

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка

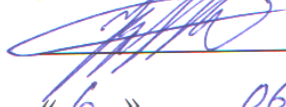
до бакалаврського дипломного проекту на тему:

«МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ»

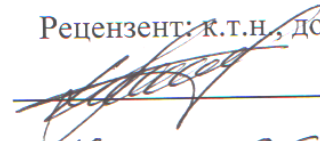
Виконала: студентка 4 курсу, групи 1ГМ-216
зі спеціальності 133«Галузеве машинобудування»
(шифр і назва напрямку підготовки)


_____ Ковальчук О. О.
(прізвище та ініціали)
« 6 » _____ 06 _____ 2025 р.

Керівник: к.т.н., доцент

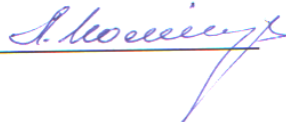

_____ Шенфельд В. Й.
(прізвище та ініціали)
« 6 » _____ 06 _____ 2025 р.

Рецензент: к.т.н., доцент, зав. каф. АТМ


_____ Цимбал С. В.
(прізвище та ініціали)
« 16 » _____ 06 _____ 2025 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри ГМ

д.т.н, професор Поліщук Л.К. 
« 10 » _____ серпень _____ 2025 р.

Вінниця ВНТУ– 2025 р

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 133 «Галузеве машинобудування»
Освітньо-професійна програма 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

 Поліщук Л.К.

“04” березня 2025 року

З А В Д А Н Н Я НА БАКАЛАВРСЬКИЙ ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТЦІ Ковальчук Ользі Олегівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема бакалаврської дипломної роботи: «Механізм приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів»
керівник проекту Шенфельд Валерій Йосипович, к.т.н., доцент,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.03.2025 року № 97

2. Строк подання студентом бакалаврського дипломного проекту 10.06.2025

3. Вихідні дані до бакалаврського дипломного проекту: сила пресування – 300 кН; продуктивність машини – 1400-2000 шт/год.; радіус кривошипа – 150 мм.; режим навантаження – постійний; режим роботи – в дві зміни.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Аналіз конструкцій обладнання для напівсухого пресування матеріалів. Розробка конструкції напівавтомата для пресування сумішів та його привода. Розрахунково-конструктивний розділ. Розділ охорони праці. Висновки по роботі.

5. Перелік графічного та ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

5.1 Аналіз відомих технічних рішень (1 плакат формату А1).

5.2 Розробка конструкції напівавтомата для пресування сумішів та його привода (2 плаката формату А1).

5.3. Механізм привода (Складальне креслення) (1 лист формату А1).

5.4. Вал ведомий (Складальне креслення) (1 лист формату А1).

5.5. Амортизатор (Складальне креслення) (1 лист формату А1).

6. Консультанти розділів бакалаврської дипломної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	к.т.н., доцент Шенфельд В. Й.	24.03.2025	06.06.2025
Охорона праці	к.т.н., доцент Поліщук О. В.	05.05.2025	20.05.2025

7. Дата видачі завдання 24.03.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання		Пр
		початок	закінчення	
1	Аналіз конструкцій обладнання для напівсухого пресування матеріалів	05.05.2025	20.05.2025	Вс
2	Розробка конструкції напівавтомата для пресування сумішів та його привода	05.05.2025	20.05.2025	Вс
3	Розрахунково-конструктивний розділ	24.05.2025	02.06.2025	Вс
4	Складальні креслення	27.05.2025	06.06.2025	Вс
5	Розробка заходів щодо забезпечення охорони праці	05.05.2025	20.05.2025	Вс
6	Оформлення текстової та графічної частини проекту	12.05.2025	06.06.2025	Вс
7	Висновки по роботі.	05.06.2025	06.06.2025	Вс
8	Перевірка на плагіат	06.06.2025	09.06.2025	Вс
9	Нормоконтроль БКП	10.06.2025	10.06.2025	Вс
10	Попередній захист	10.06.2025		Вс
11	Рецензування	11.06.2025	16.06.2025	Вс
12	Захист БКП	За графіком кафедри		Вс

Студентка

(підпис)

Ковальчук О. О.

(прізвище та ініціали)

Керівник бакалаврської дипломної роботи

(підпис)

Шенфельд В.Й.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бакалаврський дипломний проєкт складається з 78 сторінок формату А4, на яких є 16 рисунків, 5 таблиць, список використаних джерел містить 17 найменувань.

В даному бакалаврському дипломному проєкті представлена розробка приводного механізму напівавтомата для пресування напівсухих сумішей, який забезпечує функціонування основних вузлів машини за допомогою розміщених на веденому валу органів керування. Проведено багатоваріантний пошук оптимальної конструкції привода.

Виконанні силовий та кінематичний розрахунок, а також розрахунок на міцність основних елементів привода. Розроблені заходи по охороні праці.

Ключові слова: напівсухе пресування, напівавтомат, привід, розрахунки.

ANNOTATION

The bachelor's thesis consists of 78 pages of A4 format, which contain 16 figures, 5 tables, and the list of sources used contains 17 names.

This bachelor's thesis presents the development of a drive mechanism for a semi-automatic machine for pressing semi-dry mixtures, which ensures the functioning of the main components of the machine using controls located on the driven shaft. A multivariate search for the optimal drive design was carried out.

A force and kinematic calculation was performed, as well as a calculation of the strength of the main drive elements. Occupational safety measures were developed.

Keywords: semi-dry pressing, semi-automatic machine, drive, calculations.

Зміст

ВСТУП.....	5
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАПІВСУХОГО ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ.....	7
1.1. Суть технічної проблеми	7
1.2. Обладнання для півсухого пресування матеріалів, постановка задачі та теми проєкту.....	7
1.3. Конструктивна схема машини для напівсухого пресування матеріалів....	13
2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ СУМІШІВ ТА ЙОГО ПРИВОДА.....	16
2.1. Конструкція напівавтомата для пресування сумішів та його привода.....	16
2.2 Висновок до розділу 2.....	18
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗДІЛ.....	19
3.1. Аналіз варіантів конструктивних схем механізмів приводів та обґрунтування вибору оптимального варіанта.....	19
3.2. Розрахунок кінематичних та силових параметрів розробленої конструкції.....	21
3.3. Проектний розрахунок розробленої конструкції привода.....	30
3.4 Висновки до розділу 3.....	64
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	66
4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи.....	67
4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	69
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	76
ДОДАТКИ.....	79
ДОДАТОК А ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	80

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Ковальчук О. О.			Механізм приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів				Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Шенфельд В. Й.									3	
									ВНТУ, ІГМ-216			
Н. Контр.		Шенфельд В. Й.										
Затверд.		Поліщук Л. К.										

ДОДАТОК Б ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	85
ДОДАТОК В ГРАФІЧНА ЧАСТИНА.....	89
ДОДАТОК Г СПЕЦІФІКАЦІЇ.....	93
ДОДАТОК Д ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НА ПЛАГІАТ.....	99

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Вибір обладнання для формування виробів залежить від властивостей вихідної сировини (щільність, твердість, вологість, в'язкість) та виду виробу, який необхідно отримати.

Існує три основних способи переробки та підготовки сировини для формування: напівсухий (вологість 8-13%), пластичний (вологість 18-25%) та лікерний (вологість 45-60%). У відповідності з підготовленою сировиною проводять формування виробів також трьома способами: пластичним, напівсухим, ливарним.

Найбільш поширеним є спосіб пластичного формування, який полягає в застосуванні стрічкових шнекових пресів, в яких використані властивості пластичних глиняних мас деформуватися під дією зовнішніх сил без розриву суцільності та зберегти отриману нею форму після припинення дії цих сил.

Спосіб напівсухого формування полягає в компресійному пресуванні виробів сипучих порошкоподібних мас з вологістю 8-12% під великим тиском (15-40 МПа).

Раніше цей спосіб використовувався для пресування тонкостінних виробів керамічних плиток. В останні роки пресування поширилось на виробництво стінової кераміки (цегли). Цей спосіб є перспективним з позиції комплексної механізації. Його переваги перед пластичним формуванням: можливість використання мало пластичних глин, скорочення тривалості сушки виробів і всього технологічного циклу, більша міцність від формованих виробів при випалюванні цегли усуваються перевантаження з сушильних на випалювальні вагонетки. Форма виробів має стабільні геометричні розміри (точність до 0,1 мм при пресуванні 15-20 МПа). Це спричиняє мінімальну усадку при сушці та випалюванні, та можливість застосування автоматів при перевантаженні.

Особливістю конструкції напівавтомата є застосування способу керування роботою всіх механізмів в цикловому режимі за допомогою веденого вала

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приводу, виконаного як розподільчий. На приводному валу під необхідним кутом один відносно одного виставлені органи керування роботою основних механізмів: кулачок механізму виштовхування; вісь кривошипа механізму керування; кулачок механізму блокування столу; кривошип механізму повороту.

Метою бакалаврського кваліфікаційного проєкту є створення високопродуктивного мобільного напівавтомата для пресування цегли, який можна використати безпосередньо поблизу сировини кар'єрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

- виконати аналіз відомих конструкцій обладнання для напівсухого пресування матеріалів;
- розробити конструкцію напівавтомата для пресування сумішів та його привода;
- виконати необхідні проєктні силові, кінематичні розрахунки, а також розрахунок на міцність елементів вузлів розроблених механізмів з метою його конструювання;
- виконати необхідні розрахунки та розробити заходи для безпечної експлуатації пристрою.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАПІВСУХОГО ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

1.1 Суть технічної проблеми

При виготовленні будівельних матеріалів, як цегла, плитка тротуарна, блоки та ін., формування виробів проводять трьома способами: пластичним, напівсухим, ливарним.

Найбільш поширеним є спосіб пластичного формування, який потребує коштовного і габаритного обладнання, з великою кількістю обслуговуючого персоналу.

Більш перспективним є спосіб напівсухого пресування з вологістю суміші під великим тиском (15...40) МПа. До переваг його слід віднести можливість використання малопластичних глин, скорочення тривалості сушки виробів і всього технологічного циклу, більша міцність, стабільні форми виробу.

Існуючі пристрої для напівсухого пресування, як правило, стаціонарні і малоавтоматизовані та характеризуються невисокою продуктивністю.

Метою розробки є створення високопродуктивного мобільного напіваавтомата для пресування цегли, який можна використати безпосередньо поблизу сировини кар'єрів.

1.2 Обладнання для півсухого пресування матеріалів, постановка задачі та теми проекту

Вибір обладнання для півсухого пресування матеріалів залежить від властивостей вихідної сировини (щільність, твердість, вологість, в'язкість) та виду виробу, який необхідно отримати.

Існує три основних способи переробки та підготовки сировини для формування: напівсухий (вологість 8-13%), пластичний (вологість 18-25%) та

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

лікерний (вологість 45-60%). У відповідності з підготовленою сировиною проводять формування виробів також трьома способами: пластичним, напівсухим, ливарним [1].

Найбільш поширеним є спосіб пластичного формування, який полягає в застосуванні стрічкових шнекових пресів, в яких використані властивості пластичних глиняних мас деформуватися під дією зовнішніх сил без розриву суцільності та зберегти отриману нею форму після припинення дії цих сил.

До складу стрічкового вакуумного пресування входять глинозмішувач, вакуум-камери, шнековий гвинт, пресуюча головка, мундштук. Отвір мундштука залежить від форми виробу, яку необхідно отримати. В глинозмішуванні маса перед пластичним деформуванням підігрівається до 50-80 °С паром чи електронагрівачами.

З мундштука виходить неперервний глиняний брус, який потім нарізається на вироби необхідних розмірів.

Швидкість подачі бруса залежить від частоти обертання шнекового вала, яка не повинна перевищувати 18-32 хв⁻¹.

Технологічна схема виробництва цегли пластичним способом наведена на рис. 1.1. Завантаження сировини відбувається за допомогою автосамоскида 1 в ящиківий подавальний пристрій 2. Звідки стрічковим конвеєром 3 глиняна маса поступає в дезінтеграторі вальці 4. Тут відбувається введення добавок, що містять 5-40% паливної маси, фарбуючі суміші тощо. Їх попередньо додатково подрібнюють. Далі суміш поступає в бігучу мокрого помолу 5, звідки відбувається завантаження вальців тонкого помолу 6. Після такої технічної підготовки суміш поступає у вакуумний стрічковий прес 7, який здеформовану зволожену масу подає на різальний укладальний автомат 8 [2].

Перед випалюванням у печі, складовані в ручну вироби вилежуються в шахтозагасниках чи силосах.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

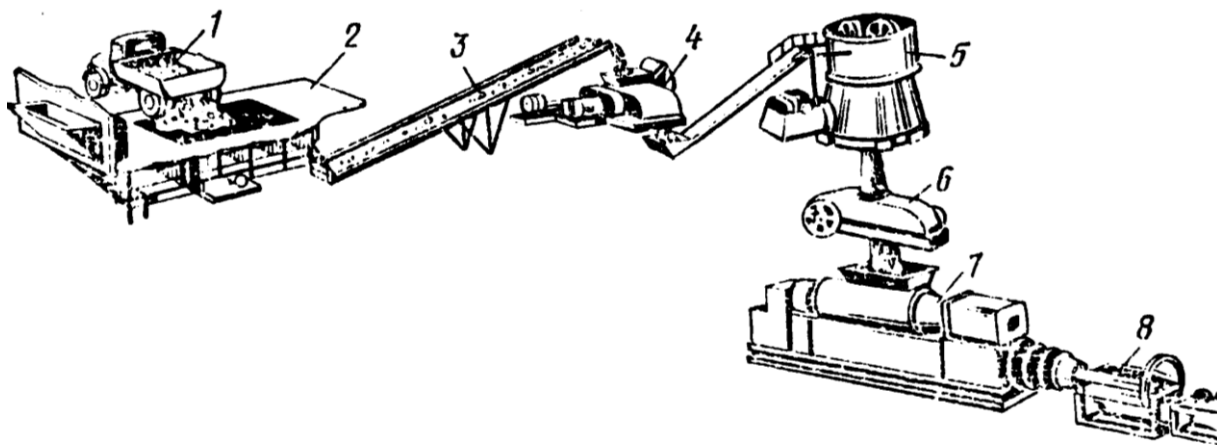


Рисунок 1.1 – Схема виготовлення цегли-серцю пластичним способом

Для висихання сирця застосовують сушили неперервної дії (тунельні, конвеєрні) чи періодичної дії (камерні). Тривалість сушки сирця в тунельних сушилах складає 12-48 год, в камерних – 48-96 год. Температура теплоносія 90-120 °С Висушені вироби перекладають в ручну чи спеціальними пристроями із сушільних вагонеток на випальні. Через відсутність єдиного компоновочного принципу в розробці сушилок та печей автоматизувати ці операції складно. Для печей шириною випального каналу 2 та 4,7 м застосовують автомат-висаджувач, схема якого показано на рис 1.2.

Він складається з виштовхувача цегли 1, сушільних вагонеток 2, приймального конвеєра 3, комплектуючого конвеєра 4, носія виробів 5, випалювальних вагонеток 6 на яких розташовують пакет з виробами 7 [2].

