка головного приводу екструдера. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2024. 144 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 24 назв; рис.: 16; табл. 12.

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

Запропоновано удосконалену конструкцію головного приводу екструдера вакуумного пресу.

Проаналізовано методику розрахунків пресів та пристрою пресування, на основі яких сформовані вихідні дані для розрахунку основних елементів головного приводу екструдера вакуумного преса.

Виконано кінематичний та силовий розрахунки головного приводу екструдера, за результатами яких проведено розрахунок клинопасової передачі, проєктні та перевірочні розрахунки циліндричних косозубих передач, розрахунок валів, вибір підшипників, розрахунок рами та фундаментних болтів.

Розроблено компоновку головного приводу екструдера для преса, призначеного для виробництва макаронних виробів.

Графічна частина складається з 9 креслень, ілюстративна – з 1 плакату.

Ключові слова: вакуумний прес, головний привід, екструдер, проєктні та перевірочні розрахунки.

ABSTRACT

Atamanchuk O.O. Development of a vacuum press design for food production. Development of the main drive of the extruder. Master's qualification work in the specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 144 p.

In Ukrainian. Bibliography: 24 titles; Fig.: 16; Table. 12.

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.

An improved design of the main drive of the extruder of the vacuum press is proposed.

The method of calculating the presses and the pressing device is analyzed, on the basis of which the initial data for calculating the main elements of the main drive of the extruder of the vacuum press are formed.

Kinematic and power calculations of the main drive of the extruder were performed, based on the results of which the calculation of the V-belt transmission, design and verification calculations of cylindrical helical gears, shaft calculation, selection of bearings, calculation of the frame and foundation bolts were performed.

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

The graphic part consists of 9 drawings, the illustrative part consists of 1 poster.

Keywords: vacuum press, main drive, extruder, design and verification calculations.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ 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.....	12
1.6 Доцільність розробки.....	13
2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ	16
2.1 Аналіз конструкцій обладнання для виготовлення макаронних виробів.....	16
2.2 Аналіз існуючих технологій виготовлення макаронних виробів.....	27
2.3 Висновки до розділу 2.....	30
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	31
3.1 Розрахунок пресів.....	31
3.2 Розрахунок пристрою пресування.....	42
3.3 Розрахунок приводу екструдера.....	48
3.4 Розрахунок передач.....	51
3.5 Конструкція вузла головного приводу екструдера.....	120
3.6 Висновки до третього розділу.....	121
4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	122
4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	122
4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	128
4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	136

					08-62.МКР.001.00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. Розробка головного приводу екструдера	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Атаманчук О.О.					6	173
Перевір.		Поліщук Л.К.						
Реценз.								
Н. Контр.		Поліщук Л.К.						
Затверд.		Поліщук Л.К.				ВНТУ, гр. ІГМ-23М		

4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності..	137
4.5 Висновки до економічного розділу.....	140
ВИСНОВКИ.....	141
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	142
Додаток А (обов’язковий). Технічне завдання.....	145
Додаток Б (обов’язковий). Графічна частина.....	150
Додаток В(обов’язковий). Специфікації	162
Додаток Г(обов’язковий). Ілюстративна частина.....	170
Додаток Д(обов’язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	172

					08-62.МКР.001.00.000 ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Останнім часом усі галузі народного господарства в умовах повномасштабної війни зорієнтовані на вирішення економічних задач щодо підтримки економічної безпеки країни. Зокрема, це стосується харчової промисловості, головною задачею якої є забезпечення високої продуктивності та рентабельності виробництва. В умовах ринкової економіки та жорсткої конкуренції, суттєве значення мають засоби виробництва, що наділені високими техніко-економічними показниками.

Макаронні вироби завжди, особливо в час перебування країни у стані війни, користуються великим попитом. Для їх виробництва використовуються спеціальні комплекси машин, основною складовою яких є пресове обладнання.

Існує багато конструкцій макаронних пресів, однак вони не досить досконалі і мають ряд недоліків. Головним їх недоліком є незахищеність головного вузла від абразивного середовища, яким являється сировина для виготовлення макаронної продукції.

Ніж преса не має постійного контакту з матрицею, де формується продукція, не має можливості зміни кута нахилу, в залежності від виду продукції.

Матеріали, з яких виготовляються основні робочі вузли, з якими контактує продукція також потребують корекції.

Тому розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів, зокрема, розробка головного приводу екструдера є актуальною задачею.

Метою роботи є підвищення техніко-економічних показників, зокрема, енергомісткості та металомісткості, за рахунок застосування ефективного приводу головного руху вакуумного пресу для виробництва харчових продуктів.

					08-62.МКР.001.00.000.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 аналітичні дослідження щодо пошуку технічного рішення раціональної схеми головного привода екструдера;
- виконати проектні та перевірочні розрахунки основних вузлів пристрою приводу та розробити складальні креслення цієї конструкції;
- виконати необхідні економічні дослідження та розрахунки для підтвердження доцільності розроблення та впровадження у виробництво приводу головного руху вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів.

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

Предмет дослідження – головний привод екструдера вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів.

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

Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямки створення та технічні рішення нової конструкції головного приводу екструдера вакуумного преса для виготовлення макаронних виробів;
- розроблено нові схемні рішення для головного приводу екструдера.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ 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 такого пристрою є привод головного екструдера. Основні проблеми, що пов'язані з його експлуатацією стосуються зменшення коефіцієнта тертя між сировиною та стінкою екструдера, його габаритними розмірами, а також споживаною потужністю. 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 головного екструдера містить електродвигун, редуктор, клинопасову передачу, муфти та, безпосередньо, екструдер. Діаметр шнека

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

екструдера становить 80 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 головного екструдера вакуумного преса, за умови однакового використання складових кінематичної схеми та однакової продуктивності, циліндр головного екструдера виготовлено з бронзи діаметром 75 мм. 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 головного екструдера з корпусом з нержавіючої сталі	Нова розробка, привод головного екструдера з корпусом з бронзи
Тип приводу	електричний	електричний
Потужність електродвигуна, кВт	4	3
Частота обертів вала двигуна, об/хв.	1430	1435
Продуктивність, кг/год	100...150	100...150

Продовження таблиці 1.1

Кількість вузлів привода	5	5
Діаметр циліндра екструдера, мм	80	75
Матеріал циліндра екструдера	нержавіюча сталь	бронза

1.4 Опис нової конструкції та її переваги

Привод головного екструдера вакуумного пресу, що проектується, складається з таких основних вузлів: електродвигуна, потужністю 3 кВт; двохступінчастого редуктора з передавальним відношенням – 20; клинопасовою передачею з кількістю пасів – 3; компенсувальних муфт типу МУВП; головного екструдера.

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

Привод працює таким чином.

Від вала електродвигуна через клинопасову передачу обертальний рух передається на вхідний вал двохступінчастого редуктора. З тихохідного валу редуктора, через компенсувальну муфту, приводиться в обертальний рух шнек головного екструдера. Підготовлена в бункері суміш поступає в приймальну камеру циліндра екструдера і шнеком переміщується під тиском до матриці, яка формує задану конфігурацію виробу.

1.5 Технічні вимоги до нової конструкції

Необхідно забезпечити надійність роботи конструкції привода головного екструдера протягом 10000 год. Вузли повинні бути

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

швидкоземними та відповідати вимогам до розділу «Безпека життєдіяльності».

1.6 Доцільність розробки

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки привода головного 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.; $S_a = 8400$

M_a - маса аналога, кг; $M_a = 183$

M_n - маса нової техніки, кг; $M_n = 170$

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

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

$$S_a^1 = 8400 / 183 = 45,9 \text{ грн/кг};$$

$$S = 45,9 \cdot 170 \cdot 1 = 7803 \text{ грн};$$

1.6.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: В - коефіцієнт, який урахує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $V=1,2...2,0$;

А - коефіцієнт, який урахує 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.;

Ц - ціна реалізації нової розробки.

$$K=1,5 \cdot 2 \cdot 7803=23410 \text{ грн.}$$

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 Е за рік розраховується за формулою:

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

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

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

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

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

$$E = 0,3 \cdot 2 \cdot 7803 \cdot 0,1 = 468 \text{ грн/рік;}$$

1.6.4 Розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

а) для аналога: $\frac{K_1}{Q_1} = \frac{25200}{80} = 315 \text{ грн/мм}$

б) для нового варіанта: $\frac{K_2}{Q_2} = \frac{23410}{75} = 312 \text{ грн/мм}$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

а) для аналога: $\frac{E_1}{Q_1} = \frac{504}{80} = 6,3 \text{ грн/рік} \cdot \text{мм}$

б) для нового варіанта: $\frac{E_2}{Q_2} = \frac{468}{75} = 6,24 \text{ грн/рік} \cdot \text{мм}$

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 дипломного проекту.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

2.1 Аналіз конструкцій обладнання для виготовлення макаронних виробів

Для макаронних підприємств середньої і невеликої потужності випущений одношнековий прес-автомат ГМП-1А (рис. 2.1). Пресс складається з литої рами, що лежить на двох тумбах-опорах 13. В рамі змонтована коробка шестеренного перебору привода преса і циліндр пресуючого шнека 5. На рамі встановлений тістозмішувач 3 з дозатором борошна 1 і дозатором води 2. Привод преса ГМП-1 А простий. Від електродвигуна 14 шістьма клиновими пасами приводиться в рух шків преса 12. На валу зі шківом сидить шестерня з 16 зубами, що через шестерню з 80 зубами надає руху валу шнека 17. Від шестерні вала шнека через шестерню 11 приводиться в дію тістозмішувач.

Тістозмішувач однокоритний довжиною 1535 мм. Тістомісильний вал з 11 пальцями, 5 лопатами, з одним шестипальцевим живильником обертається зі швидкістю 65 об/хв.

На вихідному отворі тістозмішувача є заслінка для регулювання кількості тіста, що подається в одноходовий шнек, що пресує, зовнішній діаметр якого 110 мм, внутрішній 55 мм і крок 100 мм, швидкість обертання 32 об/хв. Шнек поміщений в бронзовий стакан, що має спіральні пази з кроком 55 мм для запобігання повертання тіста.

Параметри шнека значно впливають на якість продукції і продуктивність преса. Максимальна продуктивність преса при гарній якості формуємих виробів спостерігається при відношенні величини кроку до зовнішнього діаметру шнека, що пресує, в межах 0,75—0,85. Продуктивність шнекового преса залежить також від величини зазору між пером шнека і

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гільзою. При роботі преса шнеки стираються, зазор збільшується і продуктивність преса знижується. В такому випадку треба проточити гільзу і наварити перо шнека. Навколо циліндра шнека є сорочка для водяного охолодження.

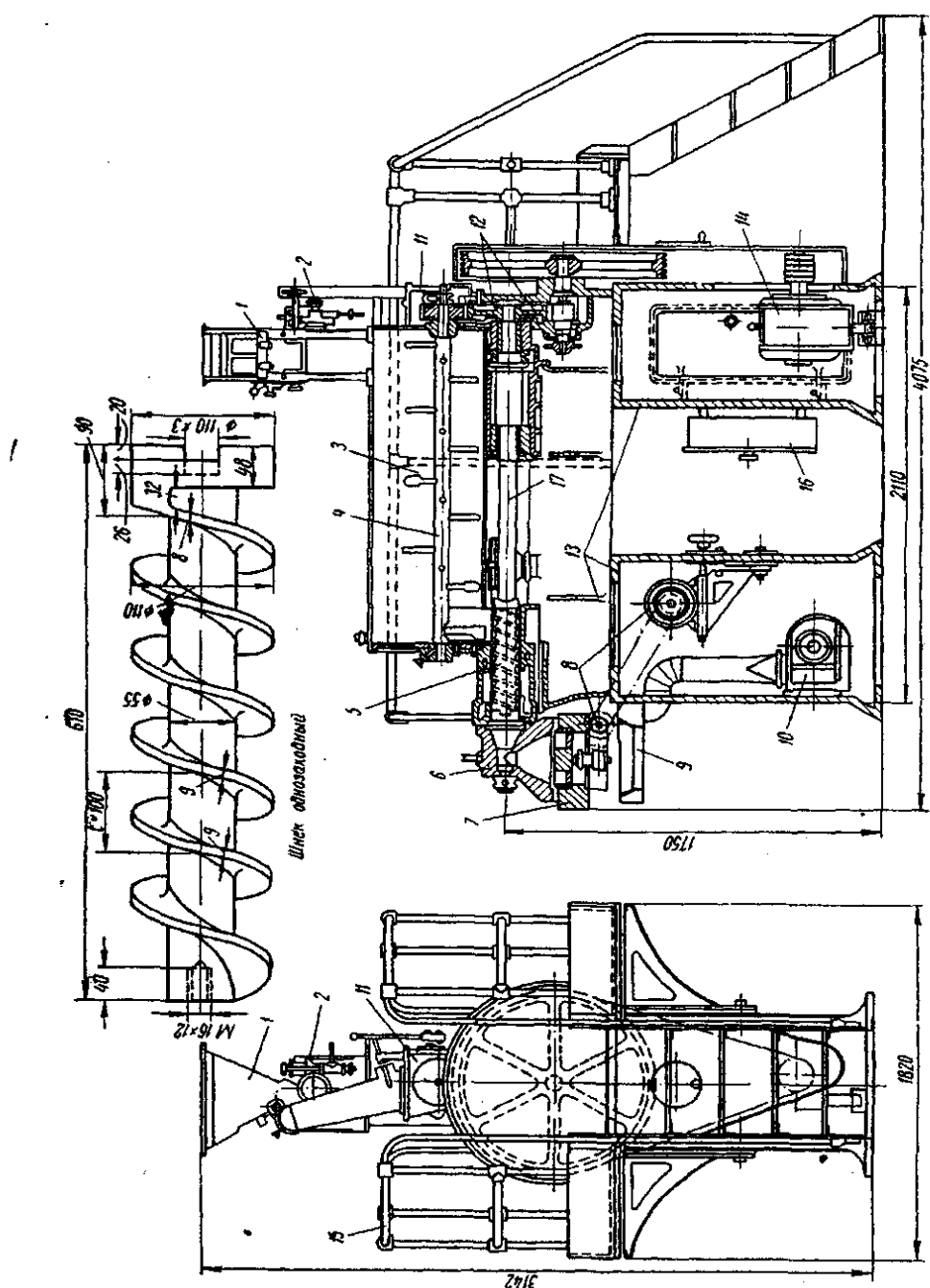


Рисунок 2.1 - Горизонтальний макаронний прес ГМП-1А

Форма головки, що пресує, зовні циліндрична, всередині

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ		Арк.
							17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

куполоподібна.

Вся головка кріпиться до рами двома гвинтами і при виїмці шнека може бути відведена вбік. До головки на двох домкратних гвинтах підвішений матрицетримач 7 з гніздом діаметром 300 мм під матрицю діаметром 298 мм. Для виготовлення короткорізаних виробів прес оснащений спеціальним механізмом, що ріже, 8, електродвигун якого розташований всередині станини. Привод здійснюється клиноподібним ременем. Випресовані вироби обдуваються повітрям через кільце 9 вентилятором 10, що обертається зі швидкістю 2835 об/хв. Він встановлений всередині станини.

В головці преса, що пресує, для спостереження за виникаючим при роботі тиском пресування встановлений манометр. При установці манометрів трубку, що підводить до манометра, заповнюють густою олією (солідолом).

Хоча до переваг такої конструкції головного привода розглянутого преса є те, що видалення повітря здійснюється безпосередньо з бункера, в якому знаходиться борошно, але це технічно складно досягти.

Шнековий макаронний прес ЛПЛ-2М (рис. 2.2) комплектується вакуумним насосом.

Головний привод складається з редуктора 2, електродвигуна 16 і клинопасової передачі з восьми ременів. Електродвигун марки АО 2-62-4 встановлений на плиті, прикріпленої до корпусу редуктора. Його потужність 17 кВт, частота обертання вала 1450 об/хв.

Технологічними вузлами преса є дозатор 5, тісто-змішувач 4 з валом 6, пресуючий пристрій, що складається зі шнека 13, встановленого в циліндр 15, і пресова головка 9. Прес поставляється з набором круглих матриць, ріжучим механізмом що прикріплюється до пресової головки, охолоджуючим пристроєм 12, що кріпиться до станини преса, а також з вакуум-установкою, за допомогою якої створюється розрідження у вакуумній камері 14 шнекового циліндра.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

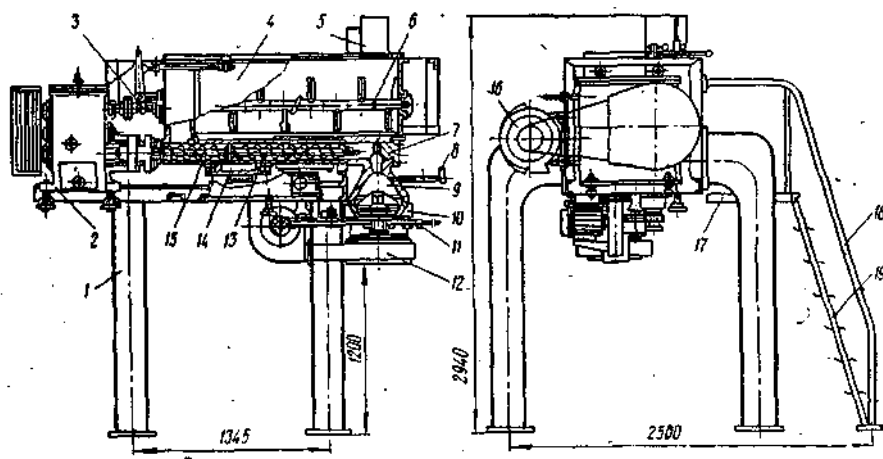


Рисунок 2.2 - Шнековий макаронний прес ЛПЛ-2М

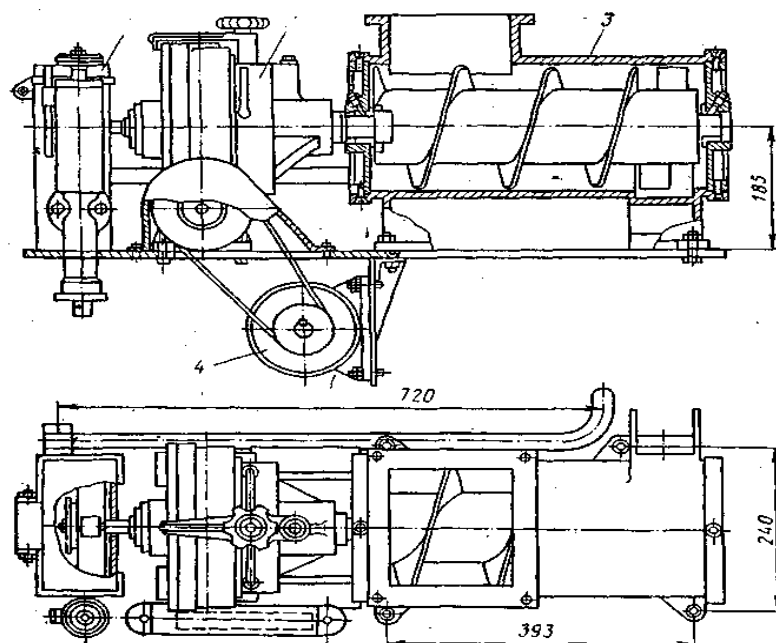


Рисунок 2.3 - Дозатор муки і води преса ЛПЛ-2М

Станина 1 являє собою зварений каркас на чотирьох опорах, до яких кріпиться площадка 17 для обслуговування преса з поручнями 18 і сходами 19. Головний привод і технологічні вузли монтуються до станини.

Дозатор борошна і води (рис 2.3). Кріпиться на кориті тісто змішувача. Складається зі шнекового дозатора 3 борошна, черпакового дозатора 1 води, індивідуального електродвигуна 4 і редуктора 2 привода.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк. 19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

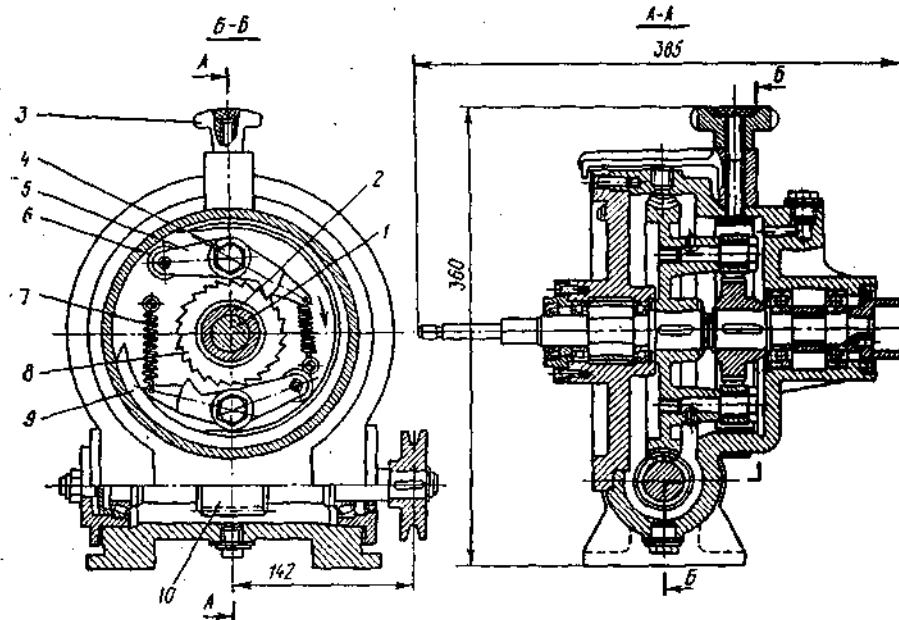


Рисунок 2.4 - Редуктор привода дозатора борошна і води преса ЛПЛ-2М

Електродвигун марки АОЛ-2 потужністю 0,6 кВт з частотою обертання вала 1350 об/хв зв'язаний з редуктором клинопасовою передачею. Крім того, він зв'язаний електроблокуванням з електродвигуном головного привода: при перевантаженні останній дозатор автоматично виключається. Конструкція редуктора забезпечує переривчасте обертання шнека дозатора борошна при безупинному обертанні барабана дозатора води.

Редуктор (рис. 2.4) складається з черв'ячної передачі 10 і храповика 8. Редуктор має два вихідних вали. На вал 1 насаджене черв'ячне колесо, яке обертається безупинно з постійною частотою. Вал 1 надає обертового руху барабану дозатора води. На вал 2 насаджений храповик. Вал 2 приводить в обертання шнек дозатора борошна, що робить переривчастий рух. Обертання храповика здійснюється за допомогою двох собачок (двоплечових важелів) 5. Кожна собачка встановлена на осі 4, вкрученою в бобишку, що знаходиться на черв'ячному колесі. Бобишки з віссю для однієї собачки розташовані одна стосовно іншої діаметрально протилежно. На одному кінці двухплечового важеля (собачки) знаходиться ролик 6, на іншому — отвір для закріплення пружини 7, що забезпечує зчеплення собачки з храповиком 8.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частота обертання вала шнека регулюється рукояткою 3 з прикріпленою до неї серповидною доріжкою 9, на яку по черзі наочуються ролики собачок. При русі ролика по доріжці собачка роз'єднана з храповиком. Поворот рукоятки вліво збільшує шлях собачки, пройдений у зачепленому положенні, отже, збільшує кут повороту храповика і шнека. При повороті вправо кут повороту храповика і шнека зменшується. Частота обертання шнека дозатора муки від 3,8 до 11,5 об/хв.

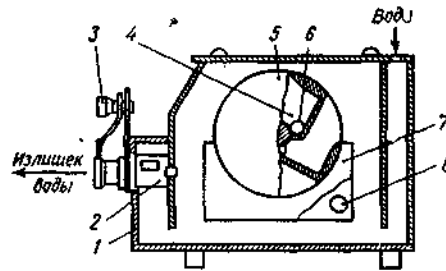


Рисунок 2.5 - Схема черпакового дозатора води преса ЛПЛ-2М

Черпаковий дозатор води (рис. 2.5) являє собою бачок 1, всередині якого обертається барабан 5 з чотирма кишнями 4. Кожна кишня при обертанні барабана зачерпує визначену кількість води, що при подальшому його повороті через подовжні отвори 6 вода зливається у відсік 7 бачка. Звідси через отвір 8 вода по гнучкому шлангу надходить у тісто змішувач преса.