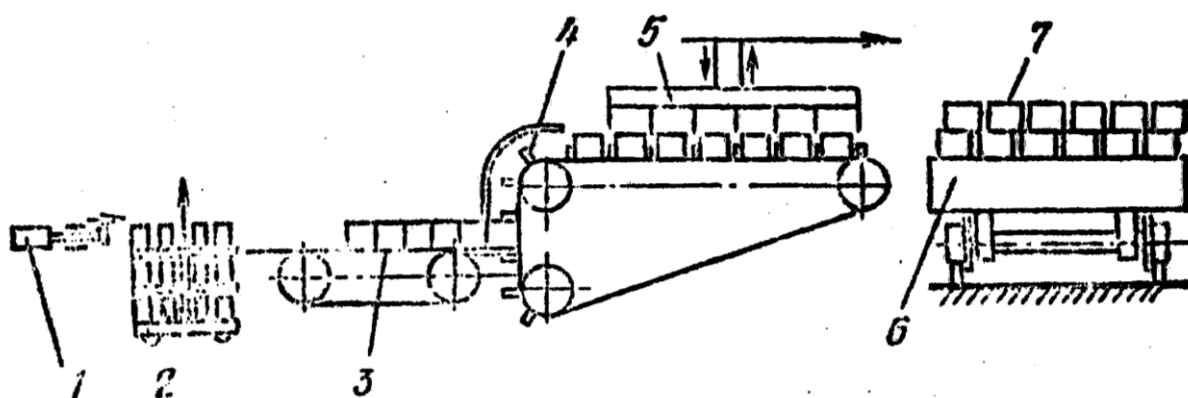


Рисунок 1.2 – Схема автомата-висаджувача

Температура випалювання 900-1050 °С, тривалість процесу 18-24 год в тунельних печах та 1,5-3 доби в кільцевих. Складною операцією є розвантажування випалених виробів з вагонеток. Для цього в ручну пакет (при відсутності спочатку їх складують в ручну з вагонеток) і за допомогою підйомних пристроїв (козлових кранів) перевантажують на транспорт на рис 1.3 наведена технологічна схема механізованої лінії комплексу СМК-182 (потужність – 20 млн. Умовної цегли в рік).

Тривалість технології обробки в такому комплексі для отримання виробів – від 30 до 72 год. Кількість обслуговуючого персоналу – 12 чел Без врахування водіїв автосамоскидів та працюючих на підготовчих технологічних операціях

Спосіб напівсухого формування полягає в компресійному пресуванні виробів сипучих порошкоподібних мас з вологістю 8-12% під великим тиском (15-40 МПа).

Раніше цей спосіб використовувався для пресування тонкостінних виробів керамічних плиток. В останні роки пресування поширилось на виробництво стінової кераміки (цегли). Цей спосіб є перспективним з позиції комплексної механізації. Його переваги перед пластичним формуванням: можливість використання малопластичних глин, скорочення тривалості сушки виробів і всього технологічного циклу, більша міцність від формованих виробів при випалюванні цегли усуваються перевантаження з сушильних на випалювальні вагонетки. Форма виробів має стабільні геометричні розміри (точність до 0,1 мм при пресуванні 15-20 МПа). Це спричиняє мінімальну усадку при сушці та випалюванні, та можливість застосування автоматів при перевантаженні [1].

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

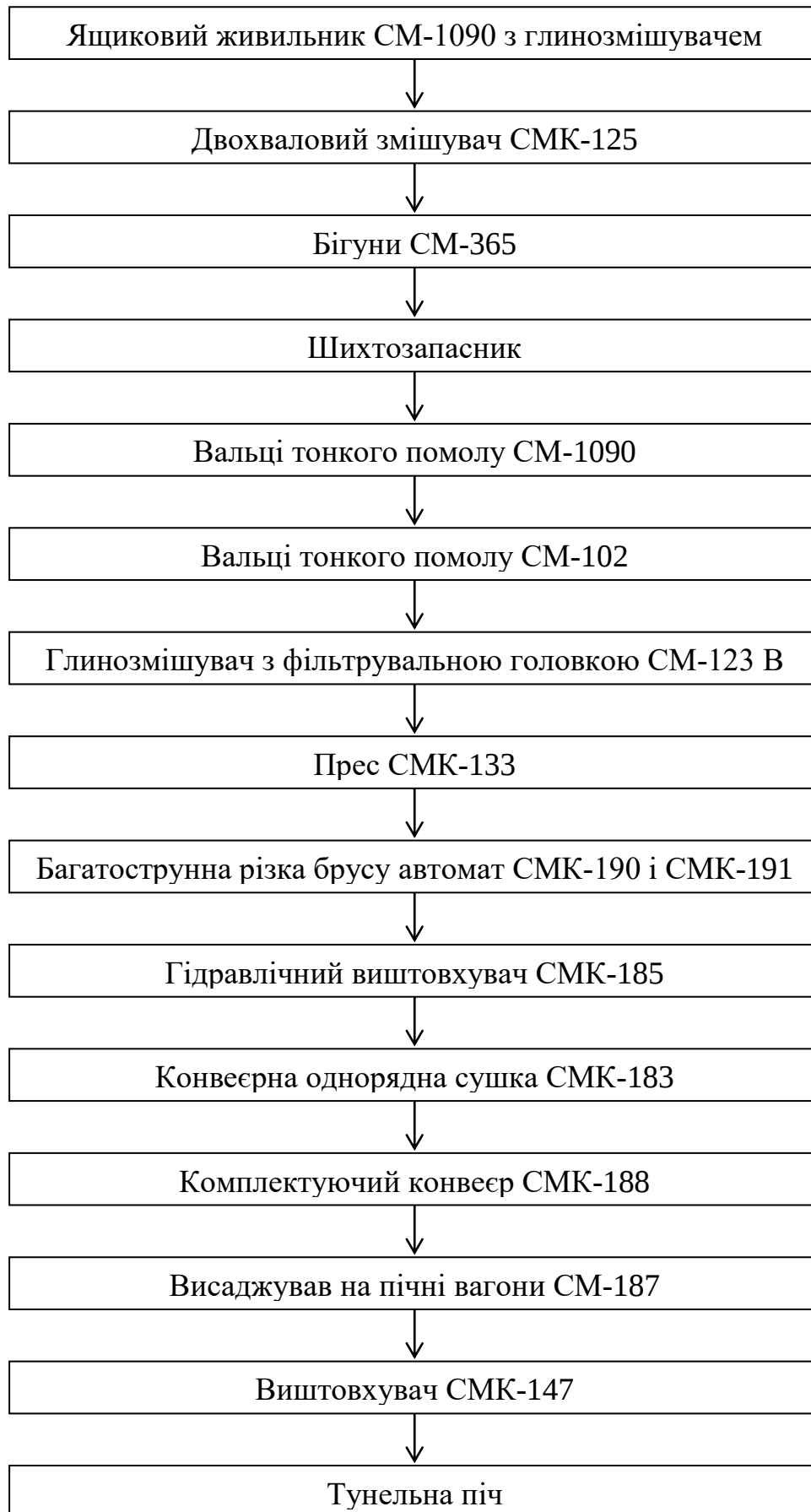


Рисунок 1.3 – Технологічна схема механізованого комплексу СМК-182

Але основна причина – це наявність запресованого повітря. Величина його визначається коефіцієнтом запресовки повітря $K_{з.п.}$, що характеризується співвідношенням запресованого повітря до запресованого об'єму його в суміші. Для тонкозернистих порошків $K_{з.п.}=0,37...0,715$, для грубозернистих усушених $K_{з.п.}=0,303...0,57$. Запресоване повітря створює в середині виробу тиск, який залежить від вологості суміші: при вологості 6-8% тиск не перевищує 2 МПа; при вологості 10-12% досягає 10 МПа.

Запобігти цьому явищу можна використовуючи однорідні по крупності та вологості суміші з невеликим вмістом глинястої фракції і використовуванням преса високого тиску з двостороннім багатократним ступінчастим прикладання навантаження.

Також використовують змішувачі, що пристосовані для вакуумування суміші в процесі змішування.

Ступінь ущільнення порошків характеризується коефіцієнтом стискання $K_{ст}$, тобто відношенням висоти засипання у форму до висоти отриманої пресовки. Залежність коефіцієнта складання грубозернистих глиняних порошків від тиску пресування описується рівнянням [1]

$$K_{ст}=ap^n, \quad (1.1)$$

де p – тиск пресування, МПа;

a і n константи, що визначаються експериментально.

В залежності від властивостей суміші коефіцієнт $K_{ст}$ змінюється від 1,5 для пластичних глин до 2,5 для усушених.

При пресування суміші (керамічних) відчувається затухання тиску пресування. Створення тиску понад 30...40 МПа не дає суттєвого ефекту. Тиску пресування підпорядковано залежності [1]

$$p_H=p_0e^{-KH/R}, \quad (1.2)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де p_n – тиск на відстані H , см, від пуансона, МПа, ; p_0 – тиск пуансона, МПа; R – гідравлічний радіус пресування ($R=2F/P_p$) см; F – площа поперечного перетину пресовки, см²; P_p – периметр поперечного перетину пресовки, см; K – коефіцієнт, що залежить від внутрішнього тертя в масі і її тертя стінками прес-форми.

Тривалість пресування – 1,5...3,5с. На рис. 1.4 подана технологічна схема виготовлення цегли напівсухим пресуванням з використанням напіваавтомату. Завантаження виконується допоміжним персоналом у кількості 2 чоловік. Прес виготовлення цегли повністю автоматизований.

Після витривалої сушки отримують цеглу марки 60, що можна використовувати в будівельних роботах одно – та двоповерхових будівель.

1.3 Конструктивна схема машини для напівсухого пресування матеріалів

На більшості заводів для напівсухого пресування цеглини застосовують важільний прес з двостороннім двохступінчатим пресуванням СМ-301 і плавно наростаючим тиском. На деяких заводах застосовують преси ротаційно-важелів СМ-198А, ротаційні преси АМ-11А, а також колінно-важільні преси СМ-143А. У зв'язку з тим, що ці преси мають недостатнє зусилля пресування, вони придатні для формування тільки повнотілих виробів. Для формування цеглини з порожнистістю 10—20 % застосовують преси СМ-1085А з великим зусиллям пресування.

Для пресування керамічних плиток з порошків застосовують гідравлічні преси КРУ-160 і колінчасто-важільні преси КРКп-125 з гідравлічним протипресовочним, двохступінчатим пресуванням (перший ступінь при 4—6 МПа, друга при 22—30 МПа), з скиданням тиску між першим і другим ступенями для запобігання запресовки повітря.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В цілях підвищення якості керамічних виробів в світовій практиці намітилася тенденція застосування могутніх пресів з максимальним зусиллям пресування 800—1000 т (для плиток) і 3000 т (для порожнистого каміння).

Відома конструкція машини для напівсухого пресування з дебалансним приводом виробництва підприємства м. Чернігів (рисунок 1.4). Машина містить стіл 1, на якому встановлюється матриця 2. На траверсі 3 закріплені пуансони 4. Для здійснення переміщень траверси з пуансонами у вертикальному напрямку на порталі 5 закріплені гідро циліндри 6. Вони своїми шарнірними з'єднаннями з одного боку закріплені на траверсі, а з іншого на порталі.

Для вилучення готових виробів з матриці на столі 1 розміщені рухомі упори 7, які переміщуються у вертикальному напрямку за допомогою гідро циліндрів 8 [2].

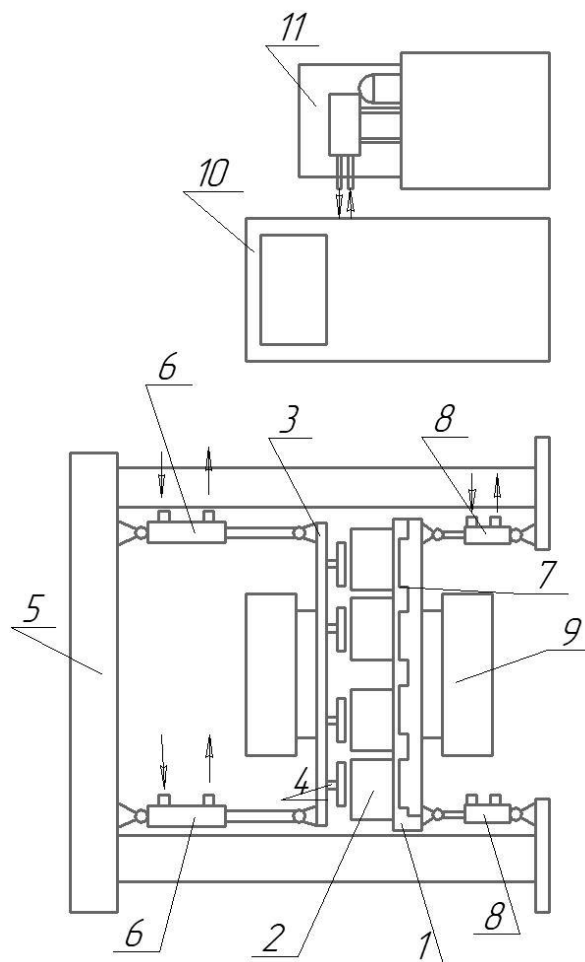


Рисунок 1.4 – Принципова схема машини для напівсухого пресування з дебалансним приводом

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Для ущільнення суміші при засипанні та пресуванні з боку траверси та стола встановлені електричні дебалансні пристрої від технологічних вимог. Машина працює за заздалегідь підготовленою програмою від пульта програмного керування 10 (ППК)

Машина працює таким чином:

Матриця засипається вручну напівсухою сумішшю. Вмикається дебалансний привод 9, що розміщений під столом, для ущільнення суміші перед пресуванням. Далі за допомогою гідро циліндрів 6 опускається траверса 3 разом з пуансонами 4 і після стискання суміші вмикається дебалансний привод 9, що розміщені на траверсі. Після завершення пресування дебаланс 9 вимикається траверса 4 з пуансонами піднімається вгору, а через короткий проміжок часу також вгору на незначну відстань піднімаються упори 7 для вивільнення готових виробів у матриці.

Готові вироби вручну вилучаються із зони пресування на піддоні і після повторного засипання суміші процес пресування повторяється.

Головним недоліком цієї машини є низька продуктивність, великі затрати енергії та високий рівень шуму.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ СУМІШІВ ТА ЙОГО ПРИВОДА

2.1 Конструкція напівавтомата для пресування сумішів та його привода

На рисунку 2.1 показана конструкція напівавтомата для пресування напівсухих сумішів. Напівавтомат містить такі основні вузли: механізм привода; механізм пресування; механізм виштовхування; механізм привода стола; станину, на якій розміщені основні вузли та колеса, за допомогою яких напівавтомат легко переміщується до місця експлуатації.