Кількість води, що зачерпується кишнями, залежить від рівня її в бачку. Рівень води встановлюють рукояткою 3 регулятора, що являє собою стакан 2 з вирізаним у ньому віконцем. При повороті стакану віконце розташовується на визначеному рівні, що і буде рівнем води в бачку. Надлишок води виливається через віконце склянки в зливальну магістраль.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тістозмішувач являє собою корито з нержавіючої сталі, всередині якого обертається вал 6 з закріпленими на ньому пальцями з лопатками. Довжина корита 1500 мм, ширина 380 мм, висота 520 мм. На кінці вала біля торцевої стінки корита, що примикається до вихідного отвору, закріплений ніж для очищення стінки від тіста, що налипає. В протилежному кінці корита, в днищі його, розташований вихідний отвір для переходу тіста в пристрій, що пресує. Отвір має засувку, що відкривається і закривається вручну за допомогою гвинта з маховиком, що дозволяє регулювати кількість подаваного в шнековий циліндр тіста. Для забезпечення безупинного виходу тіста над вихідним отвором корита на валу укріплений штовхальник.

Корито закривається ґратчастою кришкою, що має блокування з муфтою 8 вала тістозмішувача: відкрити кришку можна тільки після вимикання електродвигуна чи привода роз'єднання муфти, тобто після зупинки обертання вала.

Обертання вала тістозмішувача здійснюється від верхнього вала редуктора 2 головного приводу.

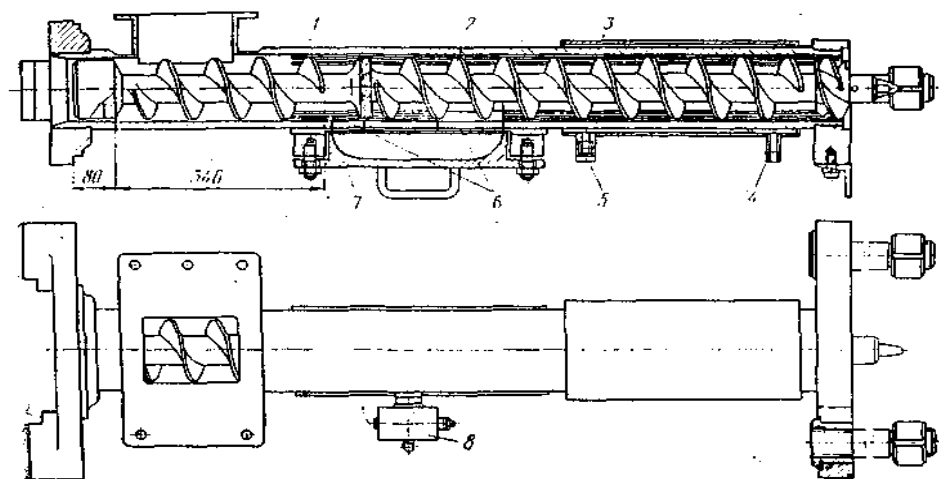


Рисунок 2.6 - Пристрій преса ЛПЛ-2М

Пристрій пресування (рис. 2.6) являє собою циліндричну трубу 1 (шнековий циліндр), всередині якої знаходиться шнек, що пресує, 2.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк. 22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній діаметр труби 120 мм. В середній частині циліндра є вакуумна камера, утворена перепускними отворами 6 в корпусі циліндра і кришкою пригвинчується до нього болтами 7. До камери кріпиться вакуум-клапан 8, через який з неї за допомогою вакуум-насоса відсмоктується повітря. Наприкінці циліндра встановлена водяна сорочка 3 зі штуцерами 4 і 5 для введення і виводу води. На внутрішній поверхні шнекового циліндра зроблені подовжні канавки, що зменшують провертання тіста при обертанні шнека. Шнек преса однозаходний, з кроком 100 мм, із трьохзаходною ланкою на кінці. В середній частині шнек має розрив гвинтової лопати, в яку вбудована шайба, що забезпечує рух тіста по вакуумній камері. Обертання шнека здійснюється від нижнього вала редуктора головного привода преса.

Пресова головка 9 призначена для установки круглих матриць, являє собою литу конструкцію куполоподібної форми. Її кріплять фланцем до фланця шнекового циліндра болтами. Знизу до неї за допомогою двох домкратів 11 прикріплюють матрицетримач 10 з матрицею. Домкрати дозволяють притискати матрицетримач знизу до головки або опускати його для зміни матриці. Гвинт одного з домкратів є віссю, навколо якої у віджатому положенні може бути повернутий матрицетримач для закладання чи виймання матриць і колосників. На торцевій верхній частині головки є отвір, що закривається пробкою 7 з фланцем. Через цей отвір виймають шнек, з циліндра, не знімаючи пресової головки. З торця в головці преса зроблений отвір для штуцера манометра 8, що ввертають у горизонтальному положенні циферблатом нагору так, щоб пресувальник бачив його з площадки для обслуговування.

Основним недоліком розглянутої конструкції є те, що видалення повітря із сировини здійснюється безпосередньо із зони головного екструдера, що є неефективним.

Шнековий макаронний прес BBR-140/4, що входить до складу автоматизованої потокової лінії фірми «Бассано», складається з наступних основних вузлів (мал. 2.7): дозатора борошна і води 1, відцентрового

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

мукозволожувача 2, двох корит 3 і 4 тістозмішувача, чотирьох пристроїв, що пресують, 5 з тубусами 10 Продуктивність преса до 2000 кг/ч.

Дозатор борошна і води являє собою дві окремі ємності циліндричної форми, встановлені на відцентровому мукозволожувачі. Всередині кожної ємності обертається турбіна з чотирма кишнями. Обертання турбіни дозатора борошна здійснюється від електродвигуна через варіатор. Максимальна частота обертання турбіни 22 об/хв, за кожен оборот вона може подати до 1,8 кг борошна. Обертання турбіни для подачі води здійснюється від іншого електродвигуна, частота обертання якого регулюється храповим механізмом від того ж варіатора, що і для борошна. Це дозволяє варіювати пропорцію подачі води стосовно борошна і зберігати це співвідношення при рівномірному надходженні борошна. Максимальна продуктивність подачі води дозатором 600 л/ч.

Для виключення прилипання борошна дозатор виготовлений із хромованої сталі і має всередині поліровану поверхню, армовану тефлоном. Водяна турбіна виготовлена з нержавіючої сталі й армована тефлоном для запобігання осадження на її поверхні шумовиння.

Вакуумний відцентровий мукозволожувач встановлений між дозатором і першим коритом тістозмішувача. В ньому за короткий час досягається рівномірне зволоження борошна. Відцентровий мукозволожувач складається зі сталевोї труби внутрішнім діаметром 233 мм, в якій розташований вал діаметром 100 мм. На валу під кутом 45° до площини, перпендикулярній осі вала, через кожні 40 мм встановлені 26 штампованих лопаток. Для очищення торцевих стінок мукозволожувача від налиплого тіста на кінцях вала встановлені ножі. Вал виготовлений з нержавіючої сталі, а лопатки — із твердої хромованої сталі. Обертання вала з частотою 940 об/хв здійснюється від індивідуального електродвигуна.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

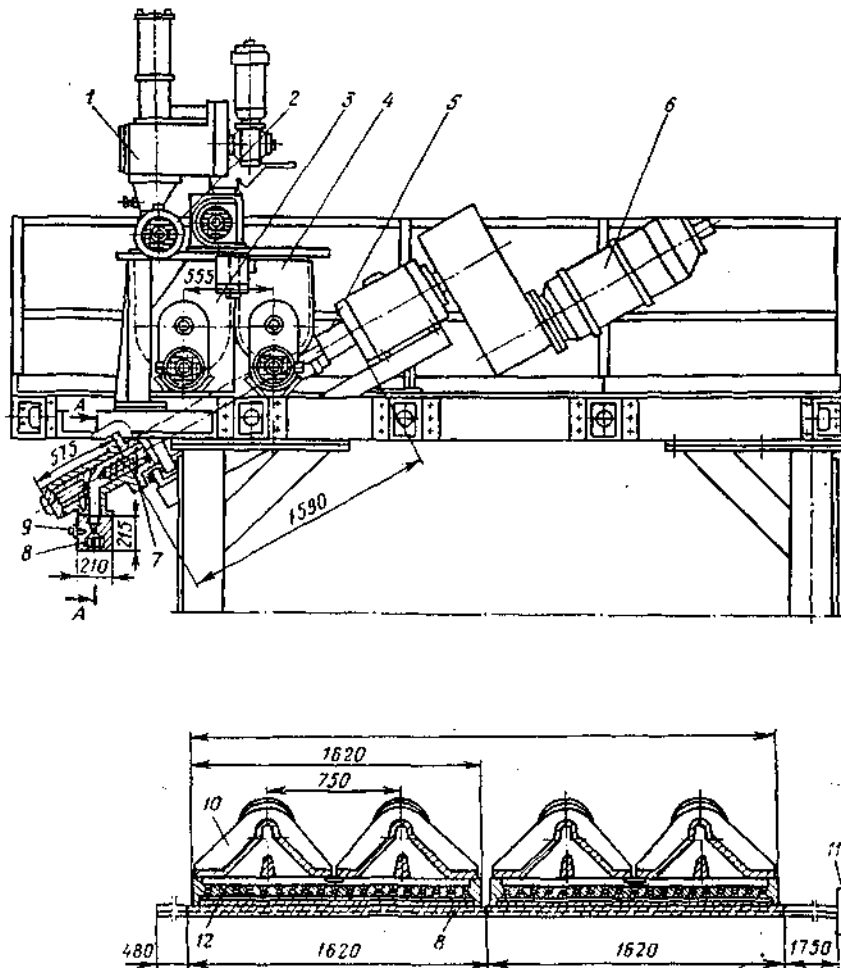


Рис. 2.7 Шнековий макаронний прес ВВК-140/4

З відцентрового мукозволочувача тісто надходить в перше корито тістозмішувача, що працює під розрідженням і призначено для однорідного перемішування борошна і води і запобігання утворення великих грудок тіста. Всередині корита обертається вал діаметром 100 мм, на якому закріплені штамповані місильні лопати з нержавіючої сталі, армовані тефлоном. Обертання вала з частотою 50 об/хв здійснюється від індивідуального електродвигуна через редуктор. В верхній частині корито закрито двома кришками з плексигласу товщиною 40 мм, що обладнані гумовими прокладками для підтримки необхідного розрідження. Кришки мають мікроконтактні блокування безпеки: при відкриванні кришки контакт позмикається і електродвигун відключається. В торцевій частині корита, де знаходиться вал, встановлені пластмасові кільця, що забезпечують необхідну

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк. 25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

герметизацію ємності.

З першого корита тісто через вікно, розташоване наприкінці корита збоку, переходить в друге корито. Тут відбуваються остаточний заміс і розподіл тіста по шнекових каналах. Конструктивно друге корито аналогічне першому, тільки трохи довше. До цього корита приєднаний вакуумний насос, що створює у всій тістомісильній системі розрідження.

Пристрій, що пресує, 5 складається з циліндричної шнекової камери з водяною сорочкою і шнека, що пресує, 7. Шнекові камери розташовані під кутом 30°. Вони виготовлені з нержавіючої сталі і мають на внутрішній поверхні подовжні канавки. Шнеки, що пресують, діаметром 140 мм із кроком витка 80 мм виготовлені з хромованої сталі і зверху покриті шаром тефлону. На кінцях шнеків встановлені трьохзахідні насадки. Обертання шнеків здійснюється від індивідуальних електродвигунів 6 через редуктори і варіатори з передатним відношенням 1:56. Частоту обертання шнеків можна плавно змінювати в межах від 12 до 40 об/хв.

З чотирьох шнекових циліндрів тісто надходить в тубус 10, конструкція якого забезпечує розподіл тіста на двох матриць 8 довжиною по 1620 мм і перетином 100х60 мм, установлених в стик. Регулювання тиску тіста, що надходить в камеру тубуса по всій його довжині, здійснюють гвинтами 9, встановленими в розподільних каналах 12 перед матрицею, що дозволяє трохи вирівняти швидкість пресування по довжині матриці. Тиск тіста при пресуванні досягає 12 мПа, а в момент пуску преса—14 мПа. Якщо тиск тіста перевищує максимально припустиме, то за допомогою електромагнітного манометра двигуни шнеків, що пресують, автоматично відключаються.

Установка і заміна матриць здійснюються за допомогою гідравлічного домкрата 11, що переміщає матриці по двох напрямних тубуса.

Випресоване з двох матриць макаронне пасмо шириною 3000 мм обдувається повітрям від двох вентиляторів, що нагнітають повітря в двох труб з отворами, розташованими по обох сторони матриці.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянутий метод видалення повітря із сировини із проміжного бункера є найбільш ефективним і його покладено в основу розробки головного привода екструдера нової конструкції вакуумного преса, що подається нижче.

2.2 Аналіз існуючих технологій виготовлення макаронних виробів

Перед пуском шнекових макаронних пресів необхідно проробляти наступні підготовчі операції:

- переконатися в наявності змащення й відсутності сторонніх предметів у всіх тертьових частинах;
- заповнити солідолом УС-2 (Л) отвору штуцерів, у які ввертаються манометри,
- змазати солідолом посадкові поверхні запобіжників від зростання тиску пресування;
- перевірити дія й надійність механізмів блокування відкривання кришок корит тістозмішувача;
- закрити магістраль підведення води на охолодження пристроїв, що пресують;
- перевірити роботу редукторів на наявність масла в них, після чого встановити на місце шнеки, що пресують, попередньо змазавши їх маслом (ГОСТ 1129-55)

Пуск преса й порядок роботи на ньому полягають у наступному:

- закривають засувки між тестосмесителем і шнековими камерами;
- включають подачу теплої води в сорочки шнекових камер;
- включають привід тістомісильних корит і дозатора борошна й води (у пресах типу ЛПЛ — головний привід), регулюють дозатори борошна й води потрібним співвідношенні, установлюють необхідну температуру води;

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- продовжують заміс доти, поки тісто не заповнить місильні корита до рівня валів, після чого включають привід шнеків, що пресують (у пресах типу ЛПШ) і відкривають засувку;

- одночасно з пуском приводів тістомісильних корит включається подача теплої води сорочки шнекових камер;

- перевіряють вологість тесту, що вільно виходить із пресових голівок або колектора тубуса, і при необхідності проводять додаткове регулювання дозатора води;

- коли з голівок (або колектора) почне виходити чисте тісто з необхідною вологістю виключають приводи преса, вибирають тісто з матрицедержателів і встановлюють матриці» попередньо змазані рослинним маслом;

- знову включають всі приводи преса, а також обдувочних пристроїв і ріжучих механізмів;

- включають вакуумні установки;

- після того як установиться процес пресування, приблизно через 20 - 30 хв, відключають подачу в сорочки шнекових камер теплої води й включають подачу в них холодної води;

- нормальна робота пресів спостерігається при тиску пристроях, що пресують, пресів ЛПШ 9 - 11 Мпа, пресів ЛПЛ 5, 5 - 6, 0 Мпа, залишковому тиску у вакуумних пристроях 0, 03 - 0, 02 Мпа й температурі охолодної води на виході із сорочок 25 - 35 С; при відхиленні параметрів від зазначених величин необхідно встановити причину й неповідільна усунути її;

- особлива увага необхідно приділяти тиску пресування: якщо воно досягає верхнього припустимої межі, потрібно негайно зупинити прес і з'ясувати причину (найчастіше це спостерігається при роботі з тестом низької вологості або холодним тестом, а також при засміченні каналів матриць);

- при зниженні залишкового тиску у вакуумній камері (вакуумному кориті) до 0,03 МПа перемінити фільтр;

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- під час роботи преса ведуть постійне спостереження за роботою дозатора, температурою води вступник на заміс, постійним рівнем тесту в коритах тестосмесителя, за вологістю й структурою тесту. Якщо тісто погано перемішується, має крупнокомковату структуру, необхідно при зупиненому пресі трохи змінити кут лопаток тістомісильних; корит;

- короточасні зупинки преса не повинні перевищувати 30 хв.

При тривалих зупинках преса необхідно:

- установити в нульове положення ручку храпового варіатора дозатора борошна й води;

- виробити й ретельно видалити залишки тесту з корит до перехідних отворів, змазати внутрішні поверхні корит рослинним маслом;

- зняти матриці, сітки, ґрати й ущільнення, очистити їх зовні від тесту й направити на мийку;

- вибрати тісто із внутрішньої порожнини пресових голівок або колекторів тубусів, а видиму поверхню, що залишилася, тіста змазати рослинним маслом.

При зупинках преса на час понад добу необхідно додатково зняти фланці із пресових голівок або тубусів, витягти шнеки, що пресують, ретельно очистити від тесту всі поверхні, соприкасавшися з ним, до змазати їхнім рослинним маслом.

Основні правила безпечної роботи шнекових пресів полягають у наступному:

- щодня перевіряти справність механізмів блокування: відкривання кришок тістомісильних корит;

- при роботі преса не робити який би те не був ремонт або змащення механізмів, що рухаються, не знімати огороження й деталі, не стосуватися частин, що рухаються;

- прес повинен бути надійно заземлений, всі пускові електроприлад 1й провідка повинні перебувати в справному стані;

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- огляд і ремонт електродвигунів, пускових апаратів і електропроводки повинні вироблятися тільки при виключеному харчуванні;
- площадка для обслуговування з поруччям і сходи повинні мати справні й утримуватися в чистоті.

2.3 Висновки до розділу 2

Проведено аналіз відомих технічних рішень обладнання для виготовлення макаронних виробів, зазначені їх недоліки та встановлено шляхи удосконалення їх конструкцій, які будуть використані в розробленій конструкції головного приводу екструдера вакуумного преса.

Проаналізовано технології виготовлення макаронних виробів, яка буде врахована при розробці нової конструкції головного приводу екструдера вакуумного преса.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО–КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок пресів

Вивчення складних явищ, що відбуваються при переміщенні макаронного тесту в шнековому циліндрі преса, дозволяє створювати раціональні форми шнека й циліндра, що забезпечують більшу продуктивність преса поряд з високою якістю сирих виробів, указувати можливі шляхи поліпшення процесів пресування, створювати методики розрахунку шнекових макаронних пресів. Рух тесту в шнековій камері. При розгляді процесу переміщення й пресування макаронного тесту в шнековій камері прийнято розлучати чотири зони: перша - прийом і транспортування тесту, друга - пресування (ущільнення), третя - переміщення спресованого тесту по витках шнека, четверта - нагнітання спресованого тесту по циліндричному каналі труби шнека й пресової голівки, подача його до матриці й випресовування через її формующие отвору»

Такий поділ варто вважати умовним, н засноване воно на тім, що в різних зонах виконуються операції. Однак ці зони не є розмежуваннями елементами, тому що вони утворюють для тесту єдиний безперервний шлях по межвитковому обсязі шнека й каналу пресової голівки.

Безперервна гвинтова поверхня, утворена витками шнека, при обертанні стикається із частками тесту й робить на них тиск. Тиск передається й сусіднім часткам тесту, які в цей момент не перебувають у безпосереднім зіткненні з поверхнею витків. Частки тесту в першій зоні переміщуються т основному поступальних а від обертового руху вони втримуються силою власної маси. Оскільки ця зона не заповнена тестом площиною й щільно, у ній відсутнє тиск і продукт перемішається» як у звичайному транспортному шнеку для кускового або сипучого матеріалу. Тому процес переміщення в першій зоні характеризується відсутністю тиску, ступенем заповнення тестом обсягу

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						1
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гвинтової порожнини й в основному незмінною об'ємною масою комкообразного й крошкообразного тесту, У цій зоні тестова маса переміщається вільно, частки не зв'язані одна з іншою. Кінцем прийомної зони вважають ту частину шнекової камери, де починаються ущільнення тесту й наростання тиску.

У другій зоні на відміну від першої тестова маса ущільнюється - і ступінь зв'язаності часток збільшується. Спочатку заповнюється вільний міжвитковий обсяг шнека, а потім ущільнення тесту йде внаслідок зменшення проміжків між частками й витиснення з нього значної кількості повітря. При цьому збільшуються число й поверхня контактів між частками тесту. Потім відбувається пластична деформація самих часток, що приводить до зближення внутрішніх поверхонь, злипанню часток один з одним, Після цього настає такий момент коли внаслідок злипання окремих часток у безперервну масу тісто перестає поводитися як сипуче тіло й чинить опір переміщенню як ціле пластичне тіло,

Частки тесту під впливом обертової гвинтової поверхні шнека одержують два рухи; поступальне, уздовж осі шнека, і обертальне, навколо осі шнека. Тому в цій частині шнека процес переміщення характеризується тим, що тестова маса постійно змінює напрямок руху у результаті поверхня її увесь час обновляється, що приведе до більше або менш рівномірного розподілу компонентів, що змішують - борошна й води.

У другій зоні тестова маса добре перемішується, піддається поступовому стиску й максимально ущільнюється. Ущільнення тесту забезпечується ростом його тиску нуля до величини тиску пресування. Тиск тесту виникає тільки тоді, коли воно повністю заповнить весь вільний обсяг порожнини шнека. З ростом тиску тестової маси збільшується й сила зчеплення часток між собою й поверхнями шнека й шнекової камери.

При стиску тестової маси стискується також і повітря, що втримується в ній. Однак внаслідок конструктивних особливостей нагнітаючого шнека

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

основна маса повітря в ньому не стискується, тому що може вільно виходити через безперервний межвитковий обсяг і прийомний отвір у дні корита тестосмесителя.

Процес переміщення тіста в другій зоні шнекової камери можна представити в такий спосіб.

Частки елементарних шарів тістової маси, розташованих між поверхнями шнека й шнекової камери, беруть участь одночасно у двох рухах. Під дією поздовжньої складової сили шнека вони роблять поступальний рух уздовж осі шнека а під дією радіальної складової й у результаті взаємодії сил внутрішнього тертя роблять також і обертовий рух, у такий спосіб» у другій зоні одночасно зі шнеком починає обертатися й тестова маса, вона робить обертально-поступальний рух (замість поступального руху в першій зоні).

У другій зоні тестова маса, сповільнюючи рух, щільно заповнює обсяг гвинтової порожнини шнека. Тісто пресується (ущільнюється), і отже, збільшується його об'ємна маса. У цій зоні крім основної операції пресування шнек шляхом інтенсивного перемішування й проминки тесту під тиском продовжує процес замісу. Одночасний заміс і пресування сприяють переходу тесту в пластичний стан. Процес переміщення й пресування характеризується ще * і тим, що безпосередньо дотичні шари тесту мають різні швидкості, у результаті між ними виникають напруги зрушення. Тому крім ефекту, що перемішує, з'являється ще й внутрішнє тертя, яке приводять до майже повної пластифікації часток.

Процесу переходу тесту в пластичний стан у другій зоні сприяє й те, що зі зростанням тиску на тісто, а отже, і сил тертя між його частками й поверхнями шнека й шнекової камери процес пресування супроводжується розігріванням тестової маси.

Процес переміщення тесту в другій зоні відбувається при наявності тиску, при повнім і щільному заповненні гвинтової порожнини шнека тестовою

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

масою, що наприкінці зони здобуває суцільну однорідну структуру, і при поступовому зростанні об'ємної маси теста.

Тісто, ущільнене в другій зоні, переміщається в третю зону й під дією тиску підтримується в такому стані. Спресована маса, як і в другій зоні, робить обертально-поступальний рух з відносним пошаровим переміщенням часток.

Наприкінці третьої зони (останній виток шнека) спресована маса тіста виходить із гвинтової порожнини шнека й надходить у четверту зону у вигляді закрученого пульсуючого потоку. Виходячи зі шнека з неоднаковою осьовою швидкістю, тісто переборює силу тиску в пресовій голівці, входить у неї й розподіляється по перетині. Плин тіста й у циліндричному каналі пресової голівки відбувається з неоднаковою швидкістю, тому що шари, що прилягають до стінок, рухаються повільніше, ніж шари в центрі. Тому тестова маса при виході зі шнека насамперед попадає в центр потоку. Таким чином, процес плинності тестової маси в каналі пресової голівки внаслідок розходження швидкостей різних шарів відбувається зі зрушенням її елементарних часток відносно один одного, що приводить до підвищення однорідності консистенції тесту.

Тиск у четвертій зоні обумовлено опором формуючих отворів матриці, що, як було сказано вище, визначається площею живого перетину її. При випресовуванні через них форма потоку остаточно змінюється відповідно кількості й формі поперечного переріза отворів.

Обсяг сирих виробів при виході з отворів матриці у зв'язку з різким падінням тиску трохи збільшується в основному внаслідок розширення за рахунок деякої частини пружної деформації.

Форма нагнітаючих шнеків. Конструктивні форми нагнітаючих шнеків і шнекових камер обумовлені діючими зусиллями й траєкторією переміщення елементарних часток тіста в третій і четвертій зонах, тобто в такому місці шнекової камери, де можна припускати цілком визначилася, стійку картину плинності пластичної маси тіста.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Треба насамперед розглянути діючі сили й всі ймовірні умови переміщення для елементарних часток у поряд з поверхнею шнековий циліндр а й поблизу від робочої гвинтової поверхні шнека» виходячи з найпростіших міркувань а фізичної сутності руху маси тіста, що нагнітає шнеком.

Розглянемо спочатку умови переміщення елементарної частки т поверхні, що перебуває поблизу, шнекового циліндра (рис.3.1). Під впливом сил зчеплення між всіма частками маси тесту, що заповнює робочу порожнину шнека цій частці при обертанні шнека буде повідомлятися, по-перше, тангенціальне зусилля T прагнуче перемістити її в напрямки обертання шнека. Тангенціальній силі T повинна бути протипоставлена реакція, напрямку обертання шнека.

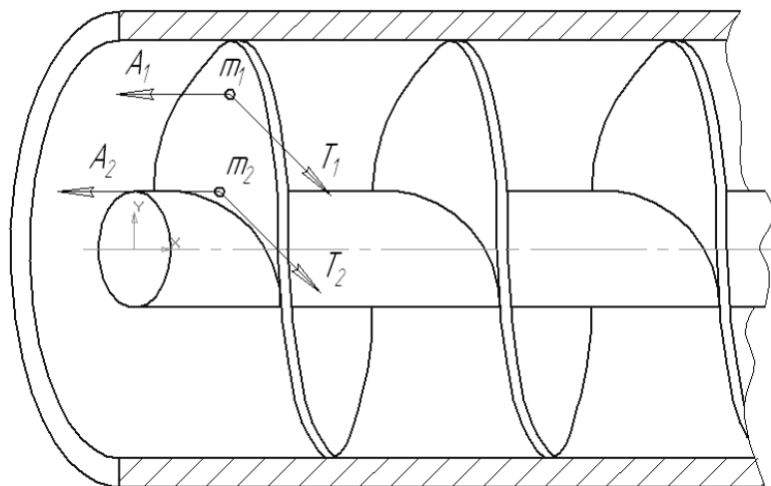


Рисунок 3.1 - Схема сил діючих на частки тіста при обертанні шнека

Разом із гвинтом шнека й не одержить корисного аксіального переміщення до матриці. Реакція створюється завдяки силам зчеплення часток тіста зі стінками шнекового циліндра. Вона впливає на елементарну частку т, прагнучи удержати неї від обертання разом із гвинтовою поверхнею шнека.

Звідси треба перша важлива умова; забезпечуючи нормальну роботу нагнітаючого шнека: для створення тангенціальної реакції, що перешкоджає вільному провертанню всієї маси тіста разом з робочим гвинтом шнека» необхідно, щоб тангенціальна складова сил зчеплення часток тесту з поверхнею шнекового циліндра перевершувала, сили зчеплення часток тесту між собою; при цьому умові нерухомо пов'язаними з поверхнею шнекового циліндра виявляться тільки елементарні частки прикордонного шару тесту.

Наступні елементарні шари й частки будуть пов'язані із прикордонним нерухомим шаром тесту силами взаємного зчеплення. Вони не залишаються абсолютно нерухомими у відносин шнекового циліндра, а будуть більшою мірою брати участь у складних переміщеннях пластичної маси, що нагнітає, макаронного тіста як у корисному аксіальному, так почасти й у тангенціальному напрямках,

Елементарна частка t , що перебуває поблизу від стінки шнекового циліндра, при обертання гвинта шнека завдяки силам зчеплення із сусідніми частками й через них з більше вилученими елементарними шарами, переміщається в аксіальному напрямку до вихідної частини шнека й до матриці.

Аксіальному зусиллю A протидіє аксіальна реакція. Вона передається частці t від нерухомого прикордонного шару на стінці шнекового циліндра теж через проміжні елементарні шари й частки. Аксіальна реакція буде гальмувати корисне аксіальне переміщення частки t .

Звідси треба друга умова для поліпшення роботи нагнітаючого шнека: для зменшення аксіальної реакції, що гальмує корисне переміщення тесту уздовж осі шнека, бажано щоб аксіальна складова сил зчеплення часток тесту з поверхнею шнекової камери була менше сил зчеплення часток тіста між собою.

Поставлені завдання вимагають створення різних по абсолютній величині сил зчеплення часток тесту з поверхнею шнекового циліндра залежно від

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

напрямку максимальну в тангенціальному напрямку й мінімальну по аксіальному напрямку.

Спільного рішення цих завдань домагаються ретельною обробкою, бажана з поліруванням, внутрішніх стінок шнекової камери (для полегшення аксіального переміщення тіста) із пристроєм уздовж цих стінок рифлень, що утрудняють провертання тістової маси. Рифлення повинні бути неглибокими щоб уникнути надмірного зростання зворотного руху тесту в них.

Розглянемо тепер умови, у яких перебуває елементарна частка m , що перебуває ближче до осі шнека й поблизу від його робочої гвинтової поверхні.

При обертанні шнека в силу прилипання тесту до гвинтової поверхні виникає тангенціальне зусилля T . Воно також передається частці t за посередництвом елементарних шарів і часток тесту, розташованих між нею й прикордонним шаром» прилягаючої до гвинтової поверхні. Зусилля T досягає максимальної величини тоді, коли прикордонний шар тесту міцно прилягає до гвинтової поверхні й прагне змусити масу тесту, укладену у гвинтоподібній порожнині шнека, даремно обертатися разом із гвинтом. Цим він перешкоджає корисному аксіальному переміщенню й нагнітання тесту до матриці.

Тангенціальному зусиллю T протидіє сила, що виникає внаслідок прилипання першого прикордонного шару до стінок шнекового циліндра й передається завдяки зчепленню між частками й елементарними шарами тіста. Ця сила втримує масу тесту, укладеного у гвинтовій порожнині шнека, від провертання разом із гвинтом; цим обумовлене корисне аксіальне переміщення тесту до матриці шнекового преса.

Звідси треба третя умова, необхідне для збільшення подачі тесту до матриці: для зменшення сили прилипання, тесту до поверхні шнека повинне бути мінімальним і значно меншим, чим зчеплення часток тіста між собою. Це полегшить ковзання тесту по гвинтовій робочій поверхні шнека.

Для забезпечення цієї умови поверхня шнека хромується й шліфується, а іноді покривається шаром тефлону.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На частку m діють аксіальні зусилля, передані їй за допомогою елементарних шарів тесту, що відокремлюють її від робочої гвинтової поверхні шнека. Корисної аксіальної складової A протидіє сила, що виникає завдяки прилипанню тесту при аксіальному переміщенні його уздовж стінки капала шнека. Так само, як і для частки m для частки m_2 , розташованої поблизу гвинтової робочої поверхні, справедливо друга умова, а отже, до практичні міри, зазначені вище.

На співвідношення аксіальні й тангенціальної складові зусилля, що діє на тісто при обертанні шнека, значне вплив робить крім зазначених факторів кут підйому гвинтової лопати шнека,

М. Н. Караєвим показано, що надійна робота преса й стабільна якість виробів забезпечуються відношенні кроку шнека до його діаметра (показник, якою характеризують кут підйому). Шнеки з відношенням кроку до діаметра до 0,5 не можуть бути рекомендовані до застосування через малу подачу тіста до матриці, а з відношенням більше 1,0 - як забезпечують нормальну якість виробів. зазначених межах більше відношення кроку до діаметра доцільно застосовувати для шнеків з діаметрами до 100 мм, а менше - понад 100 мм.

Звичайно гвинтову лопату нагнітаючого шнека представляють як похилу площину, кут підйому якої дорівнює постійному куту підйому гвинтової лінії на середньому діаметрі шнека. У дійсності ж нагнітаючий шнек (гвинт) макаронного преса в порівнянні з іншими гвинтами (крім транспортних) відрізняється тим, що має великий крок і більшу висоту витка A , рівну різниці між зовнішнім і внутрішнім радіусами шнека. Цією обставиною обумовлюється значна різниця у величинах кутів підйому ліній лопати шнека на зовнішньому діаметрі шнека; а -на середньому діаметрі шнека;

Гвинтову поверхню лопати шнека можна представити утвореної більшим числом гвинтових ліній, що примикають одна до іншої по всій її висоті: великій кількості гвинтових ліній відповідає велика кількість кутів підйому.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нагнітаючий шнек у роботі зі сполученої з ним «тестовою гайкою» розглядають як гвинтову пару. Дія шнека в цій парі засновано на перетворенні його обертового руху в обертально-поступальної тестової маси. При цьому завдяки куту підйому лопати й прояву сил зовнішнього тертя між шнеком і тістом, а також внутрішньому тертю між його частками тестова маса, яку можна розглядати як «пластичну гайку», одержує обертовий рух, а внаслідок наявності тертя між частками тесту та поверхнею шнекової камери вона одержує й поступальний рух,

Тому що кут підйому гвинтової лопасті шнека змінний, те й умови переміщення тістової маси по її поверхні різні. Тісто, перебуваючи під тиском пресування, може переміщатися вперед (до матриці) по поверхні лопасті в тому випадку, якщо буде дотримуватися умова

$$P_1 \sin \alpha < f P_1 \cos \alpha , \quad (3.1)$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha < f ,$$

тобто необхідно, щоб кут підйому лопасті був менше кута тертя,

де $f P_1 \cos \alpha$ - сила тертя на витках шнека;

P_1 - навантаження на поперечний переріз «пластичної гайки»,

діюча в поздовжньому напрямку шнека;

f - коефіцієнт тертя ковзання.

Якщо кут нахилу лопастей більше кута тертя, те тісто під дією робочого тиску переміщатися назад (до прийомного отвору).

Тому на поверхні лопасти можуть одночасно дотримуватися умови як для переміщення тісту вперед, так і для повернення його назад. У цьому випадку з великої кількості гвинтових ліній лопасти одна буде мати кут підйому α_p , дорівнює куту тертя,

$$\operatorname{tg} \alpha_p = f \quad (3.2)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тобто

Діаметр шнека, на якому гвинтова лінія має кут підйому α_p , дорівнює куту тертя, М. Н, Коровайв запропонував називати робочим діаметром d_p .

Робочий діаметр шнека визначається з вираження

$$d_p = \frac{S}{\pi \tan \alpha_p} \quad (3.3)$$

Поняття «робочий діаметр» уведено для обліку особливостей роботи лопати по переміщенню тесту і як характеристика геометричних параметрів шнека.

При кути підйому гвинтових ліній на поверхні лопасті від R_1 до R_p будуть більше кута α_p , а на поверхні від R_p до R_2 — менше кута α_p . Тому по поверхні гвинтової лопасті між R_2 і R_p тісто, перебуваючи під робочим тиском, буде переміщатися вперед, а по поверхні між R_p і R_2 назад. Умовний поділ тесту, переміщуваного вперед, і тесту, переміщуваного назад, буде відбуватися по гвинтовий лини на робочому діаметрі шнека. Рух часток тесту як уперед, так і назад внаслідок змінного кута підйому лопасті буде відбуватися нерівномірно. Частки тіста, переміщувані назад, можуть також внаслідок наявності внутрішнього тертя захоплюватися частками тіста, переміщуваними вперед.

Висоту поверхні лопасті, по якій тісто переміщається вперед, називають робочою висотою h_p , і це позначення також використовують як характеристика геометричних параметрів шнека.

Рабочая высота поверхности гвинтової лопасті. Являє собою напіврізниця між зовнішнім і робітником діаметрами шнека, тобто

$$\text{або} \quad h_p = \frac{D_p - d_p}{2} \quad \text{або} \quad h_p = R_2 - R_{cp} \quad (3.4)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У межах робочої висоти поверхні лопати змінний кут підйому її дорівнює куту тертя й менше його, тобто має місце умова

$$f = \operatorname{tg} a_p \quad (3.5)$$

По поверхні лопати в межах її робочої висоти тісто переміщається вперед. Робоча висота лопати може бути дорівнює або становити частину загальної її висоти.

У першому випадку тісто переміщається вперед по всій поверхні лопати, а в другому - тільки по частині її. Відношення робочої висоти до загальної висоти лопати показує, по якій частині поверхні лопати тісто переміщається вперед. Величина відношення (3.6) залежить від величини робочої висоти лопати, що міняється зі зміною кроку шнека й коефіцієнта тертя ковзання.

$$\lambda = \frac{R_2 - R_p}{R_2 - R_1} = \frac{h_p}{h} \quad (3.6)$$

Аналіз цього співвідношення показує, що при поверхня лопати по всій висоті стає робочою й тісто по ній буде переміщатися тільки вперед. Поворотний потік тесту буде відсутній. При зміні R_p від R_1 до R_2 відношення робочої висоти лопати до її загальної висоти буде змінюватися від 1 до 0, буде змінюватися й співвідношення потоків тесту; подача тесту вперед буде зменшуватися, і повернення тесту буде збільшуватися. При $R_p = R_2$ поступальне переміщення тесту вперед припиниться.

При нагнітаючий шнек всією поверхнею лопасти буде переміщати тісто вперед до матриці. Тому що при цьому на поверхні лопати шнека відсутні зусилля для зворотного руху тесту, то воно буде переміщатися вперед незалежно від опору матриці. У цьому випадку пропускна здатність матриці буде визначатися подачею тесту шнеком. Тісто буде подаватися шнеком і в

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тому випадку, якщо матрицю з формуючими отворами замінити суцільним металевим диском. Тоді подача тесту (при відсутності поворотного потоку) буде спрямована на розвиток тиску в пресовій голівці до настання моменту запресовування й поломки преса або його приводу.

У всіх інших випадках, коли робоча висота поверхні лопати не дорівнює її загальній висоті, пропускна здатність матриці (при наявності поворотного потоку) буде відповідати фактичній подачі шнеком тесту — результуючому потоку поступального й поворотного потоків — і буде визначатися відношенням (1.6). Тому це відношення буде характеризувати ступінь зменшення подачі спресованого тесту шнеком, т величину коефіцієнта k_c , що знадобиться нам надалі для визначення фактичної продуктивності преса.

3.2 Розрахунок пристрою пресування

Продуктивність преса визначається в першу чергу продуктивністю пресуючого пристрою, тобто кількістю тіста що подається шнеком до матриці за одиницю часу, а також пропускній спроможності матриці.

3.2.1. Продуктивність нагнітаючого шнека. Дорівнює сумі об'ємів гвинтової порожнини на довжині кроку S , заповнених тістом за одиницю часу. Якщо припустити, що маса тіста повністю заповняє міжвитковий об'єм і переміщується при оберті шнека тільки поступально, подібно переміщенню твердої гайки по гвинту без обертання то отримаємо теоретичне продуктивність шнека. Π_1 (в кг/год).

$$\Pi_m = 60mnV\gamma, \quad (3.7)$$

або

$$\Pi_m = 60mnSFT \gamma,$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де m – число заходів шнека;

n – частота обертання шнека, об/хв.;

V – міжвитковий об'єм;

γ - об'ємна маса тіста, кг/м³ ;

Практична величина γ лежить в межах 1330-1447 кг/м³ і може бути визначена по емпіричній формулі Ю.А.Мачихина:

$$\lambda = (C + \frac{D}{W_T})0.1p + B \quad (3.8)$$

Де W_T - вологість тіста, %

p - тиск пресування, Па;

C, D, B – емпіричні коефіцієнти, для яких при вологості тіста 28-33%, тиску пресування 3МПа і температурі 40-50 С знайдені наступні значення:

$$C=0,120 \text{ 1/м}, D=-176,7 \cdot 106 \text{ 1/м}, B=1373 \text{ кг/м}^3;$$

F_T – площа поперечного потоку тіста, м²;

$$F_T = F_{\Pi} - F_B - F_L, \quad (3.9)$$

де F_{Π} – повна площа шнека з торцевим перерізом, м²;

F_B – площа вала шнека з торцевим перерізом, м²;

F_L – площа лопасті шнека з торцевим перерізом, м².

Виражаючи площу F_T через параметри шнека, після відповідних дій отримаємо:

$$P_T = 60\pi mn(R_2^2 - R_1^2)(S - \frac{b_2 + b_1}{2\cos\alpha})\gamma. \quad (3.10)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де – R_1 -внутрішній радіус шнека, м;

R_2 - зовнішній радіус шнека, м;

- ширина гвинтової лопасті в її нормальному перерізі по внутрішньому і зовнішньому радіусу шнека, м;

α - кут підйому гвинтової ланки лопасті по середньому діаметру шнека, град.

Фактична продуктивність пресуючого шнека P_f (кг/год), включаючи заповнення витків тістом, фізико-механічні властивості тіста, опір матриці та ін., завжди менше теоретично продуктивності і може бути визначена за формулою:

$$P_T = 60\pi mn(R_2^2 - R_1^2)(S - \frac{b_2 + b_1}{2 \cos \alpha})\gamma \kappa_H \kappa_P \kappa_C \quad (3.11)$$

Ця формула відрізняється від формули (3.10) трьома коефіцієнтами

- коефіцієнт заповнення, що характеризує роботу шнека в другій зоні шнекової камери. Він враховує пропорційну залежність продуктивності шнека від степеня заповнення об'єму шнекової порожнини витків. При достатнім заповненні шнека тістом, при малих частотах обертання шнека і правильному підборі його параметрів величина κ_1 наближається до 1.

κ_P – коефіцієнт пресування, що характеризує роботу шнека в другій зоні. Враховуючи степінь зменшення об'єму, займаючого в витках шнека тістом при переході його з крихко подібного стану спресовану пластичну масу. Він дорівнює відношенню об'ємної маси кишкоподібного тіста до об'ємної маси тіста, спресованого в замкнутому об'ємі шнекової камери при відповідному тиску пресування. При тиску пресування 6-5 МПа величина κ_P лежить в межах від 0,50 до 0,56; при тиску біля 10 МПа – від 0,50 до 0,54.

κ_C – коефіцієнт що враховує степінь зменшення подачі спресованого тіста в залежності від властивостей тіста, параметрів нагнітаючого шнека і

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пропускної спроможності матриці. Для шнеків з відношенням кроку до діаметру менше 1 рекомендовано приймати κ с 0,9-1,0.

3.2.2. Розрахунок потужності приводу.

Потрібну для приводу шнека потужність N можна визначити за формулою:

$$N = 215 p n t g \alpha (R_2^3 - R_1^3) \quad (3.12)$$

$$N = 215 \cdot 10 \cdot 60 t g \alpha (0.39^3 - 0.16^3) = 1.69 \text{ кВт}$$

Для $n=90$ об/хв $N=2,5$ кВт

де R_1 -внутрішній радіус шнека, м;

R_2 - зовнішній радіус шнека, м;

α - кут підйому гвинтової ланки лопасті по середньому діаметру шнека, град.

n – частота обертання шнека, об/хв.;

p - тиск пресування, Па;

3.2.3. Розрахунок матриці.

Для матриці як одного з основних органів преса виконують технологічний розрахунок і розрахунок на міцність.

Технологічний розрахунок виходить або з визначення продуктивності існуючої матриці або у визначенні необхідного діаметра по заданій її продуктивності (при конструюванні нової матриці).

Продуктивність. Продуктивність матриці по сухим виробам Π (кг/год)

$$\Pi = 0,0036 v \lambda \frac{100 - W_T}{100 - W_{\phi}} \quad (3.13)$$

де v – швидкість пресування, см/с;

V - об'ємна маса спресовано тіста, кг /м³;

λ -площа перерізу матриці, см² ;

U матриці для трубчастих виробів:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_M = n \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_s^2) \quad (3.14)$$

$$f_M = 8 \frac{3.14}{4} (2^2 - 1.2^2) = 4.02 \text{ см}^2$$

де n – число отворів матриці

d_n – діаметр форми, см;

d_s – діаметр ніжки вкладиша, см.

Для вермішелі:

$$f_M = n \frac{\pi}{4} d^2 \quad (3.15)$$

$$f_M = 8 \frac{3.14}{4} 2^2 = 6.28 \text{ см}^2$$

де d – діаметр формуючого отвору, см.

Для лапши:

$$f_L = nla, \quad (3.16)$$

$$f_L = 1.5 \cdot 0.9 \cdot 2 = 2.7 \text{ см}^2$$

де n – довжина формуючої щілини, см;

l – ширина формуючої щілини, см;

W_T і $W_{\text{вир}}$ – вологість тіста і сухих виробів, %.

Діаметр. Визначення діаметра матриці починають з розрахунку сумарного перерізу формуючих щілин (см²)

$$\sum f = \frac{P\kappa}{3.6\nu\gamma} \cdot \frac{100 - W_{\text{в}}}{100 - W_T}, \quad (3.17)$$

$$\sum f = \frac{198 \cdot 0.9}{3.6 \cdot 2.8 \cdot 1.447} \cdot \frac{100 - 56}{100 - 32} = 8.6 \text{ см}^2$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де k – коефіцієнт корисної роботи матриці, враховуючий кількість обрізків сирих виробів, що повертаються в прес на переробку, а також кількість непрацюючих отворів; приймають $k=0,9-0,95$.

Визначення площі матриці F (см²)

$$F = \frac{\sum f}{k_f} \quad (3.18)$$

$$F = \frac{8,6}{0,14} = 61 \text{ см}^2$$

де k_f – коефіцієнт перерізу матриці; для круглих матриць в залежності від вида виробів приймають $k_f=0,0035-0,140$;

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \quad (3.19)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,1}{3,14}} = 7,7 \text{ см}$$

Розрахунок на міцність. Проводять для визначення допустимого навантаження (тиску пресування) на яку-небудь відому матрицю чи товщини матриці (при їх конструюванні).

Для прямокутних матриць при розрахунку мінімальної товщини h (мм) можна використати формулу:

$$h = b \sqrt{A \frac{P}{[\sigma]}} \quad (3.20)$$

де b – ширина матриці, мм;

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

A - коефіцієнт, величина якого залежить від діаметра отворів і числа повздовжніх рядів в матриці дорівнює від 1,4 до 13,7;

P - розрахунковий тиск пресування, Па;

σ - допустиме напруження матеріалу матриці, Па.

Цю формулу можна використати для розрахунку надмірно допустимого тиску при відомій товщині матриці.

3.3 Розрахунок приводу екструдера

Кінематичний розрахунок полягає в знаходженні крутних моментів та потужностей на валах, в знаходженні частот обертання валів, а також в визначенні передаточних відношень передач.