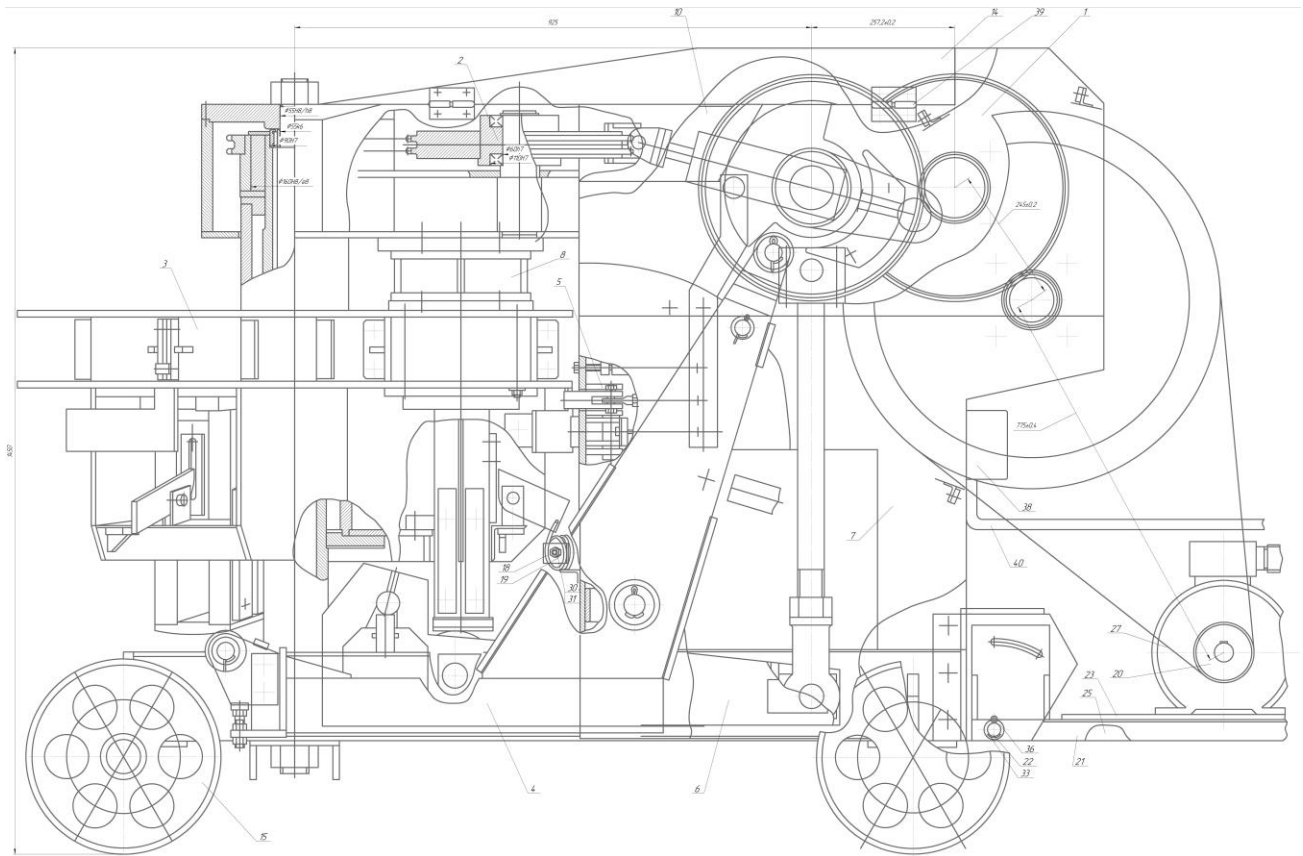


Рисунок 2.1 – Конструкція розробленого напівавтомата для пресування напівсухих сумішів

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Особливістю конструкції напівавтомата є застосування способу керування роботою всіх механізмів в цикловому режимі за допомогою веденого вала приводу, виконаного як розподільчий. На приводному валу під необхідним кутом один відносно одного виставлені органи керування роботою основних механізмів: кулачок механізму виштовхування; вісь кривошипа механізму керування; кулачок механізму блокування столу; кривошип механізму повороту.

Напівавтомат працює наступним чином. Електродвигун, що розміщений на платформі, яка може повертатися навколо осі кріплення для натягу пасів, приводить в рух ведучий шків 20 клинопасової передачі. Ведений шків 38, що виконаний масивним і виконує функцію маховика, надає обертального руху ведучому валу механізму привода 1. Розміщена на протилежній консолі вала відносно корпуса шестерня швидкохідного ступеня повертає зубчасте колесо, що передає обертальний момент проміжному валу, на якому встановлені дві шестерні двохпоточної зубчастої передачі, котра приводить в обертальний рух ведений вал (розподільчий) механізму привода.

В положенні, що наведені на рисунку подальша робота механізмів відбуваються в такій послідовності. Одночасно з початком фази пресування починається фази виштовхування готових двох виробів, виготовлених перед цим, та фаза холостого ходу механізму повороту 2, при якій собачка храпового механізму виходить із контакту з поворотним вертикальним валом. Стіл при цьому, заблокований фіксаторами механізму блокування. Матриця, що знаходиться в позиції завантаження, заповнюється напівсухою сумішшю. При повороті вала на кут 180° . Завершується фаза пресування, дещо раніше на 15° до цього фази виштовхування готових виробів і починається фаза повороту столу, якій передують за 10° до повороту веденого вала привода фаза розблокування столу, коли кулачок, розміщений на одному із зубчастих коліс, взаємодіє з роликом важеля, який виводить фіксатори з контакту із упорами столу. Коли закінчується фаза пресування пружина фіксатора пуансона блокує його з готовими виробами.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поворот веденого валу на наступні 180° приводить до початку повороту столу з позиції завантаження в позицію пресування та виштовхування готових виробів. Ланцюгова передача приводить в обертальний рух колону і собачку храповика, яка закріплена на ній. При повороті столу на кут 35° скребок згрібає лишню суміш. Подальший поворот столу забезпечує притрамбовування суміші катком, а через 75° його обертання спрацьовує механізм гальмування за допомогою контакту антифрикційних колодок, що закріплені на гальмі та гальмівної полоси, що закріплена на торцевій поверхні столу і має змінний радіус.

Під час гальмування кулачок механізму блокування відходить від важеля і за допомогою пружини фіксатори виводяться для контакту із стопорами столу.

В кінці повороту всі органи керування веденого (розподільчого) валу привода займають вихідне положення, що описане в першій фазі і цикл виготовлення, виштовхування готових виробів та завантаження сумішшю повторюється.

2.2 Висновок до розділу 2

Розроблено конструкцію напівавтомата для пресування сумішів та його привід, який можна використати безпосередньо поблизу сировини кар'єрів.

Для його застосування у виробництві потрібно провести необхідні проєктні силові, кінематичні розрахунки, а також розрахунок на міцність елементів вузлів розроблених механізмів з метою його конструювання. Що буде виконано в наступних розділах бакалаврського кваліфікаційного проєкту.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз варіантів кінематичних схем механізмів приводів та обґрунтування вибору оптимального варіанта

Приводи машин, які забезпечують необхідні переміщення робочих органів, як правило, містять двигун та механічні передачі. З'єднання вала електродвигуна з валом машини можливо у виняткових випадках, коли частоти обертання цих валів співпадають, наприклад, в компресорах, вентиляторах, центр обіжних насосах і т.п. Робочі частоти обертання валів машин значно менші від частоти обертання електродвигуна. Це зниження забезпечується за допомогою механічних передач. При проектуванні приводу необхідно врахувати такі фактори: енергетичні характеристики, експлуатаційні умови, закон зміни навантаження по часу, термін служби, розміщення та габарити привода, вимоги техніки безпеки, вартість привода та його монтаж, експлуатаційні витрати, зручність обслуговування та ремонту.

В приводах пресування застосовують кривошипні механізми, гідравлічні та пневматичні. Кривошипні механізми можуть бути приведені в рух після встановленого редуктора. На рис. 3.1 наведена схема такого приводу.

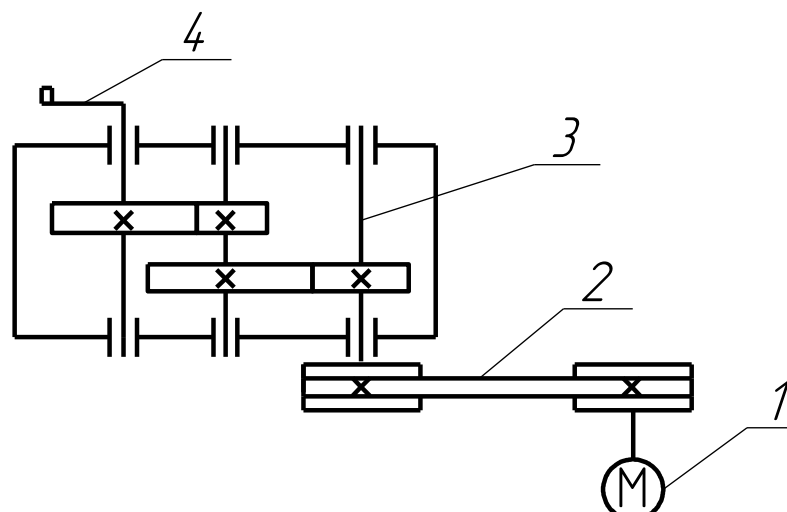


Рисунок 3.1– Кінематична схема механізму пресування

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Він містить двигун 1, який через пасову передачу 2 приводить в рух ведучий вал редуктора 3. На ведучому кінці веденого вала встановленого кривошип, який передає рух пристрою зворотно-поступальної дії.

В машинобудуванні широко використовуються кулачкові механізми, що дозволяють надати веденій ланці прямолінійне чи гойдальне переміщення в залежності від виду вихідної ланки механізму.

При поступальному русі кулачок 1 (рис. 3.2 а), що обертається від веденого валу привода з постійною кутовою швидкістю, діє на ролик 2, що вільно обертається навколо осі, і штовхач 3 напрямними переміщується прямолінійно.

Якщо вихідною ланкою є коромисло 3 (рис.3.2, б), то воно здійснює гойдальні рухи навколо осі.

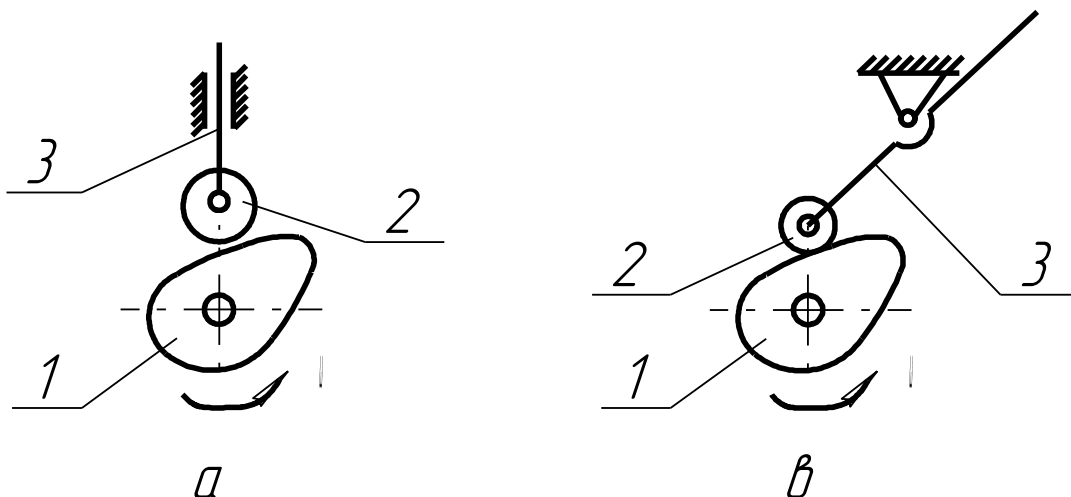


Рисунок 3.2 – Схема кулачкового привода.

Розглянуті приводні пристрої реалізують лише один заданий рух вихідної ланки. Для забезпечення компактності розроблюваного напівавтомата в механізмі приводу необхідно сумістити розглянуті переміщення вихідних ланок приводів в одній за допомогою встановлення на веденому валу керуючих пристроїв з чітко визначеними фазовими кутами.

Кінематична схема розробленого привода подана в розділі 3.2.

3.2 Розрахунок кінематичних та силових параметрів розробленої конструкції

Вихідні дані:

- Сила пресування -	300 кН
- продуктивність машини -	1400...2000 шт/год
- режим навантаження -	постійний
- радіус кривошипа -	150 мм

3.2.1 Складемо кінематичну схему привода, враховуючи вимоги до конструкції веденого валу щодо розміщення на ньому пристроїв керування циклами роботи основних вузлів напівавтомата (рис. 3.3).

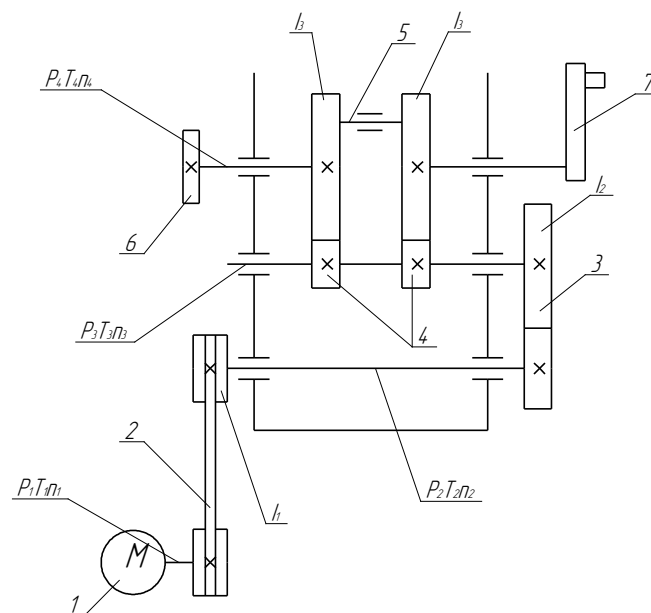


Рисунок 3.3 - Кінематична система механізму привода напівавтомата:

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – відкрита прямозуба передача; 4 – двох поточно відкрита прямозуба передача; 5 – вісь механізму пресування; 6 – кулачок механізму виштовхування; 7 – кривошип механізму поворота.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

3.2.2 Визначимо потужність на веденому валу привода.

Для цього розглянемо розрахункову схему механізму пресування (рис. 3.4)

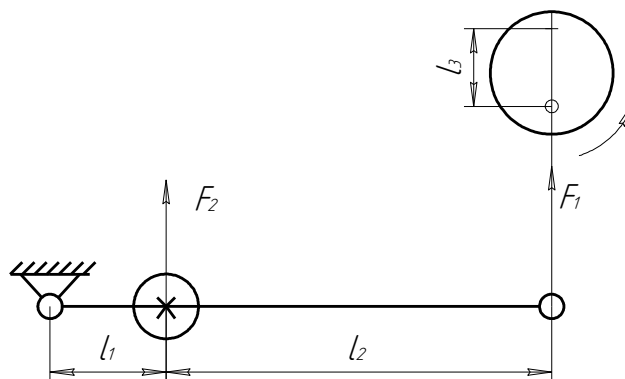


Рисунок 3.4 - Розрахункова схема механізму пресування

Задана величина зусилля пресування F_2 , що створюється кривошипно-шатунним механізмом, зв'язана з силою F_1 , яка створюється приводом, співвідношенням:

$$F_1(l_1 + l_2) = F_2 \cdot l_1, \quad (3.1.)$$

Звідки

$$F_1 = \frac{F_2 \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{380 \cdot 125}{125 + 655} = 60,9 \text{ кН}$$

3.2.2.1 Частота обертання веденого валу механізму привода залежить від заданої продуктивності. В позиції пресування стола одночасно виготовляються два вироби. Пресування здійснюється за один оберт веденого валу. Тому частота обертання його буде знаходитись в межах:

$$n_4 = \frac{П}{2} = \frac{1400 \dots 2000}{2} = (700 \dots 1000) \text{ об/год} = (11,6 \dots 16,6) \text{ об/хв} \quad (3.2.)$$

Швидкість обертання зв'язана з коловою залежністю:

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{t_4} = \omega_4 R, \quad (3.3)$$

де $\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30}$ - кутова швидкість веденого валу;

$R = 0,15$ – радіус кривошипа, встановленого на осі між двома зубчастими колесами.

$$V_t = \frac{\pi n_4}{30} \cdot R = \frac{3,14 \cdot 11,6}{30} \cdot 0,15 = 0,182 \text{ м/с}$$

3.2.2.3 Енергія пресування на веденому валу визначається роботою A_k сили F_1 по переміщенню кривошипа на l_3 (силами тертя в шарнірах нехтуємо):

$$A_k = F_1 \cdot l_3 = 60,9 \cdot 0,3 = 18,27 \text{ (кН.)} \quad (3.4)$$

За відсутності акумулятора ця робота визначається енергією, підведеного від електродвигуна механізму. Механізм приводу проектується таким чином, щоб у фазі пресування, енергія яка закумульована під час холостого ходу додатково збільшувала корисну енергію від електродвигуна на величину:

$$A_k = A_n + E_i, \quad (3.5)$$

де A_n – робота сил приводу; E_i – кінетична енергія інерційних мас механічного акумулятора.

Кінетична енергія E_i складається з кінетичної енергії маховика з моментом енергії I_1 , роль якого відіграє масивний ведений шків пасової передачі значного розміру, зубчастого колеса з моментом інерції I_2 та двох зубчастих коліс з моментом енергії I_3 . Моментом інерції шестерень швидкохідного та тихохідного ступенів нехтуємо через їх значно менші величин.

Кінематична енергія E_i визначається таким чином:

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_i = \frac{I_{зв} \cdot \omega_4^2}{2}, \quad (3.6)$$

де $I_{зв}$ – зведений момент інерції, який з врахуванням інерційних мас I_1, I_2, I_3 розраховуємо за залежністю [2]

$$I_{зв} = 2I_3 + I_2 \cdot i_3^2 + I_i (i_2 \cdot i_3)^2, \quad (3.7)$$

тут i_2, i_3 – передаточні відношення швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора.

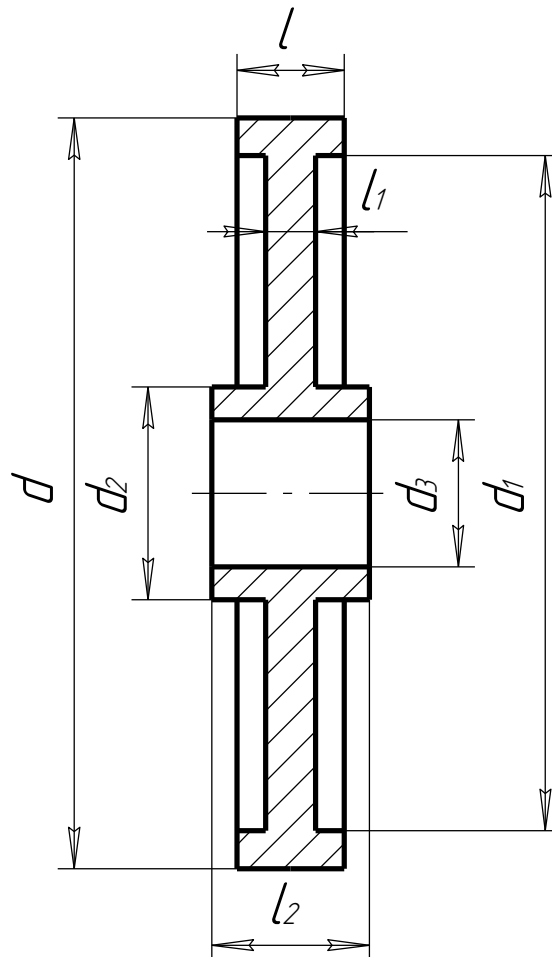


Рисунок 3.5 - Конструктивна схема шківa (зубчастого колеса) для визначення моменту інерції

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент інерції шківів та, наближено, зубчастого колеса згідно рис. 3 визначається за формулою [2]:

$$I = \rho \frac{\pi}{32} [l(d^4 - d_1^4) + l_1(d_1^4 - d_2^4) + l_2(d_2^4 - d_3^4)], \quad (3.8)$$

де ρ – питома густина сталі.

Так як задана продуктивність машини визначається діапазоном частот обертання стола, який в свою чергу визначає частоту обертання веденого валу привода, то з врахуванням отриманого значення n_4 і частоти обертів електродвигуна n_1 можна записати співвідношення:

$$\frac{n_1}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3} = n_4, \quad (3.9)$$

де i_1 – передаточне відношення клинопасової передачі.

За рекомендаціями [3] з урахуванням (3.9) та значення $n_1=1500$ хв⁻¹, що відповідає синхронній частоті обертання валу електродвигуна попередньо отримаємо такі величини i_1, i_2, i_3 :

$$i_{\text{заг}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1500}{12} = 125;$$

При

$$i_1=7, \quad i_3 = 0,88\sqrt{i_{\text{ред}}};$$

$$i_{\text{ред}} = i_2 \cdot i_3 = \frac{i_{\text{заг}}}{i_1} = \frac{125}{7} = 17,85 \quad (3.10)$$

$$i_3 = 0,88\sqrt{17,85} = 3,72;$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i_2 = \frac{i_{ред}}{i_3} = \frac{17,85}{3,72} = 4,79$$

Прийнявши попередньо конструктивні розміри шківів та зубчастих коліс, згідно формули (1.8) визначаємо значення моментів інерції:

$$I_1 = 66,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_2 = 37,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_3 = 43,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

З врахуванням (3.7) за залежністю (3.6) отримаємо величину кінетичної енергії механічного акумулятора:

$$E_i = \frac{I_{зв} \cdot \omega_4^2}{2} = 11,67 \text{ кДж}$$

Визначимо роботу сил привода з співвідношення (3.5):

$$A_n = A_k - E_i = 18,27 - 11,67 = 6,6 \text{ (кДж)},$$

а також потужність:

$$P_4 = \frac{A_n}{t_{np}}, \quad (3.11)$$

де t_{np} – час пресування, що відповідає тривалості повороту стола на 1/3 повного оберта:

$$t_{np} \approx \frac{t_1}{3} = \frac{60}{n_4 \cdot 3} = 1,6 \text{ с}, \quad (3.12)$$

Тут $n_4 = 12$ об/хв. – прийнято з діапазону частот згідно (3.3.2.1)

3.2.2.4 Визначаємо потужність, що передається на ведений вал від електродвигуна.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_4 = \frac{A_n}{t_{np}} = \frac{6,6}{1,6} \approx 4,125 \text{ кВт} \quad (3.13)$$

3.2.3 Виконаємо оптимальний вибір електродвигуна з урахуванням кінетичної схеми механізму та параметрів веденої ланки привода.

3.2.3.1 Визначаємо загальний ККД приводу.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \eta_3^3, \quad (3.14)$$

де $\eta_1=0,94$ – ККД пасової передачі;

$\eta_2=0,99$ – ККД пари підшипників;

$\eta_3=0,945$ – ККД відкритої прямозубої передачі.

$$\eta = 0,94 \cdot 0,99^3 \cdot 0,945^3 = 0,77$$

3.2.3.2 Визначаємо потужність на валу електродвигуна.

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{4,125}{0,77} = 5,36 \text{ кВт} \quad (3.15)$$

3.2.3.3 Вибираємо з таблиці 8 [3] 4 електродвигуни з найближчою більшою від отриманого значення потужністю, тобто $P_{дв}=5,5$ кВт.

4A100M2Y3	$n_I=2800 \text{ хв}^{-1}$
4A112M4Y3	$n_{II}=1445 \text{ хв}^{-1}$
4A132M6Y3	$n_{III}=965 \text{ хв}^{-1}$
4A132S6Y3	$n_{IV}=720 \text{ хв}^{-1}$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3.4 Визначаємо загальне передаточне відношення приводу при використанні кожного з вибраних двигунів.

$$\begin{aligned} i_{3I} &= \frac{n_1}{n_4} = \frac{2880}{12,62} = 228,2 \\ i_{3II} &= \frac{n_{II}}{n_4} = \frac{1445}{12,62} = 114,49 \\ i_{3III} &= \frac{n_{III}}{n_4} = \frac{965}{12,62} = 76,04 \\ i_{3IV} &= \frac{n_{IV}}{n_4} = \frac{720}{12,62} = 57,05 \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.2.3.5 Порівнюючи отримані значення i_3 з раніше визначені в п. 2.1.2.3, приходимо до висновку про доцільність використання електродвигуна 4A112M4Y3 з номінальною частотою обертання вала $n=1445 \text{ хв}^{-1}$, діаметр вала якого $d_b=32 \text{ мм}$.

3.2.4 Уточнимо передаточні відношення передач приводного механізму.

Приймаємо $i_1=7$;

Тоді

$$i_{ред} = \frac{i_3}{i_1} = \frac{114,49}{7} = 16,36$$

Розбиваємо передаточне відношення редуктора за ступенями

$$i_2=4,7$$

$$i_3 = \frac{i_{ред}}{i_2} = \frac{16,36}{4,7} = 3,48; \quad (3.17)$$

3.2.5 Визначимо частоти обертання валів приводу.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
n_1 &= 1445 \text{ } \text{с}^{-1} \\
n_2 &= \frac{n_1}{i_1} = \frac{1445}{7} = 206,43 \text{ } \text{с}^{-1} \\
n_3 &= \frac{n_2}{i_2} = \frac{206,43}{4,7} = 43,92 \text{ } \text{с}^{-1} \\
n_4 &= \frac{n_3}{i_3} = \frac{43,92}{3,48} = 12,62 \text{ } \text{с}^{-1}
\end{aligned}
\tag{3.18}$$

3.2.6 Розрахуємо максимальні значення потужностей на валах привода з урахуванням кінетичної енергії механічних акумуляторів.

На веденому валу

$$P_{4\max} = F_1 \cdot V_{t4} = 60,9 \cdot 0,182 = 11,08 \text{ кВт}; \tag{3.19}$$

На проміжному валу

$$P_{3\max} = \frac{P_{4\max}}{\eta_2 \cdot \eta_3^2} = \frac{11,08}{0,99 \cdot 0,945^2} = 12,53 \text{ кВт} \tag{3.20}$$

На ведучому валу редуктора

$$P_{2\max} = \frac{P_{3\max}}{\eta_2 \cdot \eta_3} = \frac{12,53}{0,99 \cdot 0,945} = 13,39 \text{ кВт} \tag{3.21}$$

3.2.7 Визначаємо крутні моменти на валах з врахуванням максимально діючих навантажень.

$$\begin{aligned}
T_{4\max} &= 9550 \frac{P_{4\max}}{n_4} = 9550 \frac{11,08}{12,62} = 8384,6 \text{ (Н)} \\
T_{3\max} &= 9550 \frac{P_{3\max}}{n_3} = 9550 \frac{12,53}{43,92} = 2724,5 \text{ (Н)} \\
T_{2\max} &= 9550 \frac{P_{2\max}}{n_2} = 9550 \frac{13,39}{206,43} = 619,46 \text{ (Н)}
\end{aligned}
\tag{3.22}$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Проектний розрахунок розробленої конструкції привода

3.3.1 Розрахунок пасової передачі

Вихідні дані:

- потужність, яку передає передача, $P_1 = 5,36$ кВт;
- частота обертання ведучого шківa, $n_1 = 1445$ хв⁻¹;
- частота обертання веденої ланки, $n_2 = 206,43$ хв⁻¹;
- передача працює в дві зміни при постійному навантаженні

Розрахунок проводимо згідно рекомендацій, викладених в [4,5]

3.3.1.1 передаточне число передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1445}{206,43} = 7, \quad (3.23)$$

3.3.1.2 Обертальний момент на ведучому шківі

$$T = \frac{P_1}{\omega_1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{5,36}{14,45} = 35,42 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.24)$$

Відповідно до рекомендацій приймаємо клиновий пас нормального перерізу А. Для таких пасів за таблицею маємо площу поперечного перерізу $A=81$ мм³, приймаємо базову довжину $l_0=$ та мінімальний діаметр меншого шківa (ведучого) $d_1=100$ мм.

Діаметр веденого шківa:

$$d_2 = (1-\varepsilon) d_1 \cdot u = 0,98 \cdot 100 \cdot 7 = 686 \text{ мм}, \quad (3.25)$$

За стандартом приймаємо розрахунковий діаметр веденого шківa $d_2=680$ мм.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фактичне передаточне число передачі

$$u = \frac{d_2}{d_1} \cdot 0,98 = \frac{680}{100} \cdot 0,98 = 6,94 \quad (3.26)$$

Відхилення від заданого значення становить $\Delta u = 0,85\%$.

3.3.1.4 Швидкість паса

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} = 7,56 \text{ м/с} \quad (3.27)$$

Умова $\bar{V} = 5 \dots 25 \text{ м/с}$ виконується

3.3.1.5 Орієнтовно визначаємо міжосьову відстань передачі

$$a = 1,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (100 + 680) = 1170 \text{ мм} \quad (3.28)$$

3.3.1.6 Розраховуємо необхідну довжину паса:

$$\begin{aligned} l' &= \frac{2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= \frac{2 \cdot 1170 + 0,5 \cdot 3,14(100 + 680) + (680 - 100)^2}{4 \cdot 1170} = 3636,48 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.29)$$

За стандартом беремо розрахункову довжину паса $l = 4000$ мм. Тоді дійсна між осьова відстань, яка відповідає вибраній довжині паса рівна

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 4000 - 3,14(100 + 680) + \sqrt{[2 \cdot 4000 - 3,14(100 + 680)]^2 - 8(680 - 100)^2}}{8} = 775 \text{ мм} \quad (3.30)$$

3.3.1.7 Оцінімо довговічність паса за числом його пробігів

$$\Pi = \frac{1000 \cdot V}{l} = \frac{1000 \cdot 7,56}{4000} = 1,89 \text{ с}^{-1}$$

Умова $\Pi < [\Pi] = 20 \text{ с}^{-1}$ виконується.

3.3.1.8 Кут обхвату меншого шківа

$$\alpha = 180 - 57 \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180 - 57 \frac{(680 - 100)}{775} = 138^\circ \quad (3.31)$$

3.3.1.9 Допустима потужність [6] для одного паса перерізу А визначаємо таким чином.