Кінематична схема головного приводу екструдера

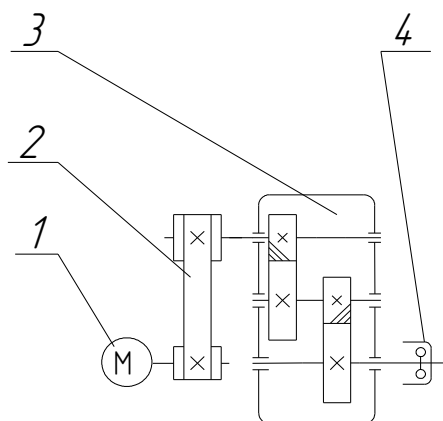


Рисунок 3.1 – Кінематична схема приводу екструдера:

1. Електродвигун; 2. Клинопасова передача; 3. Редуктор; 4. Муфта обгінна; 5. Барабан

Знаходимо загальний КПД:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{кл.пер}} \cdot \eta_z^3 \cdot \eta_{\text{п.підш}}^2 \cdot \eta_{\text{муф}} = 0,94 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 = 0,867$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність на валу двигуна:

$$P_1 = P_{\text{ел.дв}} = 3 \text{ кВт}$$

Знаходимо потужності на валах:

$$P_4 = P_1 \cdot \eta_{\text{заг}} = 3 \cdot 0,867 = 2,6 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{н.нід}} \cdot \eta_{\text{кл.п}} = 3 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 2,79 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{н.нід}} \cdot \eta_{\text{з.п}} = 2,79 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 2,71 \text{ кВт}$$

Частота на останньому валу:

$$n_4 = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{заг}}} = \frac{1435}{25} = 57,7 \text{ с}^{-1}$$

Вибираємо передаточні відношення:

$$u_{\text{тих}} = 0,88 \sqrt{u_{\text{цил.ред}}} = 0,88 \sqrt{20} = 4$$

$$u_{\text{цил.шв}} = u_{\text{цил.ред}} / u_{\text{цил.тих}} = 20 / 4 = 5$$

Знаходимо частоти обертання всіх валів:

$$n_2 = n_1 / u_{\text{клиноп.пер.}} = 1435 / 1,25 = 1148 \text{ об/хв}$$

$$n_{\text{ел.дв}} = n_1 = 1435 \text{ об/хв}$$

$$n_3 = n_2 / u_{\text{т.}} = 1148 / 4 = 287 \text{ об/хв}$$

$$n_4 = n_3 / u_{\text{ш.}} = 287 / 5 = 57,4 \text{ об/хв}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо крутний момент на валах за формулою:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{N_i}{n_i} [\text{Нм}],$$

отримаємо:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{3}{1435} = 19,97 \text{ Нм}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{2,79}{1148} = 23,21 \text{ Нм}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{2,71}{287} = 90,175 \text{ Нм}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{2,6}{57,4} = 432,58 \text{ Нм}$$

Перевірка

Перевірку виконуємо за формулою:

$$\varepsilon = \frac{|T_5^* - T_5|}{T_5} \cdot 100\%,$$

де фактичний момент:

$$T_5^* = T_{\text{ел.дв}} \cdot \eta_{\text{заг}} \cdot u_{\text{факт}},$$

$$T_5^* = 19,97 \cdot 0,867 \cdot 25 = 432,85 \text{ Нм}$$

Отже, похибка розрахунку:

$$\varepsilon = \frac{|432,85 - 432,58|}{432,58} \cdot 100\% = 0,06 \% \leq 3 \% - \text{перевірка виконана}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кінематичний розрахунок закінчено.

3.4 Розрахунок передач

В даному розділі МКР будуть наведені всі технічні розрахунки, що стосуються проектування передач привода стрічкового конвеєра.

Будуть розраховані клинопасова передача та дві циліндричні з косим зубом передачі на контактну міцність та витривалість.

3.4.1 Розрахунок клинопасової передачі

Вихідні дані:

$$P_1 = 3 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1435 \text{ об/хв};$$

$$u = 1,25$$

Термін служби - 5 років по графіку навантаження № 3 (див. завдання)
коефіцієнт використання : $K_{\text{доб}} = 0,33$; $K_{\text{річн}} = 0,25$.

Крутний момент на швидкохідному валу:

$$T_1 = 19,97 \text{ Нм} - \text{див. кінематичний розрахунок.}$$

При даному моменті по [5] приймаємо переріз пасу "А" з розмірами:
 $b_p = 10 \text{ мм}$, $h = 8,7 \text{ мм}$, $b_o = 11 \text{ мм}$, $y_o = 4,0 \text{ мм}$, $F_1 = 1,38 \text{ см}^2$.

Діаметр меншого шківa в відповідності з рекомендаціями [5]

$$d_{p \text{ min}} = 125 \text{ мм.}$$

Діаметр більшого шківa:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.21)$$

де ε – коефіцієнт проковзування, $\varepsilon = 0,01$

$$d_{p2} = 125 \cdot 1,25 \cdot (1 - 0,01) = 156,25 \text{ мм}$$

Стандартний діаметр по ГОСТ 17383-73 [5] $d_{p2} = 160 \text{ мм}$.

Фактичне передаточне відношення:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)}, \quad (3.22)$$

$$u_p = \frac{160}{125 \cdot (1-0,01)} = 1,293$$

Швидкість пасу:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.23)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1435}{60000} = 9,39 \text{ м/с}$$

Знаходимо мінімально можливу розрахунково можливу довжину пасу:

$$a_{\min} = 0.55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 = 163.75 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина пасу:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}, \quad (3.24)$$

$$L = 2 \cdot 163.75 + \frac{3,14}{2}(125 + 160) + \frac{(160 - 125)^2}{4 \cdot 163.75} = 776.8 \text{ мм}$$

Стандартна довжина пасу [5]: $L = 800 \text{ мм}$.

По стандартній довжині L уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8}, \quad (3.25)$$

$$a = \frac{2 \cdot 800 - 3,14 \cdot (125 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 800 - 3,14(125 + 160)]^2 - 8 \cdot (160 - 125)^2}}{8} = 175.4 \text{ мм}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут обхвату на меншому шківі:

$$\alpha_1^0 = 180^0 - 57^0 \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}, \quad (3.26)$$

$$\alpha_1^0 = 180^0 - 57^0 \cdot \frac{160 - 125}{175,4} = 168.62^0$$

Коефіцієнт довжини [5]: $C_L = 0,895$.

Вихідна потужність при $d_{p1} = 125$ мм та $v = 9.39$ м/с [5] $P_O = 2,7$ кВт.

Коефіцієнт кута обхвату [5]: $C_\alpha = 0,98$.

Коефіцієнт режиму роботи при вказаному навантаженні [5] $C_P = 1,1$.

Допустима потужність на один пас:

$$[P] = (P_O \cdot C_\alpha \cdot C_L) / C_P, \quad (3.27)$$

$$[P] = (2,06 \cdot 0,98 \cdot 0,85) / 0,87 = 1.56 \text{ кВт.}$$

Розрахункове число пасів:

$$z = \frac{P}{[P \cdot C_z]}, \quad (3.28)$$

де $C_Z = 0,9$.

$$z = \frac{3.}{0,95 \cdot 1,56} = 2,03$$

Приймаємо число пасів $z' = 3$

Сила попереднього натягу одного клинового пасу:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot c_p \cdot c_L}{v \cdot z' \cdot c_\alpha} + q \cdot v^2, \quad (3.29)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_0 = \frac{850 \cdot 3 \cdot 1.1 \cdot 0.85}{9.39 \cdot 0.98 \cdot 3} \cdot 0.18 \cdot 9.39^2 = 86,37 \text{ Н}$$

де $q = 0,18 \text{ кг/м}$ [5].

Зусилля, що діє на вали передачі:

$$F_t \approx 2 \cdot F_0 \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1^0}{2}, \quad (3.30)$$

$$F_t \approx 2 \cdot 89.37 \cdot 3 \cdot \sin \frac{168.62^0}{2} = 515.67 \text{ Н}$$

Розмір обода шківів [5]:

$l_p = 11 \text{ мм}$; $h = 8,7 \text{ мм}$; $b = 3,3 \text{ мм}$; $e = 15 \text{ мм}$; $f = 10 \text{ мм}$; $r = 1,0 \text{ мм}$;

$h_{1\min} = 8 \text{ мм}$; $\alpha_1 = 34^\circ$; $\alpha_2 = 36^\circ$.

Початковий діаметр шківів:

$$d_{e1} = d_{p1} + 2b, \quad (3.31)$$

$$d_{e1} = 125 + 2 \cdot 3,3 = 131,6 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2b, \quad (3.32)$$

$$d_{e2} = 160 + 2 \cdot 3,3 = 166,6 \text{ мм.}$$

Ширина обода шківів :

$$B = (z' - 1) \cdot e + 2 \cdot f, \quad (3.33)$$

$$B = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.2. Розрахунок циліндричних косозубих передач

Вихідні дані:

$$1) P_1 = 3 \text{ кВт}; P_2 = 2,79 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1148 \text{ об/хв}, n_2 = 287 \text{ об/хв};$$

$$T_1 = 23,21 \text{ Н·м}, T_2 = 90,175 \text{ Н·м}.$$

термін служби - 5 років

режим роботи №3 – (див. завдання);

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

Розрахунок виконуємо для I передачі.

Вибір матеріалу та допустимих напруг

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

$$\sigma_b = 1000 \text{ МПа}; \sigma_t = 750 \text{ МПа}; \text{HRC } 48...53;$$

для колеса при радіусі заготовки до 300 мм:

$$\sigma_b = 850 \text{ МПа}; \sigma_t = 580 \text{ МПа}; \text{HB}_2 230...300.$$

Знаходження допустимих напруг згину для шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim } 1}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.34)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F\text{lim } 1} = \sigma_{F\text{lim } b1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1}, \quad (3.35)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F\text{lim } b1} = 14 \text{ HRC} + 170 \quad (3.36)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{F \lim b1} = 14 \cdot 53 + 170 = 917 \text{ МПа};$$

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

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{P_{FO}}{P_{FE1}}}, \quad (3.37)$$

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

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_q \cdot K_{p1ч} \cdot K_{доб}, \quad (3.38)$$

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

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0,038 \cdot 60 \cdot 1148 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 9,458 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,458 \cdot 10^6}} = 1,27$$

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

$$P_{FE1} = 1,27 \cdot 10^7 > P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 912 \cdot 1,27 \cdot 1,0 = 1158,24 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						26
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 для зубців шестерні:

$$1) [\sigma_{F1}] = \frac{1158}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 661.85 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину для зубців колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.39)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F\lim 2} = \sigma_{F\lim b2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2}, \quad (3.40)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,8 \text{ HB}_2 + 67, \quad (3.41)$$

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,8 \cdot 270 + 67 = 553 \text{ МПа};$$

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

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}, \quad (3.42)$$

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE2} = \mu_F P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.43)$$

$$P_{FE2} = P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot 287 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 2,365 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,365 \cdot 10^6}} = 1,6 ;$$

Так як (див. нижче), то приймаємо $K_{FL2} = 1,6$.

$$P_{FE2} = 1,6 \cdot 10^6 < P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \text{ lim1}} = 553 \cdot 1,0 \cdot 1,6 = 884,8 \text{ МПа};$$

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:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{884,8}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 505,6 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба шестерні:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{Flim M1}}{S_{FM1}} \cdot Y_s, \quad (3.44)$$

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

$$\sigma_{FlimM1} = 4,8 \text{ HB}_1, \quad (3.45)$$

$$\sigma_{FlimM1} = 4,8 \cdot 495 = 2376 \text{ МПа};$$

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:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{2376}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1357.7 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба колеса:

$$\sigma_{FM2} = \frac{\sigma_{Flim M2}}{S_{FM2}} \cdot Y_s, \quad (3.46)$$

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

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \text{ HB}_2, \quad (3.47)$$

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \cdot 270 = 1296 \text{ МПа};$$

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:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{1296}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 740.6 \text{ МПа.}$$

Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.48)$$

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

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL1}, \quad (3.49)$$

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

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70, \quad (3.50)$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 495 + 70 = 1060 \text{ МПа;}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}}, \quad (3.51)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.52)$$

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

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = 0,125 \cdot 60 \cdot 1148 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 3,1 \cdot 10^7;$$

Відношення (див. нижче),

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{3,1 \cdot 10^7}{1,8 \cdot 10^7} > 1;$$

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

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,913, \quad (3.53)$$

приймаємо: $K_{HL1} = 0,913$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 1} = 1060 \cdot 0,913 = 967,78 \text{ МПа};$$

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:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$1) [\sigma_{H1}] = \frac{967,78}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 835.8 \text{ МПа};$$

Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.54)$$

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

$$\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim b2} \cdot K_{HL2}, \quad (3.55)$$

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

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot HB_2 + 70, \quad (3.56)$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}, \quad (3.57)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_q \cdot K_{p1ч} \cdot K_{доб}, \quad (3.58)$$

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = 0,125 \cdot 60 \cdot 287 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 0,45 = 7,78 \cdot 10^6;$$

Відношення (див. нижче),

$$2) \frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{7,78 \cdot 10^6}{1,7 \cdot 10^7} < 1.$$

тому коефіцієнт довговічності знаходимо за формулою:

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

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{7,78 \cdot 10^6}} = 1,092$$

приймаємо:

$$K_{HL2} = 1,092$$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 2} = 610 \cdot 1,092 = 666 \text{ МПа.}$$

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:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{666}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 575,2 \text{ МПа.}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустима контактна напруга передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (3.59)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (835.8 + 575.2) = 635 \text{ МПа};$$

Перевіряємо умову:

$$[\sigma_H] = 635 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{H\text{мір}}] = 1,23 \cdot 575.2 = 707 \text{ МПа};$$

тобто умова виконана, тому приймаємо допустиму контактну напругу передачі:

$$[\sigma_H] = 635 \text{ МПа};$$

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

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \sigma_T, \quad (3.60)$$

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{HM2}] = 2,8 \sigma_T, \quad (3.61)$$

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

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.62)$$

Еквівалентний момент визначаємо за формулою:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{HE1} = \mu'_H \cdot T_{\max}, \quad (3.63)$$

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

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 коловій швидкості:

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2}, \quad (3.64)$$

$$1) V = 0,0125 \sqrt[3]{3 \cdot 1148^2} = 2,051 \text{ м/с};$$

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

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) \psi_{d \text{ miP}}, \quad (3.65)$$

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

Перевіряємо умову:

$$\psi_d = K \frac{\pi}{z_1 \cdot \text{tg} \beta}, \quad (3.66)$$

Приймаємо $K = 2$ [5], кут нахилу $\beta = 16^\circ$ [5]. Мінімальне число зубців шестерні [5] $z_{1 \text{ miP}} = 20$, розрахункове число зубців:

$$\begin{aligned} z_1 &\geq z_{1 \text{ miP}} + 2, \\ z_1 &\geq 20 + 2 = 22; \end{aligned} \quad (3.67)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $z_1 = 22$

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.68)$$

$$z_2 = 22 \cdot 4 = 88;$$

Відповідно :

$$\psi_d = 2 \frac{3,14}{22 \cdot 0,28674} = 0,995; \text{ приймаємо } \psi_d = 1,2.$$

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta, \quad (3.69)$$

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

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

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta, \quad (3.70)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{88} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,63;$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (3.71)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,63}} = 0,78;$$

Відповідно, початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 23210 \cdot 1,12 \cdot 1,07 \cdot 0,38 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,78)^2}{1,2 \cdot 635^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 26,96 \text{ мм};$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta, \quad (3.72)$$

$$m = \frac{26,96}{22} \cos 16^\circ = 1.18 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль [5]:

$$m = 1.25 \text{ мм};$$

По стандартним модулям розраховуємо початкові діаметри шестерень:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 / \cos \beta, \quad (3.73)$$

$$d_{w1} = 1.25 \cdot 22 / \cos 16^\circ = 28.6 \text{ мм};$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні :

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.74)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 28,6 \cdot 1148}{60000} = 1.72 \text{ м/с};$$

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

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження [5] $K'_{H\alpha} = 1,06$,
 Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями [5]
 $K'_{H\alpha} = 1,15$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_v)^2}{K_{H\alpha} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_v^2}}, \quad (3.75)$$

$$d_{w1} = 28,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,038 \cdot 1,13 \cdot 1,0^2}} = 29,7 \text{ мм};$$

Ще раз знаходимо модуль:

$$m' = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{29,7}{22} \cdot \cos 16^\circ = 1,298 \text{ мм};$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного:

$$m = 1,25 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{w1} = 28,6 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (3.76)$$

$$b_w = 1,2 \cdot 28,6 = 34,32 \text{ мм},$$

$$\text{приймаємо } b_w = 34,32 \text{ мм};$$

Перевірочний розрахунок зубців на контактну міцність при дії
 максимального навантаження.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{M}}}{T_1}} \leq [\sigma_{\text{HM}}], \quad (3.77)$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} \cdot Z_{\text{M}} \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_{\text{H1}} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\gamma} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_{\text{W}} \cdot d_{\text{W1}}^2}}, \quad (3.78)$$

$$\sigma_{\text{H}} = 1,66 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 23210 \cdot 1,12 \cdot 1,07 \cdot 1,038 \cdot \frac{4+1}{4}}{34,32 \cdot 28,6^2}} = 581,27 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{H}} = 581,27 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{H}}] = 635 \text{ МПа};$$

Розрахункова контактна напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = 581,27 \cdot \sqrt{2} = 822,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{HM}}] = 2100 \text{ МПа};$$

Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Розрахункова напруга згину:

$$\sigma_{\text{F1}} = Y_{\text{F1}} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{\text{Ft}}}{m} \leq [\sigma_{\text{F1}}], \quad (3.79)$$

Попередньо знаходимо величини для розрахунку.

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

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^0/140, \quad (3.80)$$

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

Розрахункове питоме навантаження:

$$W_{Ft} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w}, \quad (3.81)$$

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

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

Відповідно:

$$W_{Ft} = 1,0 \cdot 1,07 \cdot 1,1 \cdot \frac{2 \cdot 23210}{34,32 \cdot 28,6} = 55,66 \text{ Н/мм};$$

Напруга згину в зубцях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 0,89 \cdot \frac{55,66}{1,25} = 161,84 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 661,5 \text{ МПа};$$

в зубцях колеса [5]:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}], \quad (3.82)$$

$$\sigma_{F1} = 161,84 \cdot \frac{3,6}{4,3} = 141,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 505,6 \text{ МПа};$$

Перевірочний розрахунок при згині максимальним навантаженням.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

Напруга згину при розрахунку на витривалість:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.83)$$

Розрахункова напруга згину від максимального навантаження:
для зубців шестерні:

$$\sigma_{FM1} = 161.84 \cdot 2 = 323.68 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 1357.7 \text{ МПа};$$

для зубців колеса:

$$\sigma_{FM2} = 141.1 \cdot 2 = 282.2 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 740.6 \text{ МПа};$$

Приймаємо остаточно параметри передачі:

$$z_1 = 22; z_2 = 88; m = 1.25 \text{ мм}; d_{w1} = 28.6 \text{ мм}; b_w = 34.32 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{w2} = m \cdot z_2 / \cos \beta, \quad (3.84)$$

$$d_{w2} = 1.25 \cdot 88 / \cos 16^\circ = 114.43 \text{ мм};$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta}, \quad (3.85)$$

$$a_w = \frac{0,5 \cdot 1,25 \cdot (22 + 88)}{\cos 16^\circ} = 71.5 \text{ мм};$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}, \quad (3.86)$$

$$a_w = \frac{28,6 + 114,43}{2} = 71.5 \text{ мм};$$

Силовий розрахунок.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}}, \quad (3.87)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 23210}{114,43} = 405.7 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta, \quad (3.88)$$

$$F_r = 405.7 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 16^\circ = 153.6 \text{ Н};$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad (3.89)$$

$$F_a = 153.6 \cdot \tan 16^\circ = 44 \text{ Н};$$

Вихідні дані:

1) $P_1 = 2,79 \text{ кВт}$; $P_2 = 2,71 \text{ кВт}$;

$n_1 = 287 \text{ об/хв}$, $n_2 = 57,4 \text{ об/хв}$;

$T_1 = 90,175 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 432,58 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

термін служби - 5 років

режим роботи №3 – (див. завдання);

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

Розрахунок виконуємо для I передачі.

Вибір матеріалу та допустимих напруг.

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

$$\sigma_B = 650 \text{ МПа}; \sigma_T = 400 \text{ МПа}; \text{HRC } 52 \dots 62;$$

для колеса при радіусі заготовки до 300 мм:

$$\sigma_B = 650 \text{ МПа}; \sigma_T = 400 \text{ МПа}; \text{HB}_2 52 \dots 62.$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знаходження допустимих напруг згину для шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.90)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim b1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1}, \quad (3.91)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F\lim b1} = 19 \text{ HRC} = 19 \cdot 60 = 1140 \text{ МПа};, \quad (3.92)$$

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

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{P_{FO}}{P_{FE1}}}, \quad (3.93)$$

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

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_{\text{ч}} \cdot K_{\text{річ}} \cdot K_{\text{доб}}, \quad (3.94)$$

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

$$P_{FE1} = \mu_F P_{\Sigma 1} = 60 \cdot 287.5 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 2.36 ;$$

Відповідно:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,36 \cdot 10^6}} = 1.092$$

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{FE1} = 1.18 \cdot 10^6 < P_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1140 \cdot 1.0 \cdot 1.092 = 1244.88 \text{ МПа};$$

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:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1244,88}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 711.36 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину для зубців колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.95)$$

Знаходимо попередньо границю витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim b2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2}, \quad (3.96)$$

де границя витривалості при згині:

$$\sigma_{F \lim b2} = 19 \cdot 54 = 1026, \quad (3.97)$$

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

$$K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}, \quad (3.98)$$

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

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{FE2} = \mu_F P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_q \cdot K_{p1ч} \cdot K_{доб}, \quad (3.99)$$

$$P_{FE2} = P_{\Sigma 2} = 0,038 \cdot 60 \cdot 57.4 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 0.47 \cdot 10^6;$$

Відповідно:

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0.47 \cdot 10^6}} = 1,43;$$

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 2} = 1026 \cdot 1.0 \cdot 1,43 = 1467.18 \text{ МПа};$$

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:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1467,18}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 838.39 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S, \quad (3.100)$$

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

$$\sigma_{F \lim M1} = 4.8 \cdot 538 = 2582.4 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						45
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:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{2582,4}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1475.66 \text{ МПа};$$

Допустима напруга згину при дії максимального навантаження для зуба колеса:

$$\sigma_{FM2} = \frac{\sigma_{Flim M2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S, \quad (3.101)$$

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

$$\sigma_{FlimM2} = 508 \cdot 4.8 = 2937.6 \text{ МПа}, \quad (3.102)$$

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:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{2937,6}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1678.62 \text{ МПа}.$$

Допустима контактна напруга для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.103)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim b1} \cdot K_{HL1}, \quad (3.104)$$

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

$$\begin{aligned} \sigma_{H \lim b1} &= 19 \cdot HRC, \\ \sigma_{H \lim b1} &= 19 \cdot 60 = 1140 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (3.105)$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}, \quad (3.106)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_1 \cdot t_q \cdot K_{річ} \cdot K_{доб}, \quad (3.107)$$

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

$$P_{HE1} = \mu_H \cdot P_{\Sigma 1} = 0,125 \cdot 60 \cdot 287,5 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,33 \cdot 0,25 = 0,78 \cdot 10^7;$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,9, \quad (3.108)$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{0,78 \cdot 10^7}} = 1,15$$

приймаємо: $K_{HL1} = 1,15$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 1} = 1380 \cdot 1.15 = 1311 \text{ МПа};$$

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:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1311}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 1132.23 \text{ МПа};$$

Допустима контактна напруга для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.109)$$

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

$$\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim b2} \cdot K_{HL2}, \quad (3.110)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\sigma_{H \lim b2} = 19 \cdot HRC, \quad (3.111)$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 19 \cdot 54 = 1026 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}, \quad (3.112)$$

де базове число циклів зміни напруг [5]:

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

еквівалентне число циклів зміни напруг:

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = \mu_H \cdot 60 \cdot P_2 \cdot t_q \cdot K_{річ} \cdot K_{доб}, \quad (3.113)$$

$$P_{HE2} = \mu_H P_{\Sigma 2} = 0,125 \cdot 60 \cdot 57,4 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 0,45 = 1,55 \cdot 10^6;$$

тому коефіцієнт довговічності знаходимо за формулою:

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

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{1,55 \cdot 10^6}} = 1,49$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приймаємо:

$$K_{HL2} = 1,49$$

Границя контактної витривалості:

$$\sigma_{H \lim 2} = 1026 \cdot 1.49 = 1528.74 \text{ МПа.}$$

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:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1528,74}{1.1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 1320.28 \text{ МПа.}$$

Допустима контактна напруга передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (3.114)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1132.23 + 1320.28) = 1103 \text{ МПа;}$$

Перевіряємо умову:

$$[\sigma_H] = 1103 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{HmiP}] = 1,23 \cdot 1320.28 = 1623 \text{ МПа;}$$

тобто умова виконана, тому приймаємо допустиму контактну напругу передачі:

$$[\sigma_H] = 1103 \text{ МПа;}$$

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_{HM1}] = 40 \sigma_T, \quad (3.115)$$

$$[\sigma_{HM1}] = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{HM2}] = 40 \sigma_T, \quad (3.116)$$

$$[\sigma_{HM2}] = 40 \cdot 54 = 2160 \text{ МПа};$$

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\epsilon)^2}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (3.117)$$

Еквівалентний момент визначаємо за формулою:

$$T_{HE1} = \mu'_H \cdot T_{\max}, \quad (3.118)$$

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

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 колівій швидкості:

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2}, \quad (3.119)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = 0,0125 \sqrt[3]{2,79 \cdot 287,5^2} = 0.77 \text{ м/с};$$

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

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) \psi_{d \text{ miP}}, \quad (3.120)$$

Приймаємо $K = 2$ [5], кут нахилу $\beta = 16^\circ$ [5]. Мінімальне число зубців шестерні [5] $z_{1 \text{ miP}} = 20$, розрахункове число зубців:

$$z_1 \geq z_{1 \text{ miP}} + 2, \quad (3.121)$$

$$z_1 \geq 20 + 2 = 22;$$

Приймаємо $z_1 = 18$

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.122)$$

$$z_2 = 22 \cdot 5 = 110;$$

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta, \quad (3.123)$$

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

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

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta, \quad (3.124)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{110} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,64;$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (3.125)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78;$$

Відповідно, початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 90175 \cdot 1,01 \cdot 1,08 \cdot 1,23 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,78)^2}{1,2 \cdot 1103^2}} \cdot \frac{5+1}{5} = 28,68 \text{ мм};$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \cos \beta, \quad (3.126)$$

$$m = \frac{28,68}{22} \cos 16^\circ = 1,253 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль [5]:

$$m = 1,25 \text{ мм};$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні :

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \quad (3.127)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 28,67 \cdot 287,5}{60000} = 0,43 \text{ м/с};$$

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						53
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:

$$d_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (Z'_v)^2}{K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_v^2}}, \quad (3.128)$$

$$d_{w1} = 28,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,038 \cdot 1,13 \cdot 1,0^2}} = 29.59 \text{ мм};$$

Ще раз знаходимо модуль:

$$m' = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta = \frac{29,59}{22} \cdot \cos 16^\circ = 1.29 \text{ мм};$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного:

$$m = 1.25 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола:

$$d_{w1} = 29.59 \text{ мм};$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b_w = \psi_d \cdot d_{w1}, \quad (3.129)$$

$$b_w = 1.2 \cdot 29.59 = 35,51 \text{ мм, приймаємо } b_w = 35.51 \text{ мм};$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірочний розрахунок зубців на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{M}}}{T_1}} \leq [\sigma_{\text{HM}}], \quad (3.130)$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість:

$$\sigma_{\text{H}} = Z_{\text{H}} \cdot Z_{\text{M}} \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_{\text{H1}} \cdot K_{\text{H}\alpha} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\gamma} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_{\text{W}} \cdot d_{\text{W1}}^2}}, \quad (3.131)$$

$$\sigma_{\text{H}} = 1,69 \cdot 275 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 90175 \cdot 1,07 \cdot 1,01 \cdot 1,12 \cdot \frac{5+1}{5}}{35,51 \cdot 29,59^2}} = 1052,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{H}} = 1052,2 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{H}}] = 1103 \text{ МПа};$$

Розрахункова контактна напруга від максимального навантаження

$$\sigma_{\text{HM}} = 1052,2 \cdot \sqrt{2} = 1488,03 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{HM}}] = 2052 \text{ МПа};$$

Перевірочний розрахунок зубців на згинальну витривалість.

Розрахункова напруга згину:

$$\sigma_{\text{F1}} = Y_{\text{F1}} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{\text{Ft}}}{m} \leq [\sigma_{\text{F1}}], \quad (3.132)$$

Попередньо знаходимо величини для розрахунку.

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

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^0/140, \quad (3.133)$$

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

Розрахункове питоме навантаження:

$$W_{Ft} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2T_{F1}}{d_{w1} b_w}, \quad (3.134)$$

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

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

Відповідно:

$$W_{Ft} = 1,0 \cdot 1,07 \cdot 1,1 \cdot \frac{2 \cdot 90175}{35,51 \cdot 29,59} = 194,47 \text{ Н/мм};$$

Напруга згину в зубцях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 0,89 \cdot \frac{194,47}{1,25} = 571,85 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 711,95 \text{ МПа};$$

в зубцях колеса [5]:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}], \quad (3.135)$$

$$\sigma_{F2} = 571,85 \cdot \frac{3,6}{4,3} = 498,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 838,39 \text{ МПа};$$

Перевірочний розрахунок при згині максимальним навантаженням.

Розрахункова напруга від максимального навантаження:

Напруга згину при розрахунку на витривалість:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.136)$$

Розрахункова напруга згину від максимального навантаження:
для зубців шестерні:

$$\sigma_{FM1} = 571.85 \cdot 2 = 1143.7 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 1435.66 \text{ МПа};$$

для зубців колеса:

$$\sigma_{FM2} = 498.5 \cdot 2 = 996.9 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 1678.62 \text{ МПа};$$

Приймаємо остаточно параметри передачі:

$$z_1 = 22; z_2 = 110; m = 1.25 \text{ мм}; d_{w1} = 29.59 \text{ мм}; b_w = 35.51 \text{ мм};$$

Діаметр початкового кола :

$$d_{w2} = m \cdot z_2 / \cos \beta, \quad (3.137)$$

$$d_{w2} = 1.25 \cdot 110 / \cos 16^\circ = 143 \text{ мм};$$

Знаходимо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{\cos \beta}, \quad (3.138)$$

$$a_w = \frac{0,5 \cdot 1,25 \cdot (22 + 110)}{\cos 16^\circ} = 85.5 \text{ мм};$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}, \quad (3.139)$$

$$a_w = \frac{29,59 + 143}{2} = 86.3 \text{ мм};$$

Силовий розрахунок.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}}, \quad (3.140)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 90,175}{143} = 1261.2 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta, \quad (3.141)$$

$$F_r = 1261.2 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 16^\circ = 477.5 \text{ Н};$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad (3.142)$$

$$F_a = 477.5 \cdot \tan 16^\circ = 136.92 \text{ Н};$$

Компоновка приводу та розрахунок і конструювання валів приводу.

Знаходження реакцій опор

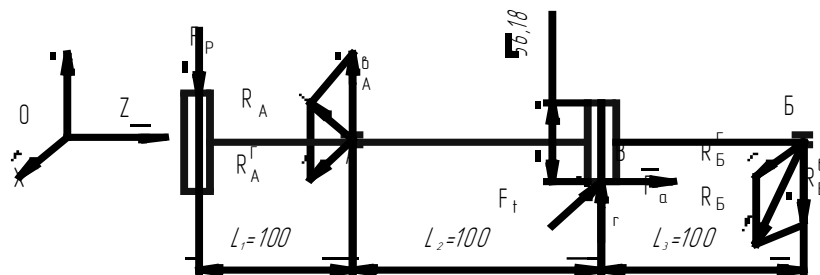


Рисунок 2.1 – Реакції опор вала I

$$F_t = 956,12 \text{ Н}; F_r = 362,042 \text{ Н}; F_a = 103,815 \text{ Н}; F_p = 1686,275 \text{ Н}.$$

Площина XOZ

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-R_A^r \cdot (L_2 + L_3) + F_t \cdot L_3 = 0; \quad R_A^r = \frac{F_t \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{956.12 \cdot 100}{100 + 100} = 478.6 \text{ Н}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$R_B^r \cdot (L_2 + L_3) - F_t \cdot L_2 = 0; \quad R_B^r = \frac{F_t \cdot L_2}{L_2 + L_3} = \frac{956,12 \cdot 100}{100 + 100} = 478,6 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_A^r + R_B^r - F_t = 0; \quad 478,6 + 478,6 - 956,6 = 0$$

Площина YOZ

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_A^b \cdot (L_2 + L_3) + F_r \cdot L_3 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_p \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0;$$

$$R_A^b = \frac{-F_r \cdot L_3 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_p \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \frac{-362046 \cdot 100 + 103,815 \cdot \frac{56,18}{2} + 1686 \cdot (100 + 100 + 100)}{100 + 100} = 1733,75 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$R_B^b \cdot (L_2 + L_3) - F_r \cdot L_2 - F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_p \cdot L_1 = 0;$$

$$R_B^b = \frac{F_r \cdot L_2 + F_a \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_p \cdot L_1}{L_2 + L_3} = \frac{362,046 \cdot 100 + 103,185 \cdot \frac{56,18}{2} + 1686,275 \cdot 100}{100 + 100} = 733,75 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_A^b - R_B^b + F_r - F_p = 0; \quad 733,75 - 733,7 + 362,4 - 1686,275 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_A = \sqrt{R_A^{r2} + R_A^{b2}} = \sqrt{478,6^2 + 1733,75^2} = 2773 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{r2} + R_B^{b2}} = \sqrt{478,6^2 + 733,75^2} = 2579 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

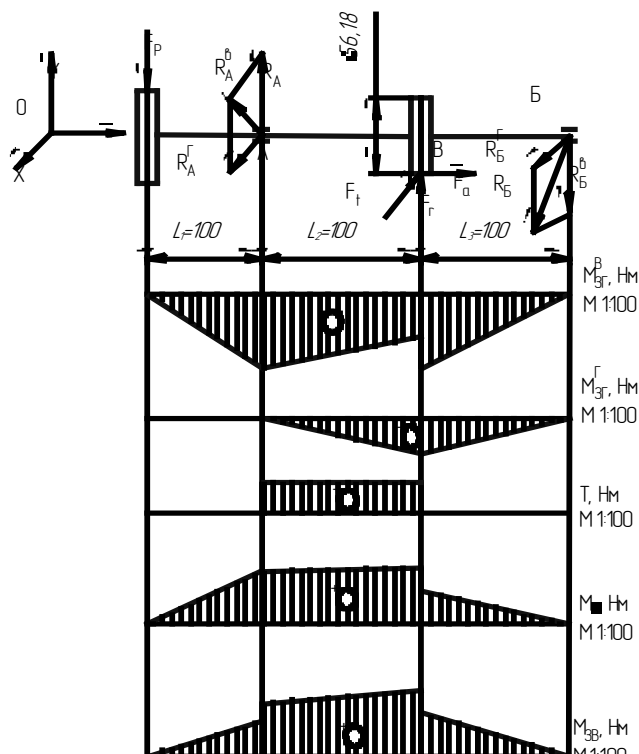


Рисунок 2.2 –Епюри моментів вала I

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{зг A}^B = - F_p \cdot L_1 = - 1658 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = - 165,8 \text{ Нм};$$

$$M_{зг B}^B = - R_B^B \cdot L_3 = - 1673 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = - 167,3 \text{ Нм};$$

$$M_{зг B}^B = - R_B^B \cdot L_3 + F_a \cdot d/2 = (- 1673 \cdot 100 + 1125 \cdot 56,18/2) \cdot 10^{-3} = - 136 \text{ Нм}.$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 116 \text{ Нм};$$

$$M_{зг B}^Г = - R_B^Г \cdot L_3 = - 1963 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -196,3 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{зг B}^{Г^2} + M_{зг B}^{B^2}} = \sqrt{(-196,3)^2 + (-167,3)^2} = 278 \text{ Нм};$$

$$M_{зб} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{278^2 + (0,25 \cdot 0)^2} = 278 \text{ Нм}.$$

Вал II

Знаходження реакцій опор

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

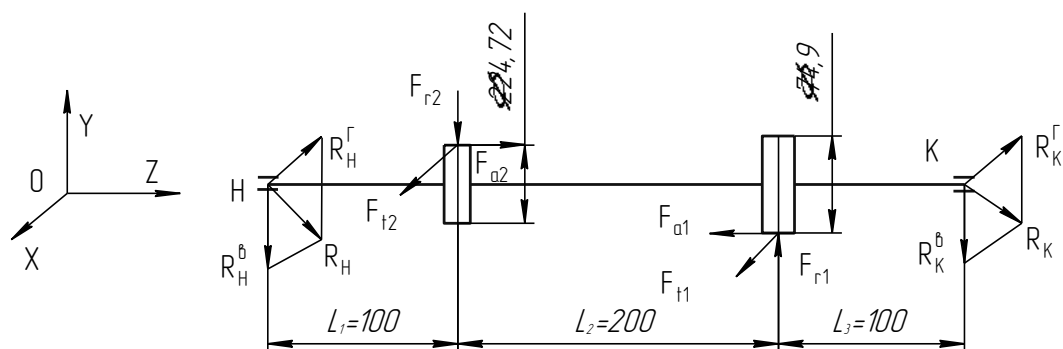


Рисунок 2.3 – Реакції опор вала II

$$F_{t1} = 16934 \text{ Н}; F_{t2} = 956 \text{ Н}; F_{r1} = 5924,25 \text{ Н}; F_{r2} = 362,046 \text{ Н}; F_{a1} = 4855,99 \text{ Н}; \\ F_{a2} = 1686,25 \text{ Н}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

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

$$R_K^\Gamma = \frac{F_{t1} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1}{(L_1 + L_2 + L_3)} = \frac{16934 \cdot (100 + 200) + 956 \cdot 100}{100 + 200 + 100} = 9437 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

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

$$R_H^\Gamma = \frac{F_{t1} \cdot L_3 + F_{t2} \cdot (L_2 + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{16934 \cdot 100 + 956 \cdot 12 \cdot (100 + 200)}{100 + 200 + 100} = 5762 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_K^\Gamma + R_H^\Gamma - F_{t1} - F_{t2} = 0; 9437 + 5762 - 11274 - 3925 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

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

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

$$= \frac{5924.64 \cdot (100 + 200) - 3233 \cdot \frac{48.25}{2} - 1686.25 \cdot \frac{224.72}{2} - 362.20 \cdot 100}{400} = 1996H$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

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

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

$$= \frac{-1373 \cdot (200 + 100) + 3233 \cdot \frac{74.9}{2} + 1125 \cdot \frac{224.72}{2} + 3944 \cdot 100}{400} = 583H$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$-R_K^B - R_H^B + F_{r1} - F_{r2} = 0; \quad -1996 - 583 + 3944 - 1373 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_K = \sqrt{R_K^{r^2} + R_K^{B^2}} = \sqrt{9437^2 + 1996^2} = 9646 \text{ Н};$$

$$R_H = \sqrt{R_H^{r^2} + R_H^{B^2}} = \sqrt{5762^2 + 583^2} = 5791 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

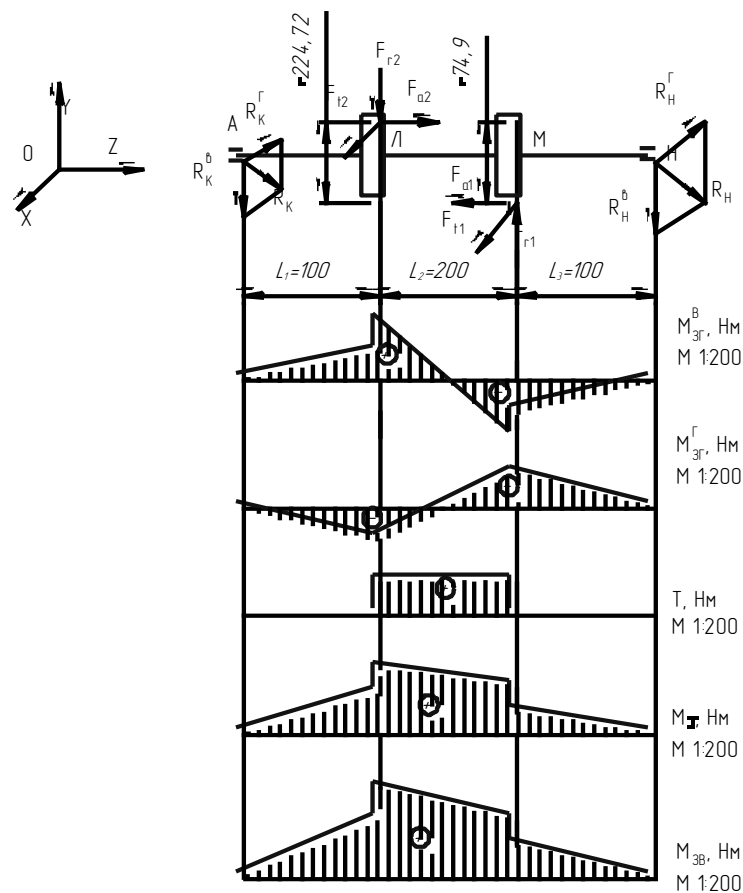


Рисунок 2.4 – Епюри моментів вала II

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{зг\ M}^B = R_H^B \cdot L_3 = -582 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -58,2 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ M}^B = R_H^B \cdot L_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = -(582 \cdot 100 + 3233 \cdot \frac{74,9}{2}) \cdot 10^{-3} = -179 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ Л}^B = -R_H^B \cdot (L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot L_2 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = (-582 \cdot (200 + 100) + 3944 \cdot 200 - 3233 \cdot \frac{74,9}{2}) \cdot 10^{-3} = 493 \text{ Нм};$$

$$M_{зг\ Л}^B = -R_H^B \cdot (L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot L_2 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = (-582 \cdot (200 + 100) + 3944 \cdot 200 - 3233 \cdot \frac{74,9}{2} - 1373 \cdot \frac{224,72}{2}) \cdot 10^{-3} = 339 \text{ Нм}$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 441 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma M}^{\Gamma} = R_H^{\Gamma} \cdot L_3 = 5762 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 576,2 \text{ Нм};$$

$$M_{3\Gamma Л}^B = R_H^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) - F_{t1} \cdot L_2 = (5762 \cdot (200 + 100) - 11274 \cdot 200) \cdot 10^{-3} = -526,2 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3\Gamma M}^{\Gamma^2} + M_{3\Gamma M}^{B^2}} = \sqrt{576,2^2 + 58,2^2} = 581 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3\Gamma M}^{\Gamma^2} + M_{3\Gamma M}^{B^2}} = \sqrt{576,2^2 + (-179)^2} = 603 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma Л} = \sqrt{M_{3\Gamma Л}^{\Gamma^2} + M_{3\Gamma Л}^{B^2}} = \sqrt{(-526,2)^2 + 493^2} = 721 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma Л} = \sqrt{M_{3\Gamma Л}^{\Gamma^2} + M_{3\Gamma Л}^{B^2}} = \sqrt{(-526,2)^2 + 339^2} = 626 \text{ Нм};$$

$$M_{3BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{603^2 + (0,25 \cdot 441)^2} = 613 \text{ Нм};$$

$$M_{3BL} = \sqrt{M_{\Sigma Л}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{721^2 + (0,25 \cdot 441)^2} = 729 \text{ Нм}.$$

Вал III

Знаходження реакцій опор

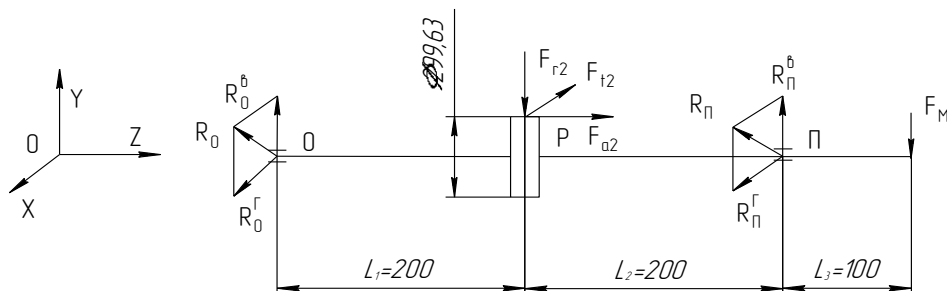


Рисунок 2.5 – Реакції опор вала III

$$F_{t2} = 16934,86 \text{ Н}; F_{r2} = 5924,64 \text{ Н}; F_{a2} = 3169 \text{ Н}; F_M = 50\sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{2768,25} = 2328,56 \text{ Н}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

$$-R_{II}^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1 = 0; R_{II}^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{16934 \cdot 200}{200 + 200} = 7637 \text{ Н}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$-R_O^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_2 = 0; \quad R_O^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{16934 \cdot 200}{200 + 200} = 7637 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma x = 0;$$

$$R_O^{\Gamma} + R_{\Pi}^{\Gamma} - F_{t2} = 0; \quad 7637 + 7637 - 16274 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_O = 0;$$

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

$$\frac{F_{r2} \cdot L_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = \frac{5924 \cdot 200 + 3169 \cdot \frac{256.145}{2} + 2328.43 \cdot (100 + 200 + 200)}{200 + 200} = 5752 \text{ Н}$$

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

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

$$R_O^B = \frac{F_{r2} \cdot L_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_M \cdot L_3}{L_1 + L_2} = \frac{5924 \cdot 200 + 3169 \cdot \frac{256.145}{2} + 2328.43 \cdot 100}{200 + 200} = 247 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_O^B + R_{\Pi}^B - F_{r2} - F_M = 0; \quad 247 + 5752 - 3944 - 2055 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_O = \sqrt{R_O^{\Gamma 2} + R_O^{B2}} = \sqrt{5637^2 + 247^2} = 5639 \text{ Н}$$

$$R_{\Pi} = \sqrt{R_{\Pi}^{\Gamma 2} + R_{\Pi}^{B2}} = \sqrt{5637^2 + 5752^2} = 8054 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