З таблиці вибираємо $P_0 = 1,28 \text{ кВт}$.

Коефіцієнти:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 138) = 0,98;$$

$$C_p = 1 \text{ - для постійного режиму;}$$

$$C_z = 0,95 \text{ (при орієнтованому значенні } z = 3);$$

$$[P] = P_0 C_\alpha \cdot C_1 \cdot C_p \cdot C_z = 1,28 \cdot 0,98 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 0,95 = 1,82$$

Потрібне число пасів визначиться за залежністю

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{5,36}{1,82} = 2,94 \quad (3.33)$$

Приймаємо число пасів $Z=3$.

3.3.1.10 Сила попереднього натягу віток комплекту клинових пасів визначаємо за формулами

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 \cdot C_l}{(V \cdot C_\alpha \cdot C_p)} = \frac{0,85 \cdot 5,36 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{7,56 \cdot 0,98 \cdot 1} = 627 \text{ Н} . \quad (3.34)$$

3.3.1.11 Навантаження, що діє на вали пасової передачі

$$R = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 627 \cdot \sin\left(\frac{138^\circ}{2}\right) = 1028 \text{ Н} \quad (3.35)$$

3.3.1.12 Визначаємо геометричні параметри шківів

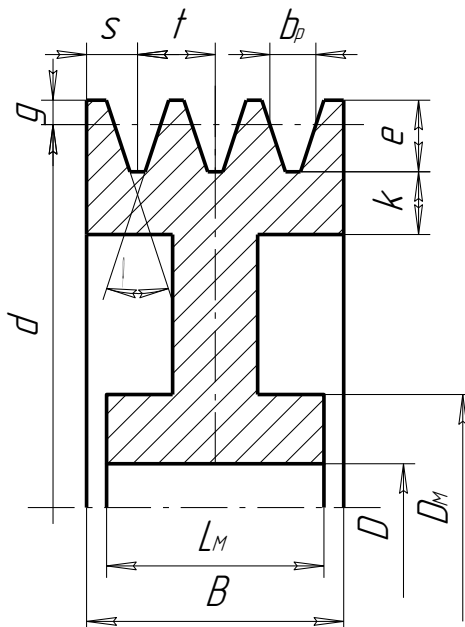


Рисунок 3.6 – Конструкція ведучого шківа пасової передачі

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

З таблиці приймаємо:

$g = 3,5 \text{ мм}; l = 12,5 \text{ мм}; t = 16 \text{ мм}; S=10\text{мм}; K=5,5 \text{ мм}.$

Розраховуємо геометричні розміри ведучого та веденого шківів

$$B=(Z-1) \cdot t+2S=(3-1)16+2 \cdot 10=52 \text{ мм};$$

$$C_1=0,005 d_1+3=0,005 \cdot 100+3=3,5 \text{ мм};$$

$$C_2=0,005 d_2+3=0,005 \cdot 680+3=6,4 \text{ мм};$$

$$D_{M1}=1,8d_1=1,8 \cdot 100=180 \text{ мм};$$

$$D_{M2}=1,8d_2=1,8 \cdot 680=1224 \text{ мм};$$

$$D_1 = 170 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 30 \text{ мм};$$

$$D_2 = 170 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 55 \text{ мм};$$

$$L_{M1}=1,5D_1=1,5 \cdot 30=45 \text{ мм};$$

$$L_{M2}=1,3D_2=1,3 \cdot 55=75 \text{ мм};$$

Так як ведений шків відіграє роль маховика (механічного акумулятора енергії), то для забезпечення необхідного значення моменту інерції необхідно збільшити його ширину до $B=104 \text{ мм}$ і жолоби на його бічні поверхні не виконувати.

Конструкція веденого шківа (маховика) подана на рис. 3.7.

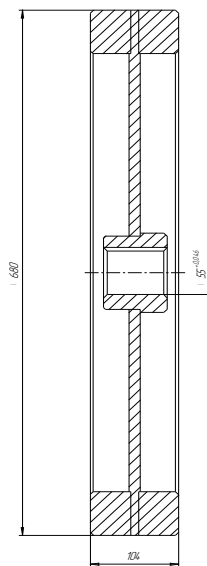


Рисунок 3.7 – Конструкція веденого шківа (маховика)

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.2 Розрахунок відкритої прямозубої циліндричної передачі швидкохідного ступеня.

Вихідні дані: $P_1=13,39$ кВт, $\eta=0,935$; $P_2=12,53$ кВт, $n_1=206,43$ хв⁻¹ $i_1=4,7$; $n_2=43,92$ хв⁻¹; Режим навантаження змінний. $t=14000$ год.

Розрахунок передачі проводимо за методикою, викладеною в [7]

3.3.2.1 Визначаємо крутні моменти на шестерні і колесі, Н·м

$$\begin{aligned} T_1 &= 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 619,46 \text{ Н}; \\ T_2 &= 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 2724,5 \text{ Н}; \end{aligned} \quad (3.36)$$

3.3.2.2 Вибираємо матеріал зубчастих коліс та термообробку

По табл. 2 призначаємо:

Матеріал шестерні – 12ХН3А, гартування, у якої твердість поверхні HRCe=56...63, серцевини HB=250; $\sigma_B=920$ МПа; $\sigma_T=700$ МПа.

Матеріал колеса – сталь 40Х, гартування, твердість поверхні HRC=45...50, серцевини HB=269...302, $\sigma_B=900$ МПа; $\sigma_T=750$ МПа.

3.3.2.3 Визначаємо допустимі напруження згину в зубцях шестерні за формулою (3.37)

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot \sigma_{F \lim b1}^0 \cdot K_{FL1} = 0,4 \cdot 950 \cdot 1,0 = 380 \text{ МПа}, \quad (3.37)$$

де $\sigma_{F \lim b1}^0 = 950$ МПа (з табл.11)

3.3.2.4 Визначаємо попереднє значення модуля по формулі (3.38)
розрахунок проводимо для шестерні

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m_t = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{FB} \cdot 4_{F1}}{z_1^2 \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \sqrt[3]{\frac{619,46 \cdot 1,17 \cdot 4,26}{17^2 \cdot 0,61 \cdot 380}} = 4,98 \text{ мм}, \quad (3.38)$$

де $K_m=14$ (передача прямозуба);

$K_{FB}=1,17$ (таблиця 13, $\psi_{bd}=0,61$ і консольного розташування одного з коліс відносно опор);

$$Z_1=Z_{\min}=17;$$

$$Y_{F1}=4,26 \text{ (при } X_1=0; Z_1=17 \text{ по табл. 23);}$$

За стандартом СТ СЕВ 310-76 табл. 16

приймаємо $m_t=5$ мм;

Визначаємо діаметри ділільних кіл і число зубців колеса:

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t \cdot z_1 = 5 \cdot 17 = 85 \text{ мм} \\ z_2 &= z_1 \cdot u = 17 \cdot 4,7 = 79,9 \approx 80; \\ d_2 &= m_t \cdot z_2 = 5 \cdot 80 = 400 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.39)$$

3.3.2.5 Визначаємо уточненні значення контактних допустимих згинальних напружень

Знаходимо

$$\begin{aligned} \sigma_{H \lim b} &= 17 \text{ HRCe} + 200 \\ \sigma_{H \lim b1} &= 17 \cdot 59,5 + 200 = 1211,5 \text{ (МПа)} \\ \sigma_{H \lim b2} &= 17 \cdot 47,5 + 200 = 1007,5 \text{ (МПа)} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень

$$\begin{aligned} N_{FE1} &= N_{HE1} = 8,67 \cdot 10^7 \\ N_{FE2} &= N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{U} = \frac{8,67 \cdot 10^7}{4,7} = 1,84 \cdot 10^7 \end{aligned} \quad (3.41)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{H01}=12 \cdot 10^8;$$

$$N_{H02}=12 \cdot 10^8;$$

Оскільки

$$\frac{N_{H01}}{N_{HE1}} = \frac{12 \cdot 10^8}{8,67 \cdot 10^7} = 13,8, \text{ то по табл. 6 } K_{H1}=1$$

$$\frac{N_{H02}}{N_{HE2}} = \frac{12 \cdot 10^8}{1,84 \cdot 10^7} = 65,2, \text{ то по табл. 6 } K_{H2}=1$$

Визначаємо:

$$\sigma_{H \lim 1} = 1211,5 \cdot 1 = 1211,5 \text{ МПа} \quad (3.42)$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 1007,5 \cdot 1 = 1007,5 \text{ МПа}$$

Знаходимо:

$$Z_R=0,95 \text{ (вважаючи, чистота поверхні зубців відповідає шостому класові)}$$

$$Z_V=1.$$

Оскільки

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 85 \cdot 206,43}{60 \cdot 1000} = 0,91 < 5 \text{ м/с} \quad (3.43)$$

$$K_L=1,0;$$

$$K_{X4}=1,0; \text{ оскільки } d_{w2}=d_2=400 < 700 \text{ мм};$$

$$S_H=1,2 \text{ (для термообробки – гартування)}$$

Визначаємо допустимі контактні напруження для шестерні і колеса, МПа

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}}{S_H} = \frac{1211,5 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 959 \quad (3.44)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}}{S_H} = \frac{1007,5 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 797,6$$

Оскільки передача прямозуба, то приймаємо $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 797,6 \text{ МПа}$

Для знаходження допустимих напружень згину по формулі (3.45)

Визначаємо

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{F \lim} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL} \quad (3.45)$$

Тут $\sigma_{F \lim b1}^0 = 950$ МПа (визначено раніше)

$\sigma_{F \lim b2}^0 = 600$ МПа (з табл.11)

$K_{Fg}=1$ – для коліс з не шліфованою перехідною поверхнею зубців;

$K_{Fd}=1$ – для зубчастих коліс без деформації перехідної поверхні зубців;

$K_{Fc}=1$ – передача нереверсивна;

Оскільки

$$K_{FL1} = K_{FL2} = 1,0;$$

$$\sigma_{F \lim 1} = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 600 \text{ МПа}$$

Знаходимо значення коефіцієнтів, що входять у формулу (3.45):

$Y_R=1,0$ – чистота поверхні зубців не нижче четвертого класу;

$Y_C=0,98$ – (для $m=4$ по табл. 9)

$K_{XF}=0,99$ – ($d_2=400$ мм)

$S_{F1} = S_{F2}=1,7$ – по табл. 11

Обчислюємо значення допустимих напружень згину, МПа:

$$\sigma_{FP1} = 950 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99 / 1,7 = 542 \quad (3.46)$$

$$\sigma_{FP2} = 600 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99 / 1,7 = 342$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.2.6 Перевірочний розрахунок передачі

Розрахунок на витривалість по контактним напруженням проводимо по формулі (3.47). Визначаємо значення величин, що входять у формулу (3.48):

$$Z_H=1,76; \text{ табл. 17} \quad Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2} \text{ (табл. 12)}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\xi_a=[1,88-3,2(\frac{1}{17}+\frac{1}{80})]=1,66;$$

$$Z_\xi = \sqrt{\frac{4-1,66}{3}} = 0,88 \quad (3.47)$$

Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b}\right) \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \frac{14560,9}{52} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,01 = 339,4, \quad (3.48)$$

де

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 619,46}{85} = 14560,9 \text{ Н}$$

$$b=d_1 \cdot \Psi_{bd}=85 \cdot 0,61=52 \text{ мм}$$

$K_{Ha}=1$ – передача прямозуба

При $V=0,91$ м/с по табл. 19 приймаємо ступінь точності передачі – 9.

$K_{H\beta}=1,2$ при $\Psi_{bd}=0,61$ і консольному розташуванні одного з коліс відносно опор.

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b_w}{F_1 \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} = 1 + \frac{3,22 \cdot 52}{14560,9 \cdot 1 \cdot 1,2} = 1,01, \quad (3.49)$$

де

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,91 \sqrt{\frac{242,5}{4,7}} = 3,22 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}}\right). \quad (3.50)$$

Тут

$$\delta_H=0,006; (\text{див табл. 20})$$

$$q_0=82; (\text{див табл. 21})$$

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{85 + 400}{2} = 242,5 (\text{мм}) \quad (3.51)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо діючі контактні напруження в передачі по формулі (3.52), МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\xi \sqrt{\frac{W_{Ht}(u+1)}{d_{w1} \cdot u}} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,88 \sqrt{\frac{339,4(47+1)}{52 \cdot 4,7}} = 698 < \sigma_{HP} = 797,6 \quad (3.52)$$

Умова міцності виконується

3.3.2.7 Геометричний розрахунок передачі:

Визначаємо діаметри коліс, мм:

ділильні (початкові)

$$d_{w1}=d_1=m_t \cdot z_1=5 \cdot 17=85;$$

$$d_2=m_t \cdot z_2=5 \cdot 80=400;$$

вершина зубців

$$d_{a1}=d_1+2 m_t=85+2 \cdot 5=95;$$

$$d_{a2}=d_2+2 m_t=400+2 \cdot 5=410;$$

западин

$$d_{f1}=d_1-2,5 m_t=85-2,5 \cdot 5=72,5;$$

$$d_{f2}=d_2-2,5 m_t=400-2,5 \cdot 5=387,5;$$

Крок зачеплення:

$$P_t=\pi m_t=3,14 \cdot 5=15,7.$$

3.3.2.8 Силовий розрахунок передачі

Колова сила, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_{w1}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{619,46}{80} = 15486,5 \approx 15487 \quad (3.53)$$

Радіальна сила, Н:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 15486,5 \cdot 0,364 = 5637,08 \approx 5638 \quad (3.54)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.3 Розрахунок двохпоточної циліндричної зубчастої передачі тихохідного ступеня.

Вихідні дані: $P_1=12,53$ кВт, $\eta=0,88$; $P_4=11,08$ кВт, $n_3=43,92$ хв⁻¹ $U_2=3,48$; $n_4=12,62$ хв⁻¹.

3.3.3.1 Передача двохпоточна тому зменшуємо діючий момент на шестерню і колесо вдвічі:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{2724,5}{2} = 1362,25 \text{ Н;} \\ T_2 &= \frac{8384,6}{2} = 4192,3 \text{ Н;} \end{aligned} \quad (3.55)$$

3.3.3.2 Вибираємо матеріал зубчастих коліс та термообробку

По табл. 2 призначаємо:

Шестерня – сталь 12ХН3А, гартування, верхні $HRC_{с3}=56...63$, серцевини $HB_3=250$ МПа; $\sigma_{B3}=920$ МПа; $\sigma_{T3}=700$ МПа.

Колесо – сталь 40Х, поверхнєве гартування $HRC_{с4}=45...50$, серцевини $HB_4=230...260$, $\sigma_{B4}=750$ МПа; $\sigma_{T4}=520$ МПа.

3.3.3.3 Визначаємо допустимі напруження згину в зубцях шестерні за формулою (3.56)

$$\sigma_{FP3} = 0,4 \cdot \sigma_{F \lim b1}^0 \cdot K_{FL1} = 0,4 \cdot 950 \cdot 1,0 = 380 \text{ МПа}, \quad (3.56)$$

де $\sigma_{F \lim b1}^0 = 950$ МПа (з табл.11)

3.3.3.4 Визначаємо попереднє значення модуля по формулі (3.57) розрахунок проводимо для шестерні

$$m_t = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{FB} \cdot 4 F_1}{z_1^2 \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \sqrt[3]{\frac{1362,25 \cdot 1,15 \cdot 3,96}{23^2 \cdot 0,45 \cdot 380}} = 5,02 \text{ мм}, \quad (3.57)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $K_m=14$ (передача прямозуба);

$K_{FB}=1,15$ (таблиця 13, $\psi_{bd}=0,45$ і консольного розташування одного з коліс відносно опор);

$Z_3=23$;

$YF_1=3,96$ (при $X_1=0$; $Z_3=23$ по табл. 23);

За стандартом СТ СЕВ 310-76 табл. 16

приймаємо $m_t=5$ мм;

Визначаємо діаметри ділільних кіл і число зубців колеса:

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 23 \cdot 5 = 115 \text{ мм};$$

$$z_4 = z_3 \cdot u_2 = 23 \cdot 3,48 = 80,04 \approx 80; \quad (3.58)$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 80 \cdot 5 = 400 \text{ мм};$$

3.3.3.5 Визначаємо уточненні значення контактних допустимих згинальних напружень

Знаходимо

$$\sigma_{H \lim b} = 17 \text{ HRCe} + 200$$

$$\sigma_{H \lim b3} = 17 \cdot 59,5 + 200 = 1211,5 \text{ (МПа)} \quad (3.59)$$

$$\sigma_{H \lim b4} = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1007,5 \text{ (МПа)}$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень

$$N_{FE3} = N_{HE3} = N_{FE1} : U_1 = 8,67 \cdot 10^7 : 4,7 = 1,84 \cdot 10^7$$

$$N_{FE4} = N_{HE4} = \frac{N_{HE3}}{U_2} = \frac{1,84 \cdot 10^7}{3,48} = 0,53 \cdot 10^7 \quad (3.60)$$

$$N_{H03} = 12 \cdot 10^8;$$

$$N_{H04} = 12 \cdot 10^8;$$

Оскільки

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{N_{H03}}{N_{HE3}} = \frac{12 \cdot 10^8}{1,84 \cdot 10^7} = 65,2, \text{ то по табл. 6 } K_{H3}=1$$

$$\frac{N_{H04}}{N_{HE4}} = \frac{12 \cdot 10^8}{0,52 \cdot 10^7} = 226,8, \text{ то по табл. 6 } K_{H4}=1$$

Визначаємо:

$$\sigma_{H \lim 3} = \sigma_{H \lim b3} \cdot K_{HL3} = 1211,5 \cdot 1 = 1211,5 \text{ МПа} \quad (3.61)$$

$$\sigma_{H \lim 4} = \sigma_{H \lim b4} \cdot K_{HL4} = 1007,5 \cdot 1 = 1007,5 \text{ МПа}$$

Знаходимо:

$Z_R=0,95$ (вважаючи, чистота поверхні зубців відповідає шостому класові)

$Z_V=1$.

Оскільки

$$V = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 115 \cdot 43,92}{60 \cdot 1000} = 0,26 < 5 \text{ м/с} \quad (3.62)$$

$K_L=1,0$; $K_{XH4}=0,99$; оскільки $d_{w4}=d_4=400 < 700$ мм (з табл. 10);

$S_H=1,2$ (для термообробки – гартування)

Визначаємо допустимі контактні напруження для шестерні і колеса, МПа

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{H \lim 3} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}}{S_H} = \frac{1211,5 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 959 \quad (3.63)$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{H \lim 4} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}}{S_H} = \frac{1007,5 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 797,6$$

Оскільки передача прямозуба, то приймаємо $\sigma_{HP} = \sigma_{HP4} = 758$ МПа

Для знаходження допустимих напружень згину по формулі (3.64)

Визначаємо

$$\sigma_{F \lim} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL} \quad (3.64)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тут $\sigma_{F \lim b3}^0 = 950$ МПа (визначено раніше)

$\sigma_{F \lim b4}^0 = 600$ МПа (з табл.11)

$K_{Fg}=1$ – для коліс з не шліфованою перехідною поверхнею зубців;

$K_{Fd}=1$ – для зубчастих коліс без деформації перехідної поверхні зубців;

$K_{Fc}=1$ – передача нереверсивна;

Оскільки

$$K_{FL1} = K_{FL2} = 1,0;$$

$$\sigma_{F \lim 3} = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim 4} = 600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 600 \text{ МПа}$$

Знаходимо значення коефіцієнтів, що входять у формулу (3.65):

$Y_R=1,0$ – чистота поверхні зубців не нижче четвертого класу;

$Y_C=0,99$ – (для $m=5$ по табл. 9)

$K_{XF}=0,99$ – ($d_4=400$ мм)

$K_{FL3} = K_{FL4} = 1,0;$

$S_{F3} = S_{F4} = 1,7$ – по табл. 11

Обчислюємо значення допустимих напружень згину, МПа:

$$\sigma_{FP3} = 950 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99 / 1,7 = 542 \quad (3.65)$$

$$\sigma_{FP4} = 600 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99 / 1,7 = 342$$

3.3.3.6 Перевірочний розрахунок передачі

Розрахунок на витривалість по контактним напруженням проводимо по формулі (3.66). Визначаємо значення величин, що входять у формулу (3.67):

$Z_H=1,76$; табл. 17 $Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2}$ (табл. 12)

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\xi_a = [1,88 - 3,2(\frac{1}{23} + \frac{1}{80})] = 1,70;$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Z_{\xi} = \sqrt{\frac{4 - \xi_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,89 \quad (3.66)$$

Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b} \right) \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{23691,3}{52} \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 455,6, \quad (3.67)$$

де
$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1362,25}{115} = 23691,3 \text{ Н}$$

$$b = d_3 \cdot \Psi_{bd} = 115 \cdot 0,45 = 52 \text{ мм}$$

$K_{Ha}=1$ – передача прямозуба

При $V=0,26$ м/с по табл. 19 приймаємо ступінь точності передачі – 9.

$K_{H\beta}=1,4$ при $\Psi_{bd}=0,45$ і консольному розташуванні одного з коліс відносно опор.

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} = 1 + \frac{0,42 \cdot 52}{23691,3 \cdot 1 \cdot 1,4} = 1, \quad (3.69)$$

де
$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 31 \cdot 0,26 \sqrt{\frac{257,5}{3,48}} = 0,42 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right).$$

Тут $\delta_H=0,006$; (див табл. 20) $q_0=31$; (див табл. 21)

$$a_w = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{115 + 400}{2} = 257,5 (\text{мм})$$

Визначаємо діючі контактні напруження в передачі по формулі (3.70), МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{\xi} \sqrt{\frac{W_{Ht}(u_2 + 1)}{d_{w3} \cdot u_2}} = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{455,6(3,48 + 1)}{115 \cdot 3,48}} = 752,8 < \sigma_{HP} = 797,6 \quad (3.70)$$

Умова міцності виконується

3.3.3.7 Геометричний розрахунок передачі:

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо діаметри коліс, мм:

ділильні (початкові)

$$d_{w3}=d_3=m_t \cdot z_3=5 \cdot 23=115;$$

$$d_{w4}=d_4=m_t \cdot z_4=5 \cdot 80=400;$$

вершина зубців

$$d_{a3}=d_3+2 m_t=115+2 \cdot 5=125;$$

$$d_{a4}=d_4+2 m_t=400+2 \cdot 5=410;$$

западин

$$d_{f3}=d_3-2,5 m_t=115-2,5 \cdot 5=102,5;$$

$$d_{f4}=d_4-2,5 m_t=400-2,5 \cdot 5=387,5;$$

Крок зачеплення:

$$P_t=\pi m_t=3,14 \cdot 5=15,7.$$

3.3.3.8 Силовий розрахунок передачі

Колова сила, Н:

$$F_{t3} = F_{t4} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_3}{d_{w3}} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{1362,25}{115} = 23691,3 \approx 23691 \quad (3.71)$$

Радіальна сила, Н:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 23691,3 \cdot 0,364 = 8623,6 \approx 8624$$

3.3.4 Розрахунок валів приводу на статичні міцність

3.3.4.1 Ведучий вал

Вихідні дані:

-	крутний момент на валу, Н·м	629,46
-	діаметр отвору шківа під установку на валу, мм	55
-	діаметр отвору шестерні під установку на валу, мм	55
-	кут нахилу пасової передачі, град	60
-	сила, що діє на вал, від пасової передачі, Н	1028
-	сила, що діє на вал, від зубчатої передачі, Н	

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

колова

15487

радіальна

5638

3.3.4.2 Проектний розрахунок проводимо за методикою [9]. Для виготовлення вала назначаємо легко леговану сталь – сталь 40 X, для якої $\sigma_B=980$ МПа; $\sigma_T=786$ МПа.

3.3.4.2.1 Визначаємо попереднє значення діаметра перерізу вала в місці встановлення шестерні. Для цього скористуємося залежністю (31.21):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 619,46}{3,14 \cdot 25}} = 49,26 \text{ мм} \quad (3.72)$$

3.3.4.2.2 Конструюємо вал, враховуючи місця розташування приводу, встановлення опор під нього, а також розміри діаметрів отворів шківів та шестерень, якими вони спряжені з валом.

Діаметр вала під шків	55 мм.
Діаметр вала під підшипники ковзання	55 мм.
Діаметр вала під шестерню	50 мм.
Між опорна відстань	350 мм.
Розміри шпонкових пазів:	
під шків	14×70
під шестерню	12×70

3.3.4.2.3 Перевірка статичної міцності вала.

На розрахунковій схемі (рис.3.8) зображено напрямки діючих сил, з врахуванням яких знаходимо реакції в опорах вала.

Горизонтальна площина

Визначимо складову сили R, що діє в горизонтальній площині

$$R_T = R \cdot \cos 60^\circ = 1028 \cdot 0,5 = 514 \text{ Н} \quad (3.73)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З рівняння рівноваги моментів сил відносно опор визначаємо складові реакції в опорах:

$$\Sigma M_A = R_r \cdot 100 - F_{r1} \cdot 410 + X_B \cdot 350 = 0$$

$$X_B = \frac{F_{r1} \cdot 410 - R_r \cdot 100}{350} = \frac{5638 \cdot 410 - 514 \cdot 100}{350} = 6457 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = F_{r1} \cdot 60 - R_r \cdot 450 - X_A \cdot 350 = 0$$

$$X_A = \frac{F_{r1} \cdot 60 - R_r \cdot 450}{350} = 306 \text{ Н};$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma X_i = -F_{r1} + X_B - X_A - R_r = -5638 + 6457 - 306 - 514 = 0; \quad (3.74)$$

Будуємо епюру діючих згинальних моментів на вал в горизонтальній площині M_r

Вертикальна площина

Визначимо складову сили R , що діє в вертикальній площині

$$R_B = R \cdot \sin 60^\circ = 1028 \cdot 0,866 = 890 \text{ Н} \quad (3.75)$$

З рівняння рівноваги моментів сил, що діють відносно опор, визначаємо складові реакції сил в опорах:

$$\Sigma M_A = F_{t1} \cdot 410 - R_B \cdot 100 + Y_B \cdot 350 = 0$$

$$Y_B = \frac{F_{t1} \cdot 410 - R_B \cdot 100}{350} = \frac{15487 \cdot 410 - 890 \cdot 100}{350} = 17887 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = F_{t1} \cdot 60 - R_B \cdot 450 - Y_A \cdot 350 = 0 \quad (3.76)$$

$$Y_A = \frac{F_{t1} \cdot 60 - R_B \cdot 450}{350} = \frac{15487 \cdot 60 - 890 \cdot 450}{350} = 1510 \text{ Н};$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma Y_i = -F_t + Y_B - Y_A - R_B = -15487 + 17887 - 1510 - 890 = 0; \quad (3.77)$$

Будуємо епюру діючих згинальних моментів на вал в вертикальній площині M_B

Також будуємо епюру крутних моментів T .

Знаходимо максимальний момент згину в небезпечному перерізі валу.

$$M_{32} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{338,3^2 + 929,2^2} = 988,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.78)$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

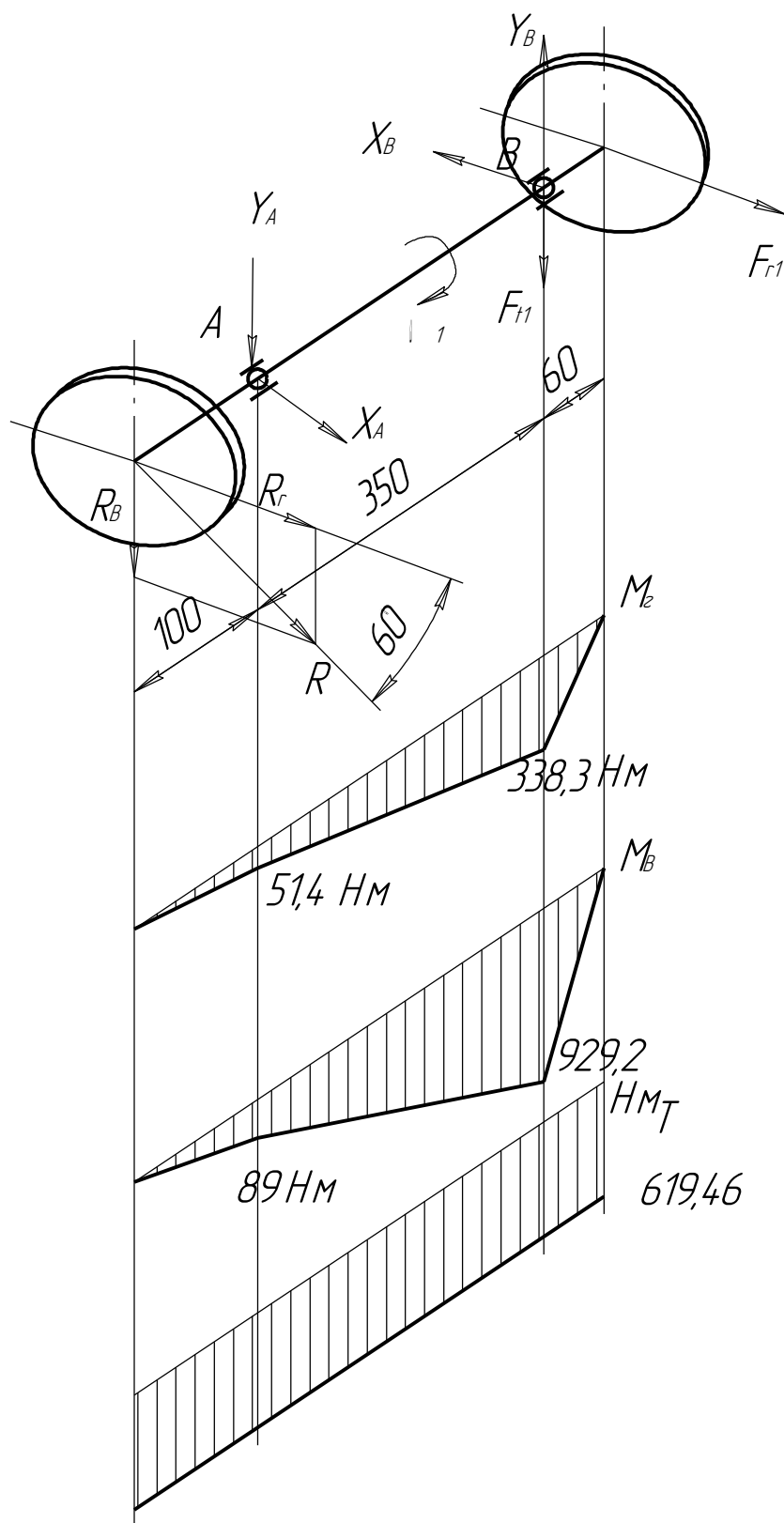


Рисунок 3.8 – Схема навантажень ведучого вала та епюри діючих моментів

Знаходимо еквівалентне навантаження на вал за четвертою теорією міцності.