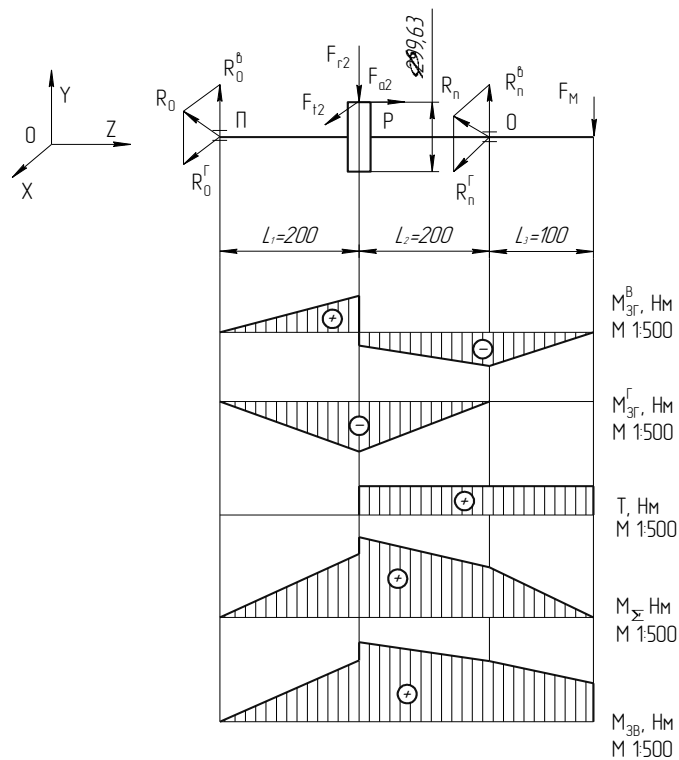


Рисунок 2.6 –Епюри моментів вала III

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3rO}^b = -F_m \cdot L_3 = -2055 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -205,5 \text{ Нм};$$

$$M_{3rP}^b = R_{\Pi}^b \cdot L_2 - F_m \cdot (L_2 + L_3) = 5752 \cdot 200 \cdot 10^{-3} - 2055 \cdot (100 + 200) \cdot 10^{-3} = 534 \text{ Нм};$$

$$M_{3rP}^b = R_{\Pi}^b \cdot L_2 - F_m \cdot (L_2 + L_3) + F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 5752 \cdot 200 - 2055 \cdot (100 + 200) + 3233 \cdot \frac{299,63}{2} \cdot 10^{-3} = 1018 \text{ Нм}.$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 1689 \text{ Нм};$$

$$M_{3rP}^r = -R_{\Pi}^r \cdot L_2 = -5637 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = -1127 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rP}^{r2} + M_{3rP}^{b2}} = \sqrt{(-1127)^2 + 534^2} = 1247 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rP}^{r2} + M_{3rP}^{b2}} = \sqrt{(-1127)^2 + 1018^2} = 1519 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rO}^{r2} + M_{3rO}^{b2}} = \sqrt{0^2 + (-205,5)^2} = 205,5 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{1519^2 + (0,25 \cdot 1689)^2} = 1577 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{1247^2 + (0,25 \cdot 1536)^2} = 1317 \text{ Нм}$$

Вал IV

Знаходження реакцій опор

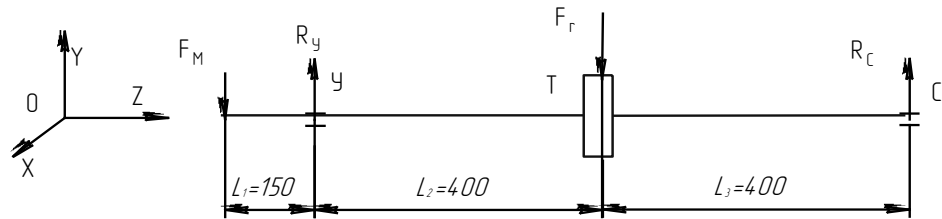


Рисунок 2.7 – Реакції опор вала IV

$$F_t = 6500 \text{ Н}; F_r \geq 2 \cdot F_t = 13000 \text{ Н}; F_M = 2328,56 \text{ Н}$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_C = 0;$$

$$-R_y^B \cdot (L_2 + L_3) + F_r \cdot L_3 + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0;$$

$$\begin{aligned} R_y^B &= \frac{F_r \cdot L_3 + F_M \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \\ &= \frac{13000 \cdot 400 + 2328 \cdot (150 + 400 + 400)}{400 + 400} = 8940 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\Sigma M_y = 0;$$

$$R_C^B \cdot (L_2 + L_3) - F_r \cdot L_2 + F_M \cdot L_1 = 0;$$

$$R_C^B = \frac{F_r \cdot L_2 - F_M \cdot L_1}{L_2 + L_3} = \frac{6500 \cdot 400 - 2055 \cdot 150}{400 + 400} = 6115 \text{ Н}$$

Перевірка:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_C^B + R_y^B - F_r - F_M = 0; \quad 8940 + 6115 - 13000 - 2055 = 0$$

Побудова епюр моментів

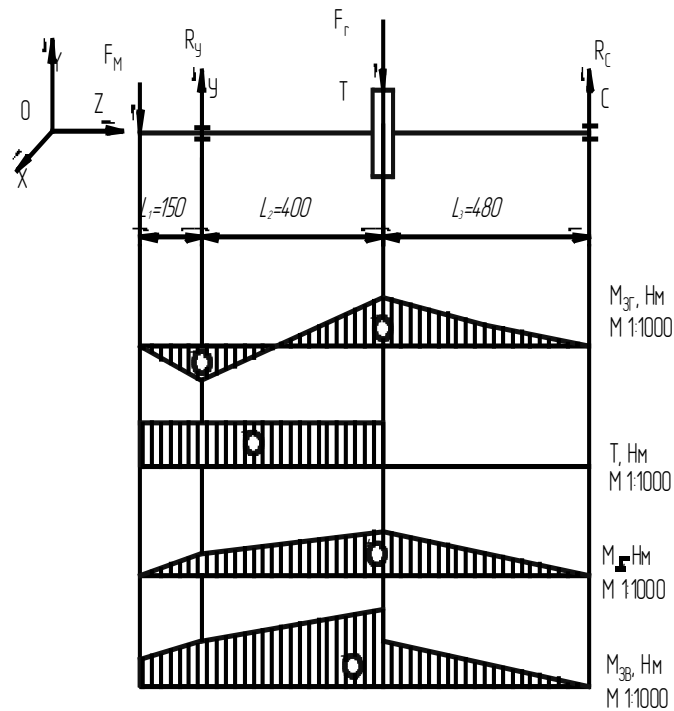


Рис.2.8.-Епюра вала IV

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3r}^B = -F_M \cdot L_1 = -2055 \cdot 150 \cdot 10^{-3} = -308 \text{ Нм};$$

$$M_{3r}^B = R_C^B \cdot L_3 = 8940 \cdot 400 \cdot 10^{-3} = 3576 \text{ Нм};$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 1656 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = 3576 \text{ Нм};$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{3576^2 + (0,25 \cdot 1556)^2} = 3597 \text{ Нм.}$$

Визначаємо орієнтовний діаметр вала в небезпечному перерізі

Вал II

Частота обертання валу: $n = 730 \text{ об/хв.}$

Потужність на валу: $N = 8,295 \text{ кВт.}$

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (3.143)$$

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{8.295}{730}} = 24,73 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 45 \text{ мм.}$

Вал III

Частота обертання валу: $n = 180,025 \text{ об/хв.}$

Потужність на валу: $N = 8,048 \text{ кВт.}$

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{8.048}{180.025}} = 39,04 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 55 \text{ мм.}$

Вал IV

Частота обертання валу: $n = 34.38 \text{ об/хв.}$

Потужність на валу: $N = 7,808 \text{ кВт.}$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{6,37}{34,38}} = 67,11 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 70 \text{ мм}$.

Вал IV

Частота обертання валу: $n = 34,38 \text{ об/хв}$.

Потужність на валу: $N = 6,24 \text{ кВт}$.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{7,58}{34,38}} = 66,45 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 80 \text{ мм}$.

Перевірочний розрахунок валів на статичну та втомну міцність.

Вихідні дані:

матеріал валу - сталь 40Х;

термообробка - нормалізація;

границя міцності - $\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$;

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

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

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

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

Розрахунок ведемо для всіх валів,

1. 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):

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} - K_{\sigma}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad (3.144)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} - K_{\tau}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\tau}}; \quad (3.145)$$

Отже :

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

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

2. Знаходимо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.146)$$

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

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

$$4) n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 85} = 2,68.$$

де амплітуда нормальних напруг згину:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_\Sigma}{W_O}, \quad (3.147)$$

де W_O - осьовий момент опору.

$$2) \sigma_a = \sigma = \frac{721 \cdot 10^3}{7800} = 92 \text{ МПа};$$

$$3) \sigma_a = \sigma = \frac{1519 \cdot 10^3}{21900} = 69 \text{ МПа};$$

$$4) \sigma_a = \sigma = \frac{3576 \cdot 10^3}{42000} = 85 \text{ МПа}.$$

3. Знаходження запасу міцності для дотичних напруг:

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (3.148)$$

Попередньо знаходимо полярний момент опору [5]:

$$2) W_p = 16740 \text{ мм}^3;$$

$$3) W_p = 46400 \text{ мм}^3;$$

$$4) W_p = 89100 \text{ мм}^3;$$

напруга кручення:

$$2) \tau = \frac{108.52 \cdot 10^3}{16740} = 26 \text{ МПа};$$

$$3) \tau = \frac{426.93 \cdot 10^3}{46400} = 36 \text{ МПа};$$

$$4) \tau = \frac{2168 \cdot 10^3}{89100} = 18 \text{ МПа}.$$

амплітуда та середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}, \quad (3.149)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$2) \tau_a = \tau_m = \frac{26}{2} = 13 \text{ МПа};$$

$$3) \tau_a = \tau_m = \frac{36}{2} = 18 \text{ МПа};$$

$$4) \tau_a = \tau_m = \frac{18}{2} = 9 \text{ МПа}.$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\sigma \cdot \tau_m}, \quad (3.150)$$

$$2) n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 13 + 0,1 \cdot 13} = 6,9;$$

$$3) n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 18 + 0,1 \cdot 18} = 5;$$

$$4) n_\tau = \frac{250}{2,76 \cdot 9 + 0,1 \cdot 9} = 10.$$

4 Загальний запас міцності:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (3.151)$$

$$2) n = \frac{2,65 \cdot 6,9}{\sqrt{2,65^2 + 6,9^2}} = 2,58 \geq [n] = 2,5;$$

$$3) n = \frac{2,85 \cdot 5}{\sqrt{2,85^2 + 5^2}} = 2,72 \geq [n] = 2,5;$$

$$4) n = \frac{2,68 \cdot 10}{\sqrt{2,68^2 + 10^2}} = 2,59 \geq [n] = 2,5.$$

Отже, перевірка виконується.

Перевірочний розрахунок валів на згин

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вал II

Вихідні дані:

Зведений момент - $M_{зв} = 278 \text{ Нм}$;

матеріал вала - сталь 40Х;

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

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зв} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]} } \leq d_{пр}, \quad (3.152)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{278 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 23,4 \text{ мм} \leq d_{пр} = 30 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал III

Вихідні дані:

$M_{зв} = 729 \text{ Нм}$;

матеріал вала - сталь 40Х;

$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа}$.

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{729 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 25,3 \text{ мм} \leq d_{пр} = 45 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал IV

Вихідні дані:

$M_{зв} = 1577 \text{ Нм}$;

матеріал вала - сталь 40Х;

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа.}$

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1577 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 32,7 \text{ мм} \leq d_{\text{нр}} = 65 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал V

Вихідні дані:

$M_{\text{зв}} = 3597 \text{ Нм;}$

матеріал вала - сталь 40Х;

$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа.}$

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{3597 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 43,1 \text{ мм} \leq d_{\text{нр}} = 80 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

3.3.4. Підбір підшипників

Вал I

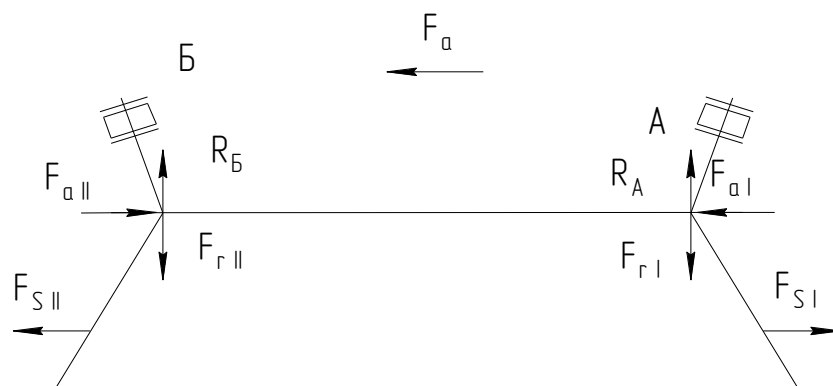


Рисунок 4.1 – Реакції опор від осьових навантажень вала I

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 1148$ об/хв;

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

діаметр вала - $d = 30$ мм;

$F_{rI} = 875,75$ Н, $F_{rII} = 765,91$ Н, $F_a = 103,815$ Н.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7306.

2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 29900$ Н; $C_o = 40000$ Н.

3. Осьові складові радіальних навантажень:

$$F_s = 0,83e F_r \quad (3.153)$$

1) умова рівноваги:

$$F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0 \quad (3.154)$$

2) умова регулювання:

$$F_{a1} \geq F_{s1}$$

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

Для данної схеми регулювання:

$$F_{a1} = F_{s1}, F_{aII} = F_{sII},$$

$$F_{a1} + F_a - F_{aII} = 0$$

$$\text{Відповідно: } F_{aII} = F_{a1} + F_a = F_{s1} + F_a$$

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 875,75 = 759 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 209,78 = 707 \text{ Н}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 759 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_a = 759 + 1658 = 2417 \text{ Н}$$

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

для підшипника I:

$$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 103,815 / 1 \cdot 875,75 = 0,27 < e = 0,33; \text{ приймаємо по [5] } X = 1; Y = 0.$$

для підшипника II:

$$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 856,35 / 1 \cdot 765,91 = 0,95 < e = 0,33; \text{ приймаємо по [5] } X = 0,4; Y = 1,66.$$

6. Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P_E = (VX F_r + YF_a) \cdot K_T \cdot K_B, \quad (3.155)$$

де K_T - температурний коефіцієнт;

K_B - коефіцієнт безпеки.

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 875,75 + 0 \cdot 103,815) \cdot 1 \cdot 1,1 = 250 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 0,4 \cdot 765,91 + 1,66 \cdot 856,35) \cdot 1 \cdot 1,1 = 517 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

7. Потрібна динамічна вантажо-під'ємність:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{TP} = F_E \cdot \sqrt[10]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \quad (3.156)$$

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

$$C_{TP} = 4517 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 730 \cdot 60}{10^6}} = 27300 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 27300 \text{ Н} < C_{ог} = 29900 \text{ Н}$, відповідно, підшипник підходить.

8. Вибрані підшипники має наступні параметри: $d = 30 \text{ мм}$; $D = 72 \text{ мм}$; $B = 19 \text{ мм}$.

Вал II

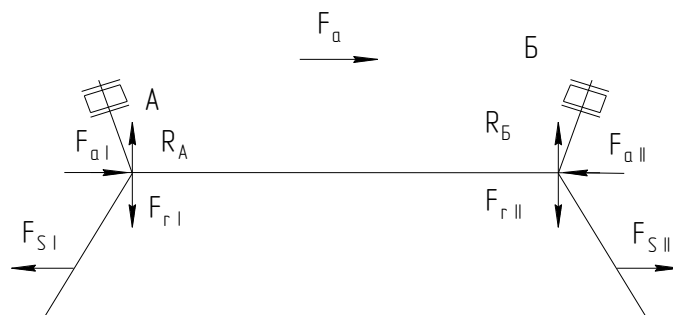


Рисунок 4.2 – Реакції опор вала II

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 180,025 \text{ об/хв}$;

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

діаметр вала - $d = 40 \text{ мм}$;

$F_{rI} = 5924 \text{ Н}$, $F_{rII} = 3362,046 \text{ Н}$, $F_a = 4855 - 1686 = 3195 \text{ Н}$.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7308.

2. Для цього підшипника з [3] $C_{ог} = 46000 \text{ Н}$; $C_o = 61000 \text{ Н}$, $\alpha = 14^\circ$, $e = 0,28$.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Осьові складові радіальних навантажень:

1) умова рівноваги:

$$F_{aI} + F_a - F_{a2} = 0 \quad (3.157)$$

2) умова регулювання:

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

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

Для данної схеми регулювання:

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

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

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

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 5924 = 2242 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 3362 = 1346 \text{ Н}$$

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

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 3195 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_a = 3195 + 2108 = 4350 \text{ Н}$$

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

для підшипника I:

$$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 4855 / 1 \cdot 5924 = 0,23 < e = 0,28; \text{ приймаємо по [5] } X = 1; Y = 0.$$

для підшипника II:

$$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 1686 / 1 \cdot 3362 = 0,75 > e = 0,28; \text{ приймаємо по [5] } X = 0,4; Y = 1,66.$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Еквівалентне динамічне навантаження:

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 5924 + 0 \cdot 4855) \cdot 1 \cdot 1,1 = 10610 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 0,4 \cdot 3362 + 1,66 \cdot 1686) \cdot 1 \cdot 1,1 = 10491 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

10. Потрібна динамічна вантажопід'ємність:

$$C_{TP} = 10610 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 180 \cdot 0,025 \cdot 60}{10^6}} = 42601 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 42601 \text{ Н} < C_{ог} = 46000 \text{ Н}$, відповідно, підшипники підходить.

11. Вибраний підшипник має слідуючі параметри: $d = 40 \text{ мм}$; $D = 90 \text{ мм}$; $B = 23 \text{ мм}$.

Вал III

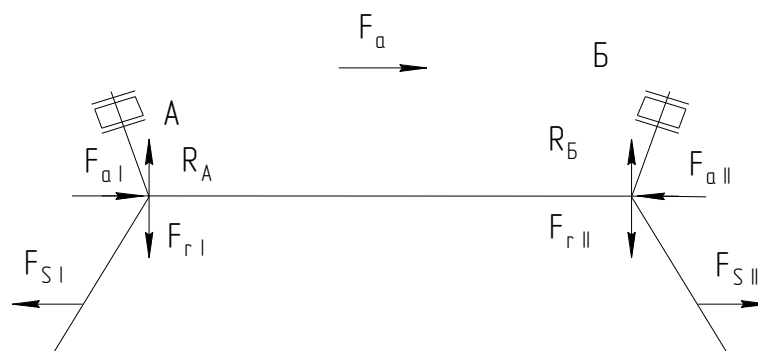


Рисунок 4.3 – Реакції опор вала III

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 34,38$ об/хв;

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

діаметр вала - $d = 45$ мм;

$F_{rI} = 5639$ Н, $F_{rII} = 8054$ Н, $F_a = 3233$ Н.

1. Попередньо приймаємо підшипник роликовий радіально-упорний 7309.

2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 59300$ Н; $C_o = 76100$ Н, $\alpha = 14^\circ$, $e = 0,29$.

3. Осьові складові радіальних навантажень:

1) умова рівноваги:

$$F_{aI} + F_a - F_{aII} = 0 \quad (3.158)$$

2) умова регулювання:

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

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

Для данної схеми регулювання:

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

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

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

Для I підшипника

$$F_{sI} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 5639 = 1357 \text{ Н}$$

Для II підшипника

$$F_{sII} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 8054 = 1939 \text{ Н}$$

4. Розрахункове осьове навантаження при $F_{sI} < F_{sII}$ та $F_{ab} > F_{sII} - F_{sI} = 1939 - 1357 = 582$ Н

Для I підшипника

$$F_{aI} = F_{sI} = 1357 \text{ Н}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для II підшипника

$$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab} = 1357 + 3233 = 4590 \text{ Н}$$

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

для підшипника I:

$$F_{aI} / V \cdot F_{rI} = 1357 / 1 \cdot 5639 = 0,24 < e = 0,29; \text{ приймаємо по [5] } X = 1; Y = 0.$$

для підшипника II:

$$F_{aII} / V \cdot F_{rII} = 4590 / 1 \cdot 8054 = 0,57 > e = 0,29; \text{ приймаємо по [5] } X = 0,4; Y = 1,66.$$

12. Еквівалентне динамічне навантаження:

Для I підшипника

$$P_{EI} = (1 \cdot 1 \cdot 5639 + 0 \cdot 1357) \cdot 1 \cdot 1,1 = 6203 \text{ Н},$$

Для II підшипника

$$P_{EII} = (1 \cdot 0,4 \cdot 8054 + 1,66 \cdot 4590) \cdot 1 \cdot 1,1 = 11925 \text{ Н},$$

Подальший розрахунок ведемо по більш навантаженій опорі.

13. Потрібна динамічна вантажопід'ємність:

$$C_{TP} = 11925 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 34 \cdot 38 \cdot 60}{10^6}} = 31524 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 31524 \text{ Н} < C_{or} = 59300 \text{ Н}$, відповідно, підшипники підходить.

12. Вибраний підшипник має такі параметри: $d = 45 \text{ мм}$; $D = 100 \text{ мм}$; $B = 26 \text{ мм}$.

Вал IV

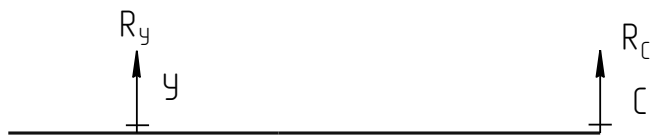


Рисунок 4.4 – Реакції опор вала IV

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані:

частота обертання вала - $n = 34,38$ об/хв;

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

діаметр вала - $d = 60$ мм;

$$F_{r \max} = 8940 \text{ Н}, K_E = 1,0; F_r = F_{r \max} \cdot K_E = 8940 \cdot 1,0 = 8940 \text{ Н}.$$

1. Попередньо приймаємо підшипник сферичний двохрядний роликовий 3612.

2. Для цього підшипника з [3] $C_{or} = 130000$ Н; $C_o = 130000$ Н.

3. Розрахунок підшипника ведемо по більш навантаженій опорі. Так як відношення $F_a/C_{or} = 0$, то $X = 1$; $Y = 0$.

4. Еквівалентне динамічне навантаження:

$$F_E = (1 \cdot 1 \cdot 8940 + 0) \cdot 1 \cdot 1,1 = 9634 \text{ Н},$$

де K_T - температурний коефіцієнт;

K_B - коефіцієнт безпеки.

5. Потрібна динамічна вантажопід'ємність:

$$C_{TP} = 9634 \cdot \sqrt[10]{\frac{11826 \cdot 34,38 \cdot 60}{10^6}} = 25441 \text{ Н}$$

$C_{TP} = 25441 \text{ Н} < C_{or} = 130000 \text{ Н}$, відповідно, підшипник підходить.

6. Вибраний підшипник має такі параметри: $d = 60$ мм; $D = 130$ мм; $B = 46$ мм.

3.4.3. Вибір та перевірочний розрахунок муфти приводу

В якості з'єднання вала електродвигуна з валом коробки швидкостей використовуємо муфту зубчаста (див. завдання). Вона відрізняється складною конструкцією, але використовується при великих крутних

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк 83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

моментах та має зручністю монтажу та демонтажу. Підпружинені ролики пом'якшують удари та вібрації, компенсують невеликі похибки монтажу та деформації валів. Матеріал напівмуфт - чавун СЧ 20, сталь 30, сталь 35Л, матеріал пальців - не нижче, як сталь 45. Пружні елементи виготовляють з резини з $\sigma_v \geq 8$ МПа.

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

$$\sigma_{\dot{\varphi}} = \dot{O}_\delta / (0.9D^2_0 b) \leq [\sigma]_{\dot{\varphi}}, \quad (3.159)$$

де T_p - розрахунковий крутний момент, Нм;

Приймаємо:

муфта зубчаста з такими параметрами: максимальний передаючий крутний момент $M_{кр} = 3300$ Нм, мінімальний діаметр муфти $d = 160$ мм.

Розрахуємо обгінну муфту.

Приймемо кількість роликів: $z=5$.

Розрахунковий діаметр роликів:

$$d_p = 0.27^3 \sqrt{\frac{M_{кр}}{z}}, \quad (3.160)$$

$$d_p = 0.27^3 \sqrt{\frac{3258}{5}} = 2.1 \text{ см} = 21,5 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d_p = 22$ мм.

Діаметр зажима поверхні обода:

$$D \approx 8d, \quad (3.161)$$

$$D \approx 8d = 8 \cdot 22 = 172 \text{ мм.}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина ролика:

$$L \approx 1,5d, \quad (3.162)$$
$$L \approx 1,5d = 1,5 \cdot 22 = 33 \text{ мм.}$$

Інші розміри приймаємо з конструкторських міркувань.

6 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Вал II

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 108.52 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 20 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 50 \text{ мм}$.