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T^2} = \sqrt{988,6^2 + 619,46^2} = 1166,4 \text{ Н·м} \quad (3.79)$$

Визначаємо допустиме значення діаметру вала в небезпечному перерізі.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_{-1}]_{зг}}} = \sqrt[3]{\frac{1166,4 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 980}} = 49,4 \text{ мм} \quad (3.80)$$

де $[\sigma_{-1}]_{зг} = 90 \text{ МПа}$ – допустима напруга згину для легованої сталі при $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$.

Оскільки допустиме значення менше за прийняте значення діаметру вала при його конструюванні ($d = 55 \text{ мм}$), то умова міцності задовольняється.

3.3.4.2.4 Розрахунок вала на витривалість

Визначимо коефіцієнт запасу міцності вала на втому в небезпечному перерізі.

Момент опору вала на згин:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16,3 \cdot 10^3 \text{ (мм}^3\text{)} \quad (3.81)$$

Амплітуда нормальних напружень

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{988,6 \cdot 10^3}{16,3 \cdot 10^3} = 60,65 \text{ МПа} \quad (3.82)$$

Середнє напруження циклу $\sigma_m = 0$

Коефіцієнт запасу міцності на втому за нормальними напруженнями:

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \xi_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \xi_{\sigma}} \cdot \sigma_a \right)} = \frac{392}{\left(\frac{2,8}{2} \cdot 60,65 \right)} = 4,61 \quad (3.83)$$

де σ_{-1} – 392 МПа – допустима напруга при згині (табл.п.1)

$\frac{K_{\sigma}}{\xi_{\sigma}} = 2,8$ (табл.п.10 – для з'єднання Ø 55 Н8/ф7),

$\beta = 2$ (табл.п.12 – для поверхневого загартовування).

Полярний момент інерції при крученні

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 2W = 2 \cdot 16,3 \cdot 10^3 = 32,6 \cdot 10^3 (\text{мм}^3) \quad (3.84)$$

Амплітуда і середнє напруження цикла дотичних напружень

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_{кр}}{2W_p} = \frac{619,46 \cdot 10^3}{2 \cdot 32,6 \cdot 10^3} = 9,5 \text{ МПа} \quad (3.85)$$

Коефіцієнт запасу міцності на втому при крученні:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \xi_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{235}{\frac{2,07}{2} \cdot 9,5 + 0,15 \cdot 9,5} = 22,3 \quad (3.86)$$

де $\tau_{-1} = 235$ МПа – допустиме напруження при крученні (табл.п.11)

$\frac{K_{\tau}}{\xi_{\tau}} = 2,07$

$\beta = 2$ (табл.п.12)

$\psi_{\tau} = 0,15$ (табл.п.13)

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала у небезпечному перерізі.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,61 \cdot 22,3}{\sqrt{4,61^2 + 22,3^2}} = 4,3 \quad (3.87)$$

Оскільки мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності $[S]=1,5$ то умова $S>[S]$ виконується.

3.3.5 Проектний розрахунок проміжного вала на міцність

Вихідні дані:

- крутний момент на валу, Н·м 2724,5 Нм
- діаметр отвору шестерні під установку на валу, мм 55 мм
- між опорна відстань вала, мм 300 мм

3.3.5.1 Вибираємо матеріал вала сталь 40 ХС, у якої $\sigma_b=1225$ МПа; $\sigma_r=1080$ МПа. Термообробка – поліпшення, в місцях установки підшипників ковзання – поверхневе загартування.

3.3.5.2. Визначаємо діаметр вихідного кінця вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2724,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 40}} = 48,2 \text{ мм} \quad (3.88)$$

де $[\tau] = 40$ МПа;

Приймаємо $d = 50$ мм;

3.3.5.2.2 Конструювання вала. Діаметр вала під підшипник – 55 мм. Для забезпечення умови зменшення концентратів напруження вал проектуємо суцільно-гладеньким без виступів. Зміна діаметру вала доцільна тільки в місті встановлення зубчастого колеса.

3.3.5.2.3 Перевірка статичної міцності вала.

Складаємо розрахункову схему, що зображена на рис. 3.9.

Сили в зачепленні зубчастого колеса швидкісного ступеня:

колова – $F_{t1} = 15487$ Н;

радіальна – $F_{r1} = 5638$ Н.

Сили в зачепленні двох маточної передачі:

колова – $F_{t2} = 23691$ Н;

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

радіальна – $F_{r2} = 8624 \text{ Н}$.

Горизонтальна площина

Визначимо реакції в опорах з рівняння рівності суми моментів відносно опор.

$$\Sigma M_A = 0; F_{r1} \cdot 375 + X_B \cdot 295 - F_{r2} \cdot 215 - F_{r2} \cdot 80 = 0$$

$$X_B = \frac{-F_{r1} \cdot 375 + F_{r2} \cdot (215 + 80)}{295} = \frac{-5638 \cdot 375 + 8624 \cdot 295}{295} = 1457 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; F_{r1} \cdot 80 + F_{r2} \cdot 80 + F_{r2} \cdot 215 - X_A \cdot 295 = 0;$$

$$X_A = \frac{F_{r1} \cdot 80 + F_{r2} \cdot (215 + 80)}{295} = \frac{5638 \cdot 80 + 8624 \cdot 295}{295} = 10153 \text{ Н};$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma X_i = X_A + F_{r1} - 2F_{r2} - X_B = 10153 + 5638 - 2 \cdot 8624 + 1457 = 0 \quad (3.89)$$

Будуємо епюру діючих згинальних моментів M_r .

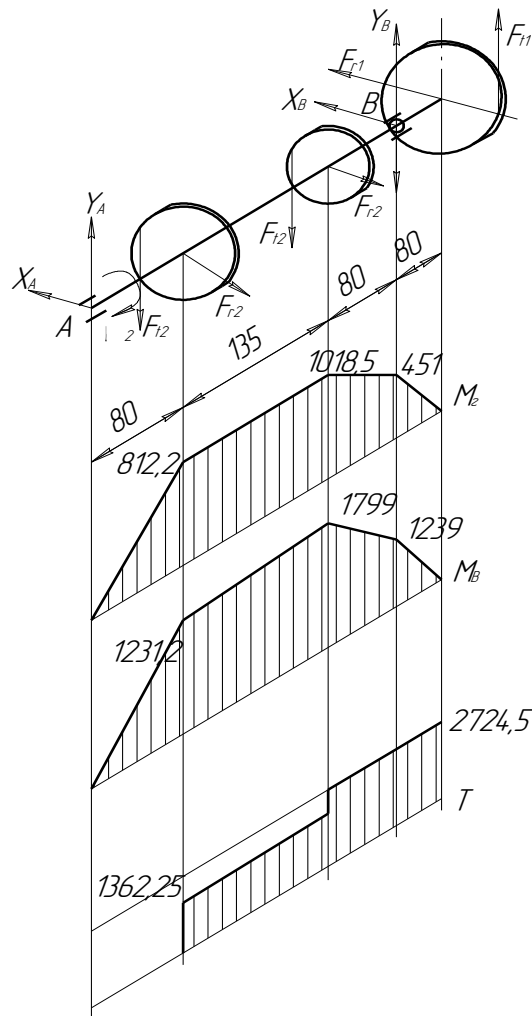


Рисунок 3.9 – Схема діючих навантажень на проміжний вал та епюри моментів.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Вертикальна площина

Визначаємо реакції в опорах з рівняння рівності суми моментів відносно опор.

$$\Sigma M_A = 0; F_{t1} \cdot 375 + Y_B \cdot 295 - F_{t2} \cdot 215 - F_{t2} \cdot 80 = 0$$

$$Y_B = \frac{F_{t2} \cdot (215 + 80) - F_{t1} \cdot 375}{295} = \frac{23691 \cdot 295 - 15487 \cdot 375}{295} = 4004 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; F_{t1} \cdot 80 + F_{t2} \cdot 80 + F_{t2} \cdot 215 - Y_A \cdot 295 = 0 \quad (3.90)$$

$$Y_A = \frac{F_{t1} \cdot 80 + F_{t2} \cdot (80 + 215)}{295} = \frac{15487 \cdot 80 + 23691 \cdot 295}{295} = 27890 \text{ Н};$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma Y_i = Y_B + Y_A + F_{t1} - 2F_{t2} = 4004 + 27890 + 15487 - 2 \cdot 23691 = 0; \quad (3.91)$$

Будуємо епюру згинальних діючих моментів у вертикальній площині вала M_B

Визначаємо сумарний момент згину в небезпечному перерізі

$$M_{3z} = \sqrt{M_r^2 + M_B^2} = \sqrt{1018,5^2 + 1799^2} = 2059,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.92)$$

Будуємо епюру крутних моментів T .

Визначаємо еквівалентне навантаження на валу за четвертою теорією міцності.

Знаходимо еквівалентне навантаження на вал за четвертою теорією міцності.

$$M_{екв} = \sqrt{M_{3z}^2 + T^2} = \sqrt{2059,5^2 + 2724,5^2} = 3374,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.93)$$

Визначаємо мінімально допустимий діаметр вала в небезпечному перерізі.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_{-1}]_{32}}} = \sqrt[3]{\frac{3374,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 52,6 \text{ мм} \quad (3.94)$$

Оскільки прийняте значення діаметра вала більше за визначене, то умова міцності буде забезпечена.

3.3.6 Проектний розрахунок ведучого вала на міцність

Вихідні дані:

- крутний момент на валу, Н·м 8384,6 Нм
- діаметр отвору зубчастого колеса під установку на валу, мм 65 мм
- міжопорна відстань вала, мм 300 мм

Проектний розрахунок веденого вала проводимо з передумови, що найбільше навантаження вал сприймає у фазі пресування, а силова взаємодія з елементами керування, що розташовані на веденому валу, значно менша і відбувається у момент завершення пресування.

3.3.6.1 Вибираємо матеріал вала сталь 35ХГСА, у якої $\sigma_B=1616$ МПа; $\sigma_T=1080$ МПа. Термообробка – поверхневе загартовування – HRCe = 42...48.

3.3.6.2. Визначаємо діаметр вихідного кінця вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8384,6}{3,14 \cdot 128}} = 58,6 \text{ мм} \quad (3.95)$$

Приймаємо $d = 60$ мм;

3.3.6.2.2 Конструювання вала виконуємо з передумови, що між зубчастими колесами на відстані 150 мм від осі обертання необхідно встановити опорну вісь, на якій закріплюватиметься траверса механізму пресування.

Діаметр вала під підшипник $d_1 = 65$ мм;

Діаметр вала під зубчасте колесо $d_2 = 65$ мм;

Вісь траверси $d_2 = 50$ мм.

3.3.6.2.3 Перевірка статичної міцності вала.

Складаємо розрахункову схему, що зображена на рис.3.11

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сили в зачепленні двох поточної передачі:

колова – $F_{t3} = 23691 \text{ Н}$;

радіальна – $F_{r3} = 8624 \text{ Н}$.

Горизонтальна площина

Визначимо реакції в опорах.

$$\Sigma M_A = 0; \Sigma M_A = F_{r3} \cdot 80 + F_{r3} \cdot 215 - X_B \cdot 295 = 0$$

$$X_B = \frac{F_{r3}(80 + 215)}{295} = F_{r3} = 8624 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; X_A = X_B = 8624 \text{ Н};$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma X_i = 8624 - 8624 - 8624 + 8624 = 0 \quad (3.96)$$

Будуємо епюру діючих згинальних моментів у горизонтальній площині

M_r .

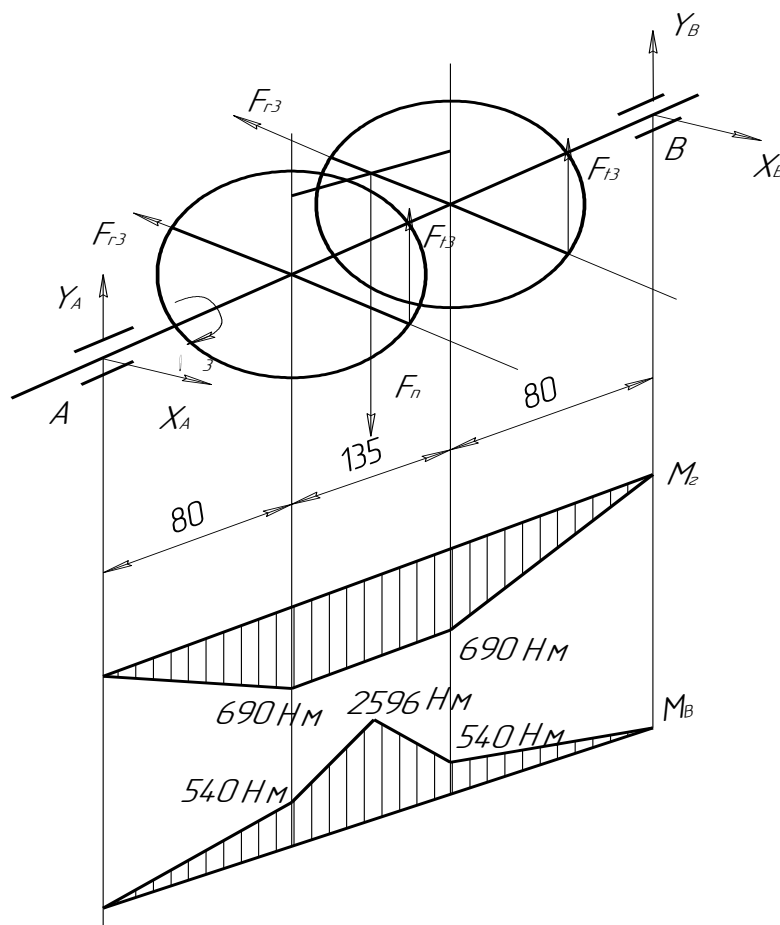


Рисунок 3.10 – Схема діючих навантажень на ведучий вал та епюри моментів

Вертикальна площина

Визначаємо реакції в опорах.

Так як діючі навантаження розташовані на розрахунковій схемі симетрично відносно опор, то реакції будуть однакові.