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: $l_p = l - b = 50 - 6 = 44 \text{ мм}$. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.163)$$
$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 108.52 \cdot 10^3}{20 \cdot (6 - 3,5) \cdot 44} = 64 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

Вал III

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 426,93 \text{ Нм}$;

діаметр валу - $d = 50 \text{ мм}$;

довжина шпонки - $l = 90 \text{ мм}$.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $t_1 = 5,5$ мм; $t_2 = 3,8$ мм.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 80 - 14 = 66$ мм. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 426.93 \cdot 10^3}{50 \cdot (9 - 5,5) \cdot 66} = 76 \text{ МПа} \leq [\sigma_{3M}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

Вал IV

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 2168,89$ Нм;

діаметр валу - $d = 65$ мм;

довжина шпонки - $l = 100$ мм.

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 18$ мм; $h = 11$ мм; $t_1 = 7$ мм; $t_2 = 4,4$ мм.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 100 - 18 = 82$ мм. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 1689 \cdot 10^3}{65 \cdot (11 - 7) \cdot 82} = 78 \text{ МПа} \leq [\sigma_{3M}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

Вал V

Вихідні дані:

крутний момент - $T = 2256.23$ Нм;

діаметр валу - $d = 80$ мм;

довжина шпонки - $l = 100$ мм.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо шпонку призматичну по ГОСТ 23360-78 з такими параметрами: $b = 22$ мм; $h = 14$ мм; $t_1 = 9$ мм; $t_2 = 5,4$ мм.

Робоча довжина шпонки: $l_p = l - b = 100 - 22 = 78$ мм. Деформація (напруга) зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2256.23 \cdot 10^3}{80 \cdot (14 - 9) \cdot 78} = 53 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа}$$

Умова виконується, тому шпонка підходить.

3.4.4. 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.

Для підйому та транспортування корпусних деталей та редуктора в зборі його кришка має проушини, а корпус кріючки. 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 редукторобудуванні.

Товщина стінки корпусу:

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 3 , \quad (3.164)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 152,53 + 3 = 7,68 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$.

Діаметр фундаментних болтів:

$$d_\phi \geq \sqrt[3]{2T} , \quad (3.165)$$

$$d_\phi \geq \sqrt[3]{2 \cdot 2168,89} = 15 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_\phi = 16 \text{ мм}$.

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

$$d_c \geq 0,75 d_\phi , \quad (3.166)$$

$$d_c \geq 0,75 \cdot 16 = 12 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_c = 12 \text{ мм}$.

3.4.5. Мащення 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:

$$\frac{\sigma_H^3}{10^6 \cdot V} , \quad (3.167)$$

де $v = 2,34 \text{ м/с}$ – розрахункова колова швидкість;

$\sigma_H = \text{МПа}$ - допустима контактна напруга передачі.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

далі з [10] вибираємо марку масла:

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

По рекомендаціям [10] приймаємо об'єм масла $V = 5 \text{ л}$

3.4.6. 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:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000}, \quad (3.168)$$

Вал I:

$$V = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 730}{60000} = 0,76 \text{ м/с}$$

Вал III:

$$V = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 180,025}{60000} = 0,08 \text{ м/с}$$

Вал IV:

$$V = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 34,38}{60000} = 0,13 \text{ м/с}$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

3.4.7. 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.

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

3.5 Конструкція вузла головного привода екструдера

Так як взаємодія сировини, тобто тіста з елементами головного екструдера носить складний характер, який пов'язаний з абразивними властивостями цієї сировини, то до конструкції головного шнека висуваються жорсткі технічні вимоги. Тобто бокові поверхні шнека повинні мати високий клас шорсткості, а зазор між зовнішньою поверхнею пера і отвору гільзи екструдера повинен мати невелике значення, так як це безпосередньо впливає на продуктивність екструдера. Для виконання таких жорстких вимог шнек головного екструдера виконано із антифрикційної бронзи, що дозволяє зменшити його габарити в осьовому напрямку в порівнянні з відомими конструкціями екструдерів, які виготовляються як правило із конструкційної

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сталі. А ступінь герметичності цих конструкцій досягається за рахунок великої довжини шнека. Запропонована конструкція головного екструдера внаслідок підбору оптимального співвідношення геометрії шнека а також використання антифрикційного матеріалу, дозволило зменшити осьові габарити конструкції і підвищити частоту обертання шнека, що безпосередньо впливає на підвищення продуктивності пристрою.

На листі 08-62.МКР.001.00.000СК представлена конструкція головного екструдера, яка містить раму 1, на опорній поверхні, якої встановлено електродвигун 17, що приводить в рух через клинопасову передачу 18 вхідний вал двоступінчастого циліндричного редуктора 4. Тихохідний вал редуктора через втулково-пальцеву муфту 16 з'єднано з валом підшипникового вузла камери основного екструдера 2. Відпресована через матрицю сировина обрізається ножом, автономний привод якого з'єднано з розтрубом камери основного екструдера.

Потужність привода складає 3 кВт, частота обертання вала 60 об/хв., продуктивність – 50 кг/год.

3.6 Висновки до третього розділу

Проаналізовано методику розрахунків пресів та пристрою пресування, на основі яких сформовані вихідні дані для розрахунку основних елементів головного приводу екструдера вакуумного преса.

Виконано кінематичний та силовий розрахунки головного приводу екструдера, за результатами яких проведено розрахунок клинопасової передачі, проєктні та перевірочні розрахунки циліндричних косозубих передач, розрахунок валів, вибір підшипників, розрахунок рами та фундаментних болтів.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ		Арк
							92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Основна мета проведення комерційного та технологічного аудиту є підвищення техніко-економічних показників, зокрема енергомісткості та металомісткості, за рахунок застосування ефективного приводу головного руху вакуумного пресу для виробництва харчових продуктів

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету: Обертюх Роман Романович, професор кафедри галузевого машинобудування (ГМ); Слабкий Андрій Валентинович, доцент кафедри ГМ; Шенфельд Валерій Йосипович, доцент кафедри ГМ.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 4.1 [1] 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 концепцій:					
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 значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження табл. 4.1

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	Конкурентів 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 Р. Р.	Слабкий А. В.	Шенфельд В. Й.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	4	3	3
3	1	2	1
4	4	4	4
5	2	1	2
6	3	3	4
7	1	0	1
8	3	3	4
9	3	3	3
10	4	4	3
11	4	4	4
12	2	3	3
Сума балів	СБ ₁ =31	СБ ₂ =34	СБ ₃ =34
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{33 + 32 + 34}{3} = 33$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 33 бали, і згідно з таблицею 4.3, це вказує на рівень вище середнього комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк 124
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результатом магістерської роботи є підвищення якості виготовленої продукції за рахунок застосування нового ефективного обладнання, яке може бути корисне науковцям, науково-дослідним установам та виробничникам, робота яких пов'язана з розробкою, дослідженням чи експлуатацією подрібнювачів біомаси.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано прес ТФК, що виготовлений на Харківському підприємстві «ХарчоМаш». Основними недоліками аналога є завищені показники енергомісткості, металомісткості та збільшені габаритні розміри. Також до недоліків можна віднести зниження довговічності роботи вузлів передавального механізму.

У розробці дана проблема вирішується зменшенням енергоспоживання приводу, введенням клинопасового варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням, що дозволить автоматизувати процес керування даним вузлом. Крім того, компоновка самого приводу дозволила зменшити габаритні розміри. Також система випереджає аналог за такими параметрами як зменшена потужність приводу на 25%. Збільшена на 20% швидкість робочого інструмента.

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.001.00.000.ПЗ	Арк
						125
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
Потужність електродвигуна, кВт	3	1,5	2	10%
Частота обертів вала двигуна, об/хв.	1430	1415	1,01	40%
Продуктивність, кг/год	100...150	100...150	1	25%
Кількість вузлів привода	10	10	1	15%
Діаметр циліндра екструдера, мм	60	50	1,2	10%

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.

$$q_1 = \frac{3}{1,5} = 2;$$

$$q_2 = \frac{1430}{1415} = 1,4;$$

$$q_3 = \frac{150}{150} = 1;$$

$$q_4 = \frac{10}{10} = 1;$$

$$q_5 = \frac{60}{50} = 1,2.$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						126
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (4.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 2 \cdot 0,1 + 1,01 \cdot 0,4 + 1 \cdot 0,25 + 1 \cdot 0,15 + 1,2 \cdot 0,1 = 1,12$$

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.

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		
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
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	350000	300000

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.

$$I_{e.n.} = \frac{350000}{300000} = 1,17;$$

$$K = \frac{1,12}{1,17} = 0,95.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможнішою в порівнянні з конкурентним товаром.

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.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						128
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (4.6)$$

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.

Для розробки необхідно залучити інженера з посадовим окладом 30000 грн. Кількість робочих днів у місяці складає 21, а кількість робочих днів інженера складає 38. Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 4.7.

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	17000	809,5	5	4048
Інженер	12000	571,4	25	14286
Всього				18333

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.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						129
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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	2	2	52,4	104,8
2.Монтажні	3	2	52,4	157,1
3.Складальні	2	6	95,2	190,5
4.Налагоджувальні	6	6	95,2	571,4
5.Випробувальні	3	6	95,2	285,7
Всього				1309,5

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників.

Додаткова заробітна плата $З_d$ всіх розробників та робітників, які приймали устають 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.

$$З_d = (З_o + З_p) * \frac{Н_{дод}}{100\%} \quad (4.9)$$

$$З_d = 0,11 * (18333 + 1309,5) = 2160,71 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $Н_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$Н_{зп} = (З_o + З_p + З_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (4.10)$$

де $З_o$ – основна заробітна плата розробників, грн.;

$З_d$ – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$З_p$ – 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:

$$Н_{зп} = (18333 + 1309,5 + 2160,71) * \frac{22}{100} = 4796,79 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						131
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{Bj}, \quad (4.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

C_{Bj} – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 4.9.

Таблиця 4.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Лак ЕП-730	50	0,5	25
Припой ПОС-61	20	0,9	18
Флюс БС-2	45	0,23	10,35
Спиртобензин СВС-50	45	0,4	18
Дріт монтажний	30	0,4	12
Всього			83,35
З врахуванням коефіцієнта транспортування			91,69

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_6), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_6 = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (4.12)$$

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 4.10.

Таблиця 4.10 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Гідромотор	1	30000	30000
Додатковий гідромотор	1	25000	25000
Розподільник	1	5500	5500
Гідронасос	1	4000	4000
Трубопровід	4	1500	6000
Всього (з врахуванням транспортних витрат)			77550,00

7. 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:

$$A_{обл} = \frac{C_6}{T_6} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (4.13)$$

де C_6 – 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_e – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 4.11.

Таблиця 4.11 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
1. ПК	40000	2	1	1666,67
Всього				1666,67

8. 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.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (4.14)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впi} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,5 \cdot 250 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 820,31$$

9. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{\text{CB}} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{CB}}}{100\%}, \quad (4.15)$$

де H_{CB} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{\text{CB}} = 0,2 * (18333 + 1309,5) = 3928,57$$

10. 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 основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{\text{НЗВ}} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{НЗВ}}}{100\%}, \quad (4.16)$$

де $H_{\text{НЗВ}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{НЗВ}} = (18333 + 1309,5) * \frac{100}{100\%} = 19642,85 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 18333 + 1309,5 + 2160,71 + 4796,79 + 91,69 + 77550 + 1666,67 + 820,31 + 3928,57 + 19642,85 = 130300,45 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат $ЗВ$ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (4.17)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						135
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,5$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{130300,45}{0,5} = 260600,89 \text{ грн.}$$

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

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_o \cdot N + \Pi_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (4.18)$$

де $\Delta\Pi_o$ – 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:

Π_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 $\lambda = 0,8333$.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						136
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2024 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 2000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 8 шт., протягом другого року – на 12 шт., протягом третього року на 15 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 300000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\P_1 &= [2000 \cdot 1 + (300000 + 2000) \cdot 8] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 413058,48 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_2 &= [2000 \cdot 1 + (300000 + 2000) \cdot (8 + 12)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 1033792,1 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_3 &= [2000 \cdot 1 + (300000 + 2000) \cdot (8 + 12 + 15)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 1807636,1 \text{ грн.}\end{aligned}$$

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.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot ЗВ, \quad (4.19)$$

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						137
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 260600,89 = 521201,79$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (4.20)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t}, \quad (4.21)$$

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 НДЦКР, 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).

$$ПП = \frac{413058,48}{(1+0,2)^1} + \frac{1033792,1}{(1+0,2)^2} + \frac{1807636,1}{(1+0,2)^3} = 2113077,77 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{абс}} = (4207993,33 - 521201,79) = 1591875,98 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{\text{абс}} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДЦКР може бути доцільним.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						138
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_6 . Для цього користуються формулою:

$$E_6 = \sqrt[3]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (4.22)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_6 = \sqrt[3]{1 + \frac{1591875,98}{521201,79}} - 1 = 0,92 = 92\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (4.23)$$

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:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_6} \quad (4.24)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{0,92} = 1,1 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						139
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього 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 1,1 роки, загальні витрати на розробку складуть 260600,89 грн.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
						140
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтовано вибір теми магістерської кваліфікаційної роботи через співставлення техніко-економічних показників нової розробки і базового варіанту.

2. На підставі проведеного аналізу відомих технічних рішень встановлено необхідність розробки нової схеми та конструкції головного приводу екструдера вакуумного преса для виробництва макаронних виробів.

3. Проаналізовано методику розрахунків пресів та пристрою пресування, на основі яких сформовані вихідні дані для розрахунку основних елементів головного приводу екструдера вакуумного преса.

4. Виконано кінематичний та силовий розрахунки головного приводу екструдера, за результатами яких проведено розрахунок клинопасової передачі, проєктні та перевірочні розрахунки циліндричних косозубих передач, розрахунок валів, вибір підшипників, розрахунок рами та фундаментних болтів.

5. Розроблено компоновку головного приводу екструдера для преса, призначеного для виробництва макаронних виробів.

6. В економічному розділі подано результати технологічного аудиту, які вказують на рівень вище середнього 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 проєкт окупляться через 1,1 роки, загальні витрати на розробку складуть 260600,89 грн.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		141

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. Малезик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / За ред. проф. І. Ф. Малезика. — 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.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		142

Паламарчук, В. В. Яськов, І. А. Зозуляк. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2004. 336 с.

11. Бурів Л.А., Медведєв Г.М. Технологічне устаткування макаронних 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. Павлице 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.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		143

- 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.

					08-62.МКР.001.00.000.ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		144

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ГОЛОВНОГО
ПРИВОДУ ЕКСТРУДЕРА

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 ГОЛОВНОГО ПРИВОДУ
ЕКСТРУДЕРА
08-62.МКР.001.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., професор
Поліщук Л.К.
Розробив: ст. гр. 1ГМ-23м
Атаманчук О.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. - 200 с.
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 – 70 мм

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки

- габаритні розміри – 1100x1020x722 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

Очікуваний економічний ефект при впровадженні преса у виробництво складає 8206,08 грн. Це дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 2,5 роки, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

7. Стадії і етапи розробки проекту

- 1) техніко-економічне обґрунтування проекту;
- 2) аналіз відомих технічних рішень;
- 3) виконання розрахунково-конструкторського розділу;
- 4) технологічний розділ;
- 5) розробка економічної частини проекту;
- 6) безпека життєдіяльності
- 7) розробка розділу цивільної оборони;

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.

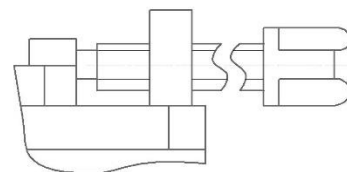
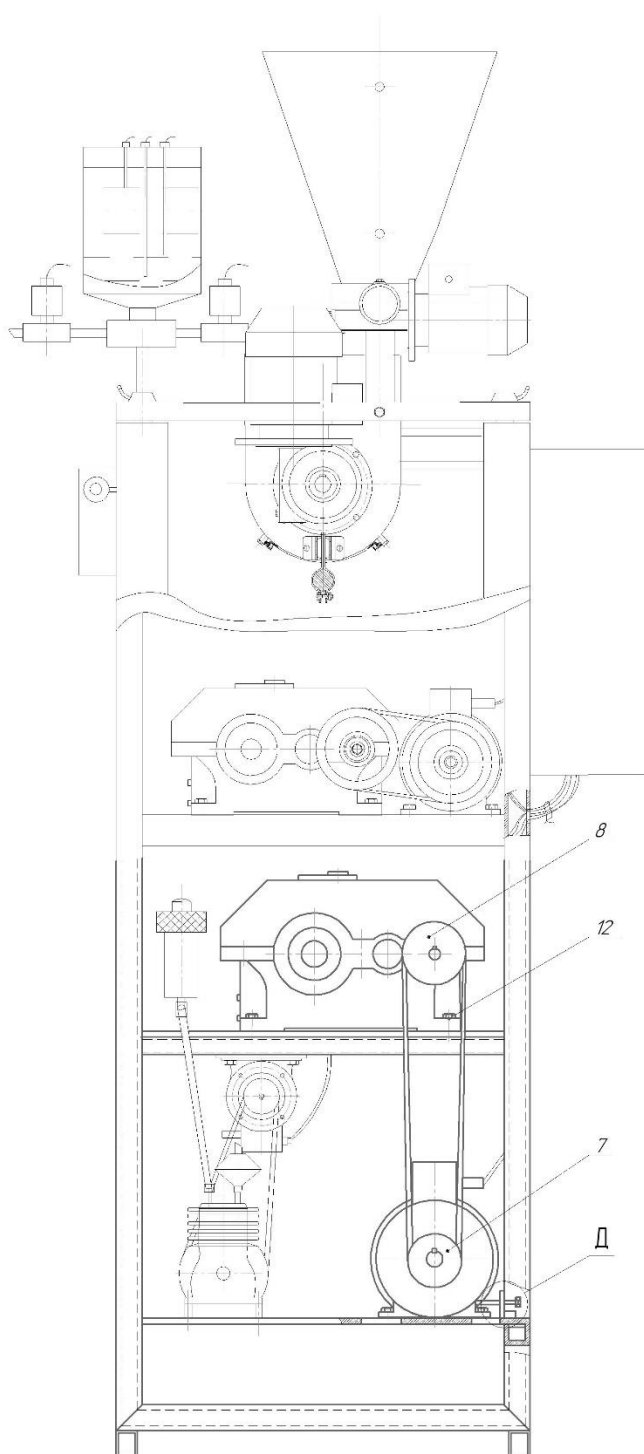
Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

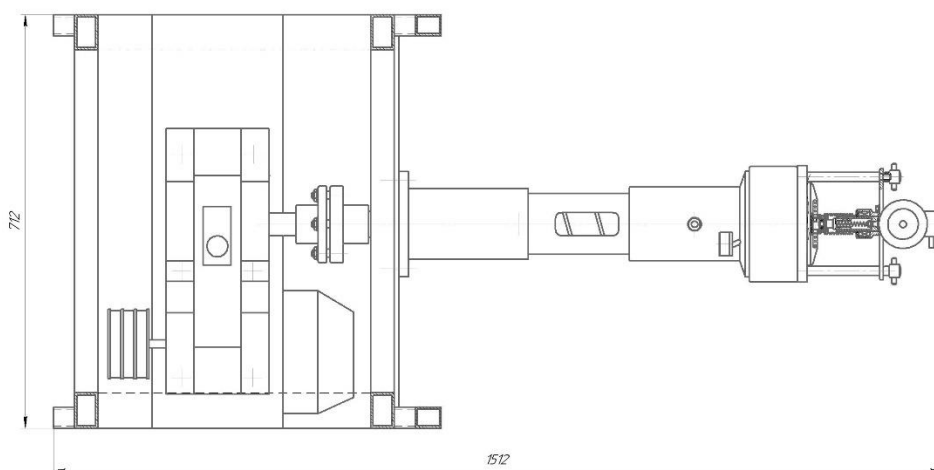
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА
ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ГОЛОВНОГО ПРИВОДУ
ЕКСТРУДЕРА

A (1)

Д (10:1)



Б (1)



A



1. Потужність привода, Вт – 150
2. Частота обертання, хв^{-1} – 5..20
3. Напряга живлення, В – 12

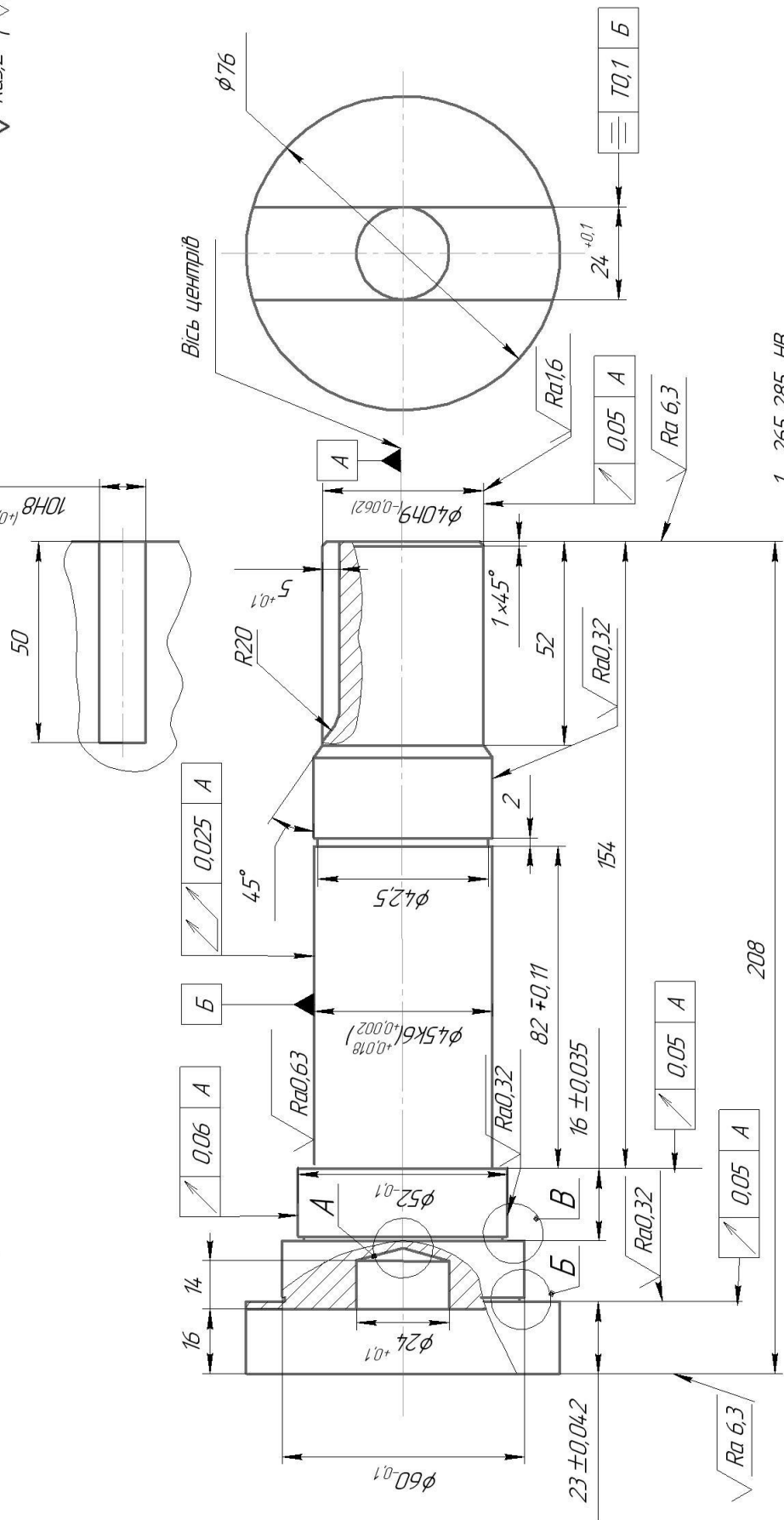
[illegible]

Копирован	формат	A3
-----------	--------	----

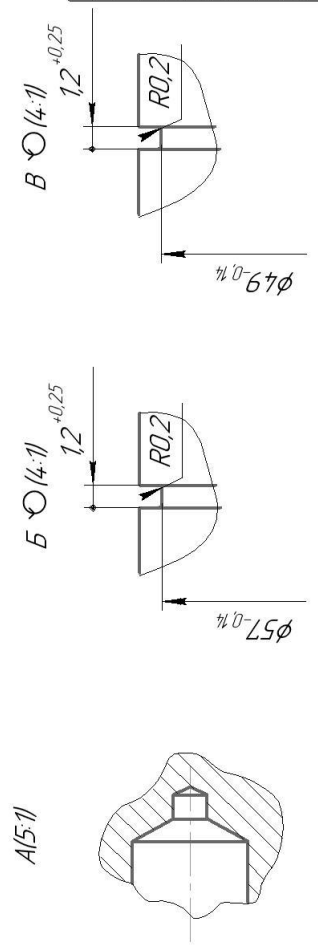
08-62.МКР.00102.009

Лист №	Лист
Лист №	Лист

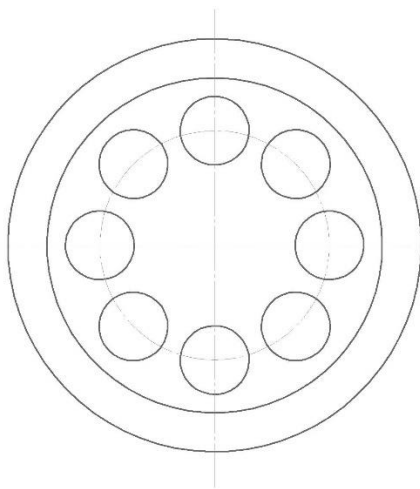
$\sqrt{Ra3,2}$ ($\sqrt{1}$)



- 1. 265...285 HB
- 2. H14, h14, IT14/2



08-62.МКР.00102.009		Вал		Сталь 45		ГОСТ 977-75		ВНТУ, зр. 1ГМ-23Д	
Лист	Масса	Лист	Масса	Лист	Масса	Лист	Масса	Лист	Масса
1	289	1	289	1	289	1	289	1	289
Разработ	Провер	Норматив	Провер	Норматив	Провер	Норматив	Провер	Норматив	Провер
Технический	Технический	Технический	Технический	Технический	Технический	Технический	Технический	Технический	Технический
Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив	Норматив
Умол	Умол	Умол	Умол	Умол	Умол	Умол	Умол	Умол	Умол

[illegible]

08-62.MKP.00102.004

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

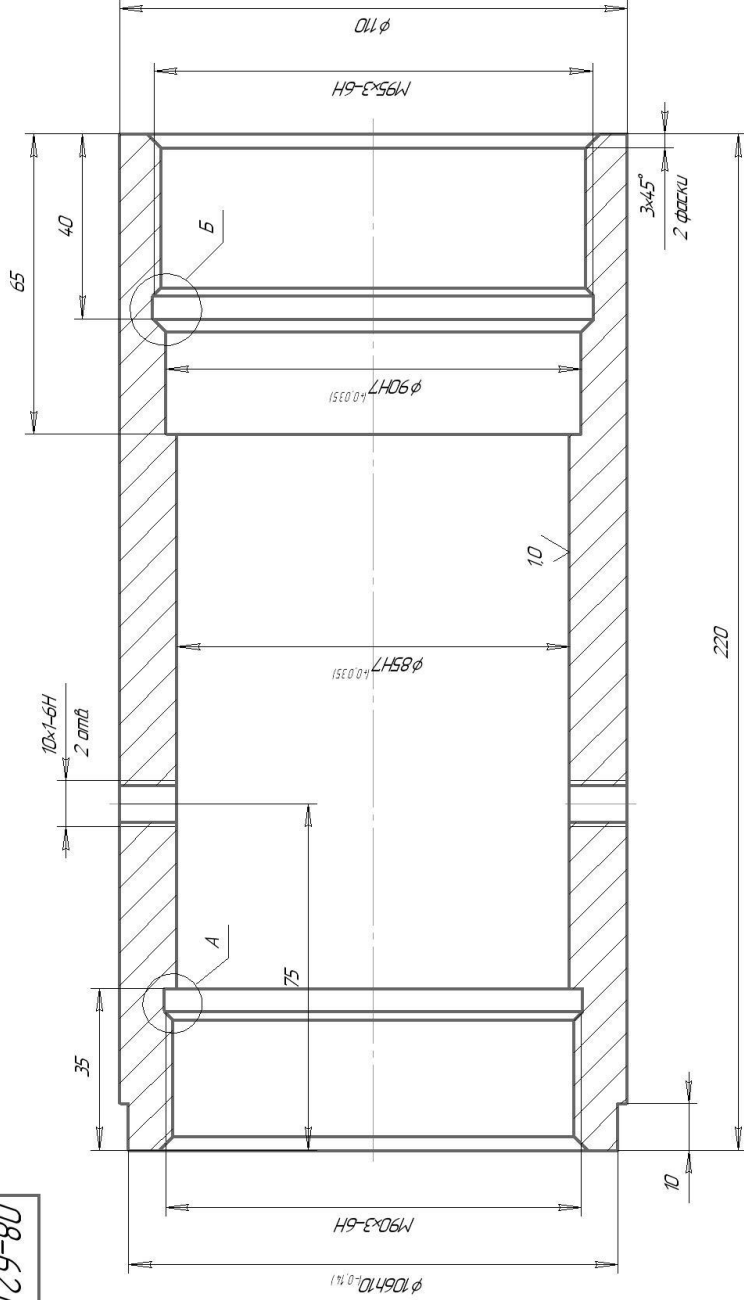
Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

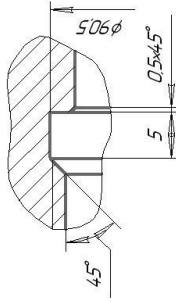
Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

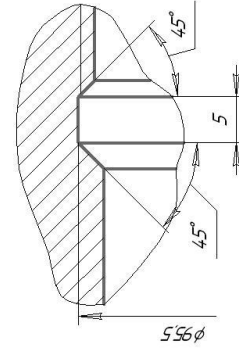
3,2 (✓)



A(2:1)



B(2:1)



1. 32...36 HRC
2. H14; h14; ±1/2 IT14

08-62.MKP.00102.004

Корпус

Сталь 45 ГОСТ 1050-84

Формат А3

Корпус

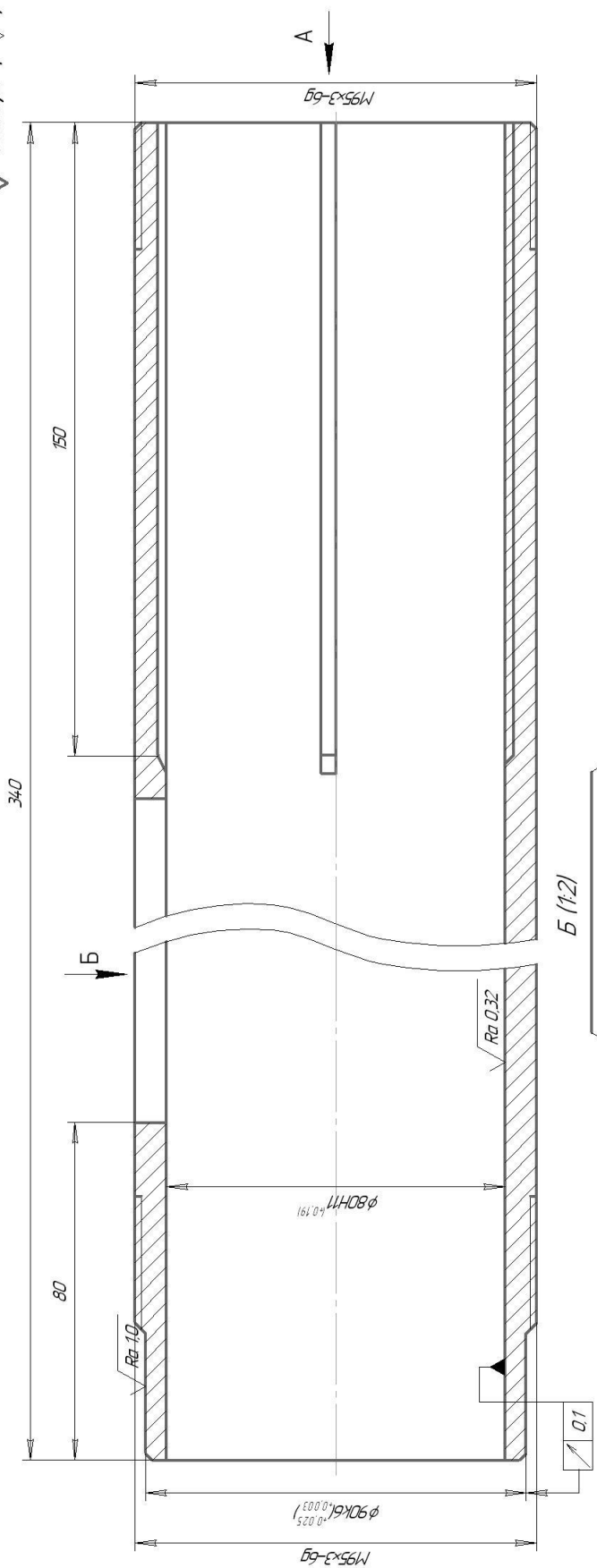
Формат А3

Илл. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Подп. у дубл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Лист. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.

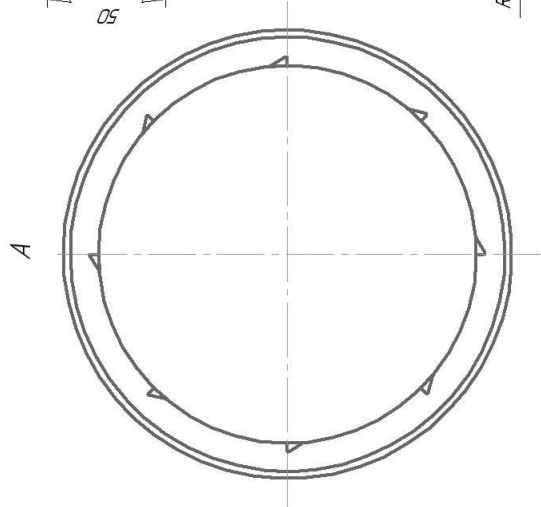
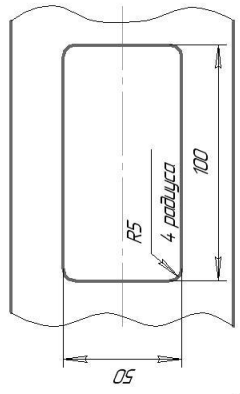
08-62.МКР.001.02.005

Лист. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Подп. у дубл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Лист. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.

√ Ra6,3 (✓)



Б (1:2)



1. 58.62 HRC

2. H14, h14, $\pm IT14/12$

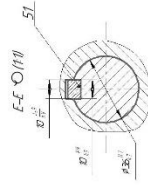
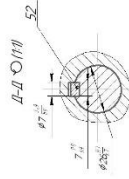
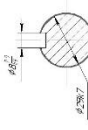
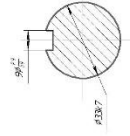
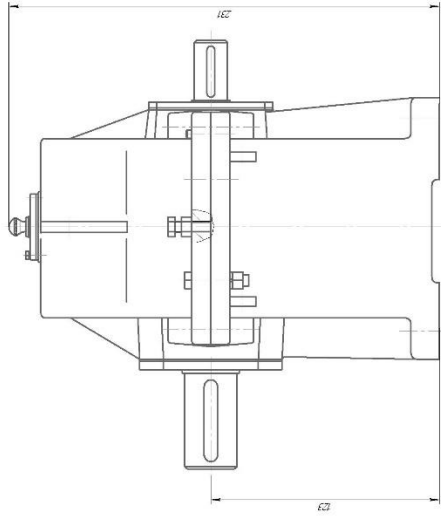
Илл. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Подп. у дубл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.
Лист. № подл.	Взам. унб. №	Илл. № дубл.	Подп. у дубл.

08-62.МКР.001.02.005

Гильза

Сталь 12Х13 ГОСТ 5632-82

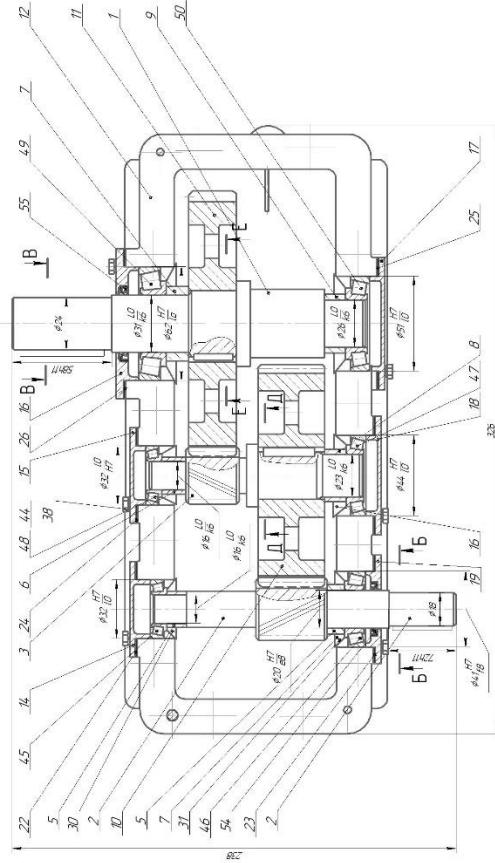
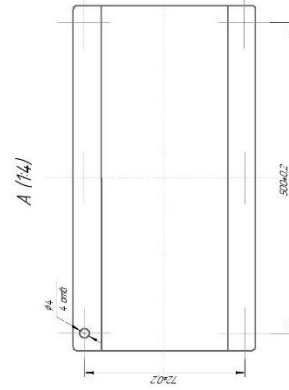
Формат А3



25

- Технічні вимоги

- [illegible]

[illegible]

08-62.МКР.00104.011

Лист 1

Лист 1

Лист 1

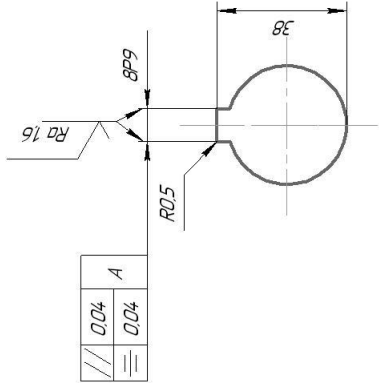
Лист 1

Лист 1

Лист 1

$\sqrt{Ra\ 12,5}$ (✓)

Модуль	m	2
Число зубців	z	120
Кут нахилу	β	16°
Направлення лінії зуба		праве
Нормальний вихідний контур		ГОСТ 13755-75
Коефіцієнт зміщення	x	0
Ступінь точності		7-7-B
Постійна хорда	s_x	3,14
Висота до постійної хорди	h_t	2,99
Діалільний діаметр	d	256,15
Діаметр закладин	d_0	248,25
Позначення креслення спряженого зубчатого копеса		08-31.М 16.06.04.001



1. 285...300 HB
2. Штанувальні радіуси R=2,5...3,0 та ухили 2°...5°
3. H14, h14, ±IT14/2

08-62.МКР.00104.011		Лист	Маса	Масштаб
Колесо зубчасте				1:2
		Лист	Листов	1
Сталь 20Х ГОСТ 4543-71		ВНТУ, зр.1ГМ-23М		

Формат А3

Копіювати

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ГОЛОВНОГО
ПРИВОДУ ЕКСТРУДЕРА

		Формат			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		Зона	Поз.					
Перв. примен.								
						Документація		
Справ. №	A1			08-62.МКР.001.03.100СК	Складальне креслення			
					Деталі			
		1		08-62.МКР.001.03.101	Корпус	1		
		2		08-62.МКР.001.03.102	Напрямна	1		
		3		08-62.МКР.001.03.103	Вал	1		
		4		08-62.МКР.001.03.104	Фланець	1		
		5		08-62.МКР.001.03.105	Кришка	1		
		6		08-62.МКР.001.03.106	Кожух	1		
		7		08-62.МКР.001.03.107	Траверса	1		
		8		08-62.МКР.001.03.108	Стійка	2		
		9		08-62.МКР.001.03.109	Ніж	2		
		10		08-62.МКР.001.03.110	Основа ножа	2		
		11		08-62.МКР.001.03.111	Гайка	2		
		12		08-62.МКР.001.03.112	Опора	1		
Підп. і дата				13	08-62.МКР.001.03.113	Фіксатор	1	
				14	08-62.МКР.001.03.114	Пружина	1	
Взам. інв. №								
Підп. і дата								
Інв. № подл.								
08-62.МКР.001.03.100								
Привод ножа					Лит.	Лист	Листов	
						1	2	
					ВНТУ, зр. 1ГМ-23м			

Копіював

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			08-62МКР.001.04.00 СК	Складальне креслення		
				<u>Деталі</u>		
		1	08-62МКР.001.04.001	Вал	1	
		2	08-62МКР.001.04.002	Вал-шестерня	1	
		3	08-62МКР.001.04.003	Вал-шестерня	1	
		4	08-62МКР.001.04.004	Віддушина	2	
		5	08-62МКР.001.04.005	Диск масловідбивний	1	
		6	08-62МКР.001.04.006	Диск масловідбивний	1	
		7	08-62МКР.001.04.007	Диск масловідбивний	1	
		8	08-62МКР.001.04.008	Диск масловідбивний	1	
		9	08-62МКР.001.04.009	Диск масловідбивний	2	
		10	08-62МКР.001.04.010	Колесо зубчате	1	
		11	08-62МКР.001.04.011	Колесо зубчате	1	
		12	08-62МКР.001.04.012	Корпус редуктор	1	
		13	08-62МКР.001.04.013	Кришка редуктора	1	
		14	08-62МКР.001.04.014	Кришка	1	
		15	08-62МКР.001.04.015	Кришка	1	
		16	08-62МКР.001.04.016	Кришка	1	
		17	08-62МКР.001.04.017	Кришка	1	
					08-62МКР.001.04.000	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Редуктор циліндричний одноступінчастий трьохпоточний	
Виконав		Атаманчук				
Перевірив		Поліщук				
Н. контр.		Поліщук			ВНТУ, гр.1ГМ-23м	
Затв.		Поліщук				
					Літ	Аркуш
						1
					Аркушів	3

[illegible]

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.001.04..000	

		Перв. примен.			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
		Формат	Зона	Поз.							
		A1			08-62.МКР.001.02.000.СК	Складальне креслення					
				1	08-62.МКР.001.02.001	Корпус	1				
				2	08-62.МКР.001.02.002	Гільза	1				
				3	08-62.МКР.001.02.003	Раструб	1				
				4	08-62.МКР.001.02.004	Гайка накидна	1				
				5	08-62.МКР.001.02.005	Шнек	1				
				6	08-62.МКР.001.02.006	Вал	1				
				7	08-62.МКР.001.02.007	Опора	1				
				8	08-62.МКР.001.02.008	Гайка	1				
				9	08-62.МКР.001.02.009	Шайба	1				
				10	08-62.МКР.001.02.010	Шайба	1				
				11	08-62.МКР.001.02.011	Втулка	1				
				12	08-62.МКР.001.02.012	Кільце ущільнююче	1				
				13	08-62.МКР.001.02.013	Кільце ущільнююче	1				
				14	08-62.МКР.001.02.014	Обойма	1				
				15	08-62.МКР.001.02.015	Фланець	1				
				16	08-62.МКР.001.02.016	Матриця	1				
				17	08-62.МКР.001.02.017	Кожух	1				
				18	08-62.МКР.001.02.018	Штуцер	2				
				19	08-62.МКР.001.02.019	Провушина	1				
				20	08-62.МКР.001.02.020	Пробка	1				
				21	08-62.МКР.001.02.021	Пружина	8				
				22	08-62.МКР.001.02.022	Кришка	1				
					08-62.МКР.001.02.000						
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Камера основного экструдера		Лит.	Лист	Листов
		Разраб.	Атаманчук О.О.							1	2
		Пров.	Поліщук Л.К.				ст.гр.1ГМ-23м ВНТУ				
		Н.контр.	Поліщук Л.К.								
		Утв.	Поліщук Л.К.								

Копировав
Формат А4

[illegible]

Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ГОЛОВНОГО
ПРИВОДУ ЕКСТРУДЕРА**

Аналіз існуючих схем головного привода пресувальних пристроїв

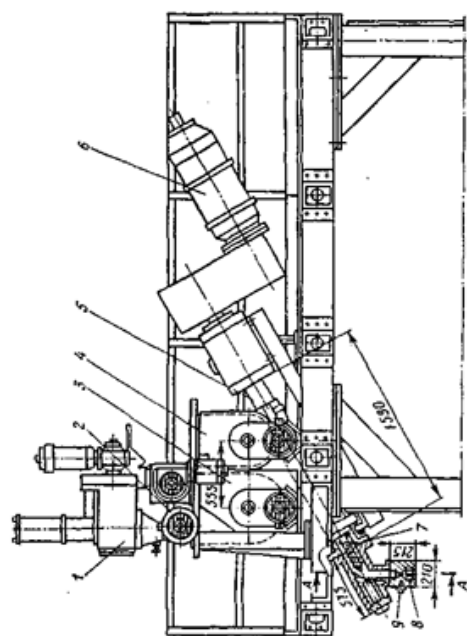


Рисунок 2 - Шнековий макаронний прес ВВК-140/4

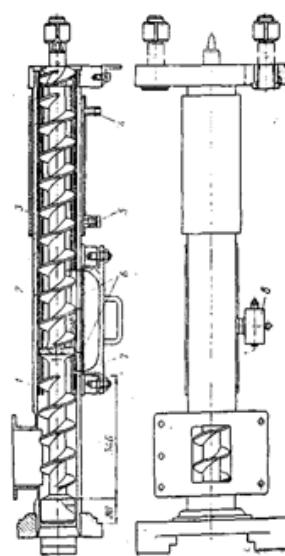


Рисунок 3 - Пристрій преса ЛПЛ-2М

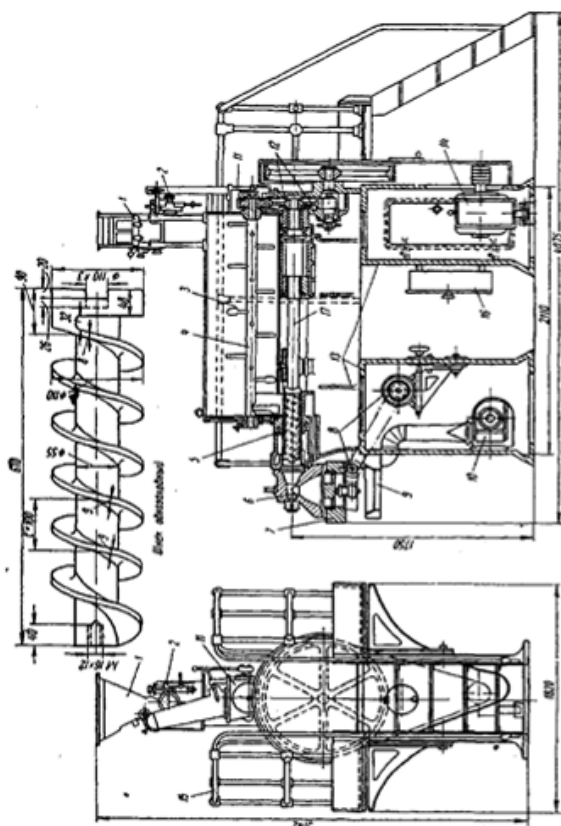


Рисунок 1 - Горизонтальний макаронний прес ГМП-1А

Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАКУУМНОГО ПРЕСА ДЛЯ
ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ. РОЗРОБКА ГОЛОВНОГО
ПРИВОДУ ЕКСТРУДЕРА

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка конструкції вакуумного преса для виробництва харчових продуктів. (Розробка головного приводу екструдера.)»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 84% Схожість 16%

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 є 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)

Атаманчук О.О.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Поліщук Л.К.

(прізвище, ініціали)