А тому

$$\Sigma M_A = 0; F_{t3} \cdot 80 + F_{t3} \cdot 215 - F_n \cdot 147,5 + Y_B \cdot 295 = 0$$

$$Y_B = Y_A = \frac{F_n \cdot 147,5 - F_{t3} \cdot (80 + 215)}{295} = \frac{60900 \cdot 147,5 - 23691 \cdot 295}{295} = 6759 \text{ Н};$$

Будуємо епюру діючих згинальних моментів M_B

Визначаємо значення сумарного діючого момент згину в небезпечному перерізі (посередині осі траверси).

$$M_{32} = \sqrt{M_r^2 + M_B^2} = \sqrt{690^2 + 2596^2} = 2690 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.97)$$

Оскільки на вісь діє лише згинальна сила, то визначимо мінімальний діаметр осі в небезпечному перерізі за допустимими напруженнями згину.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_{-1}]_{32}}} = \sqrt[3]{\frac{2960 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 727}} = 34,2 \text{ мм} \quad (3.98)$$

де $[\sigma_{-1}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_b = (0,4 \dots 0,5) 1616 = (646,4 \dots 808) \text{ МПа};$

Приймаємо $[\sigma_{-1}] = 727 \text{ МПа}$

Отже, діаметр осі під траверсу, прийнятий раніше, задовольняє умову міцності.

3.3.7 Розрахунок веденого вала на жорсткість

Для нормальної роботи механічної передачі та підшипників валам потрібно надати достатню жорсткість. Так як прогин вала може спричинити

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перекіс зубців у зачепленні зубчастих коліс, то необхідно ведений вал, як найбільш навантажений, перевірити на жорсткість.

Допустиме значення прогину визначається за рекомендаціями [Павлине]

$$[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 5 = 0,05 \text{ мм} \quad (3.99)$$

Розрахуємо значення пружного переміщення в місці встановлення одного із зубчастих коліс на веденому валу за схемою, що наведена на рис. 3.11

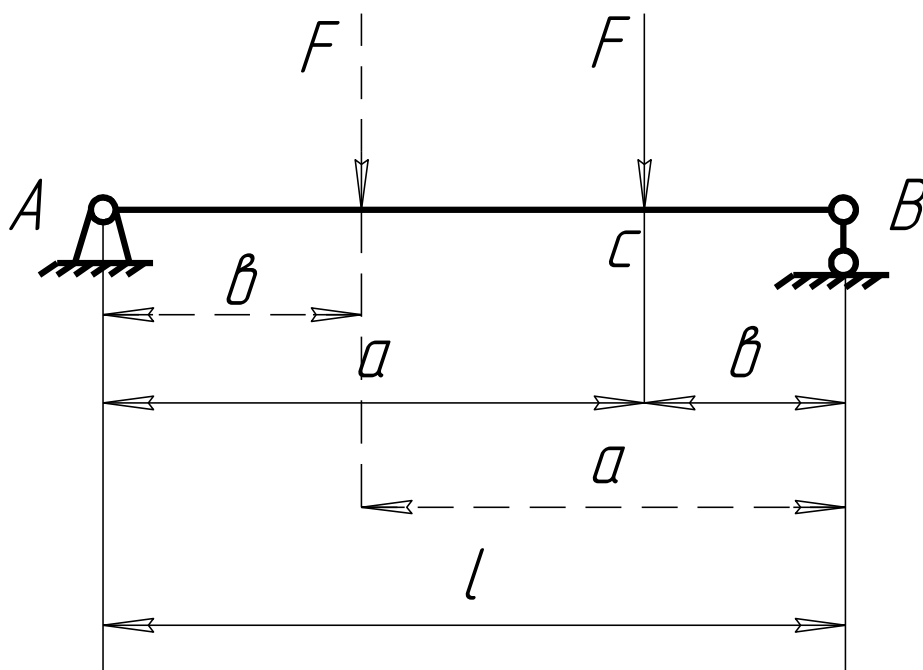


Рисунок 3.11 - Схема навантаження вала

$$y = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{23691 \cdot 215^2 \cdot 80^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,76 \cdot 10^5 \cdot 295} = 0,045 < [y];$$

де $F = 23691 \text{ Н}$ – діюче навантаження.

$b = 80 \text{ мм};$

$a = 215 \text{ мм};$

$l = 295 \text{ мм}.$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 65}{64} = 8,76 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

Умова міцності забезпечена.

3.3.8 Розрахунок шпонкових з'єднань

3.3.8.1 Так як посадочні місця зубчатих коліс на ведучому валу та проміжному однакові з умови уніфікації елементів привода, то розрахунок проводимо по більш навантаженому з'єднанню, тобто розміщеному на проміжному валу.

Розрахунок проводимо за методикою [8].

Вихідні дані:

$T = 2724,5$ Н·м;

$d = 50$ мм.

3.3.8.2 За діаметром вала $d = 50$ мм згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання (табл. 12.1) $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $t_1 = 5,5$ мм; $t_2 = 3,8$ мм.

Допустиме значення напруження зминання матеріалу шпонки при різно змінному навантаженні $[\sigma_{зм}] = 100$ МПа;

За допомогою (12.2) обчислюємо потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_p = \frac{2T}{d(h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{2 \cdot 2724,5 \cdot 10^3}{50 \cdot (9 - 5,5) \cdot 100} = 31,1 \text{ мм}; \quad (3.100)$$

Повна довжина шпонки:

$$l = l_p + b = 31,1 + 14 = 45,1 \text{ мм};$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $l = 45 \text{ мм}$.

Отже, для з'єднання зубчастого колеса швидкохідного ступеня з проміжним валом вибрана шпонка з розмірами $14 \times 9 \times 45$.

3.3.8.3 На веденому валу шпонкові з'єднання встановлені на кулачку керування механізму виштовхування.

Зусилля керування механізму виштовхування становить 10% від зусилля пресування.

$$T = 0,1 T_n = 0,1 \cdot 8384,6 = 838,46 \text{ Н}$$

Для вала приймаємо шпонку $b = 18 \text{ мм}$; $h = 11 \text{ мм}$; $t_1 = 7 \text{ мм}$.

За допомогою (12.2) обчислюємо потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1) \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{2 \cdot 838,46 \cdot 10^3}{60 \cdot (11-7) \cdot 100} = 35,8 \text{ мм}; \quad (3.101)$$

Повна довжина шпонки:

$$l = l_p + b = 35,8 + 18 = 53,8 \text{ мм};$$

Приймаємо $l = 55 \text{ мм}$.

Отже, для з'єднання кулачка керування механізму виштовхування з веденим валом прийнята шпонка $18 \times 11 \times 55$.

3.3.9 Розрахунок підшипників ковзання

Підшипник проміжного вала.

Вихідні дані:

- діаметр цапфи вала $d = 55 \text{ мм}$;
- кутова швидкість $\omega = 4,56 \text{ с}^{-1}$;
- робоча температура вала – до 60°C .

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.9.1 Вибір матеріалу для вкладиша підшипника. Виходячи з рекомендацій $l/d=0,5...1$ вибираємо довжину вкладиша підшипника $l=d=55$ мм;

Швидкість ковзання у підшипнику

$$V=0,5\omega d=0,5\cdot 4,56\cdot 55\cdot 10^{-3}=0,125 \text{ м/с}; \quad (3.102)$$

Визначимо радіальну силу в опорі.

$$F = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{10153^2 + 27890^2} = 29688 \text{ Н}; \quad (3.103)$$

Тиск у контакті цапфи вала та вкладиша

$$P = \frac{F}{dl} = \frac{29688}{55 \cdot 55} = 9,8 \text{ МПа}; \quad (3.104)$$

Параметр, що характеризує нагрівання підшипника

$$PV=9,8\cdot 0,125=1,225 \text{ МПа}\cdot\text{м/с}.$$

За даними табл. 33.1, для вкладиша підшипника можна вибрати матеріал – бронза Бр А9Ж4Л, для якого вибрані значення PV менші від допустимих, що забезпечить стійкість проти спрацювання вкладиша у період порушення рідинного тертя.

3.3.9.2 Розрахунок та підбір параметрів підшипника для забезпечення режиму рідинного тертя.

Відносний зазор у підшипнику:

$$\Psi=2\delta/d=0,002 \quad (3.105)$$

Радіальний зазор

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta=0,5\Psi\cdot d=0,5\cdot 0,002\cdot 55=0,055 \text{ мм}; \quad (3.106)$$

Для змащення підшипника передбачається мастило – індустріальне U-30A, для якого при $t^{\circ}=60^{\circ}\text{C}$ динамічна в'язкість $\mu=0,015\cdot 10^{-6}\text{Н}\cdot\text{с}/\text{мм}^2$;

За формулою (33.7) коефіцієнт завантаженості підшипника

$$\Phi = \frac{P\Psi^2}{\mu\omega} = \frac{9,8\cdot 0,002^2}{0,015\cdot 10^{-6}\cdot 4,56} = 143,2$$

За графіком (33.4) визначаємо відносний ексцентриситет: якщо $l/d=1$; $\Phi=143,2$, то $X=0,98$

За формулою (33.6) розрахункова товщина шару мастила

$$h=\delta(1-X)=0,055\cdot(1-0,98)=0,06 \text{ мм};$$

Критична товщина шару мастила при параметрах шорсткості поверхонь цапфи вала $Ra=0,8 \text{ мкм}$ і поверхні вкладиша $Ra=1,6 \text{ мкм}$:

$$h=1,5\cdot(0,8+1,6)=3,6 \text{ мкм}=0,0036 \text{ мм};$$

Коефіцієнт запасу надійності роботи підшипника за товщиною мастила шару

$$S_h = \frac{h}{h_{кр}} = \frac{0,06}{0,036} = 1,66 > [S_h] = 1,5 \quad (3.107)$$

3.3.9.3 Розрахунок підшипника ковзання веденого валу

Вихідні дані:

- діаметр цапфи вала $d=65 \text{ мм}$;
- кутова швидкість $\omega=1,32 \text{ с}^{-1}$;
- робоча температура вала – до 60°C .

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.9.4 Вибір матеріалу для вкладиша підшипника. Виходячи з рекомендацій $l/d=0,5...1$ вибираємо довжину вкладиша підшипника $l=d=65$ мм;

Швидкість ковзання у підшипнику

$$V=0,5\omega d=0,5 \cdot 1,32 \cdot 65 \cdot 10^{-3}=0,043 \text{ м/с}; \quad (3.108)$$

Визначимо радіальну силу в опорі.

$$F = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{8624^2 + 6759^2} = 10954 \text{ Н}; \quad (3.109)$$

Тиск у контакті цапфи вала та вкладиша

$$P = \frac{F}{dl} = \frac{10954}{65 \cdot 65} = 2,59 \text{ МПа}; \quad (3.110)$$

Параметр, що характеризує нагрівання підшипника

$$PV=2,59 \cdot 0,043=0,11 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

За даними табл. 33.1, для вкладиша підшипника можна вибрати матеріал – бронза Бр А9Ж4Л, для якого вибрані значення PV менші від допустимих, що забезпечить стійкість проти спрацювання вкладиша у період порушення рідинного тертя.

3.3.9.5 Розрахунок та підбір параметрів підшипника для забезпечення режиму рідинного тертя.

Відносний зазор у підшипнику:

$$\Psi=2\delta/d=0,002$$

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Радіальний зазор

$$\Delta = 0,5\Psi \cdot d = 0,5 \cdot 0,002 \cdot 65 = 0,065 \text{ мм};$$

Для змащення підшипника передбачається мастило – індустріальне U-30А, для якого при $t^{\circ}=60^{\circ}\text{C}$ динамічна в'язкість $\mu=0,015 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{мм}^2$;

За формулою (33.7) коефіцієнт завантаженості підшипника

$$\Phi = \frac{P\Psi^2}{\mu\omega} = \frac{2,59 \cdot 0,002^2}{0,015 \cdot 10^{-6} \cdot 1,32} = 52,3$$

За графіком (33.4) визначаємо відносний ексцентриситет: якщо $l/d=1$; $\Phi=52,3$, то $X=0,9$

За формулою (33.6) розрахункова товщина шару мастила

$$h = \delta(1-X) = 0,065 \cdot (1-0,9) = 0,0065 \text{ мм};$$

Критична товщина шару мастила при параметрах шорсткості поверхонь цапфи вала $R_a=0,8 \text{ мкм}$ і поверхні вкладиша $R_a=1,6 \text{ мкм}$:

$$h = 1,5 \cdot (0,8 + 0,4) = 1,8 \text{ мкм} = 0,0018 \text{ мм};$$

Коефіцієнт запасу надійності роботи підшипника за товщиною мастила шару

$$S_h = \frac{h}{h_{кр}} = \frac{0,0065}{0,0018} = 3,6 > [S_h] = 1,5;$$

3.4 Висновки до розділу 3

3.4.1 Проведено аналіз механізмів приводів, які використовуються в машинах різного технологічного призначення, для отримання змінених величин обертового моменту та частоти обертання веденої ланки.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.2 Розроблена конструкція напівавтомата та привода до нього, що дозволило реалізувати необхідні параметри функціонування основних вузлів напівавтомата.

3.4.3 Виконані кінематичні та силові розрахунки приводного механізму, розрахунки на міцність елементів привода, які дали змогу встановити оптимальні параметри зубчастих зачеплень, пасової передачі, з'єднань елементів привода.

3.4.4 Оптимальні результати дозволили оптимізувати конструктивні параметри привода.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

Сфера охорони праці охоплює різні аспекти та важливі заходи, включаючи профілактику професійних захворювань, організацію належного відпочинку та харчування під час робочих перерв, забезпечення спецодягом і гігієнічними засобами, а також надання соціальних пільг і гарантій. Важливою складовою є також постійний моніторинг і аналіз умов праці для своєчасного виявлення та усунення потенційних загроз. Впровадження сучасних технологій і навчання персоналу допомагають підвищити ефективність заходів охорони праці. Зрештою, системний підхід до охорони праці підвищує продуктивність працівників і сприяє зміцненню корпоративної культури.

Розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів. здійснювалося в приміщенні, яке обладнане комп'ютеризованими робочими місцями. На розробника відповідно до Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», мали вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

1. Фізичні: підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищена чи понижена вологість повітря; підвищений рівень статичної електрики; підвищений рівень електромагнітного випромінювання; пряма і відбита блискість; підвищена яскравість; понижена контрастність; недостатня освітленість робочої зони.

2. Психофізіологічні: розумове перевантаження; перенапруга аналізаторів; статичне перевантаження.

Відповідно до зазначених даних формуємо технічні рішення щодо безпечного виконання роботи та технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

4.1.1. Обладнання приміщення та робочого місця

Виконання ергономічних вимог на робочому місці є ключовим для забезпечення комфорту та безпеки працівників. Ефективне впровадження ергономічних рішень знижує ризик професійних захворювань і травм, а також підвищує продуктивність праці. Добре спроектовані робочі місця, що враховують фізичні та психологічні потреби працівників, допомагають зменшити втому та стрес, покращуючи загальний робочий процес. Відповідність ергономічним стандартам також позитивно впливає на здоров'я працівників, що, у свою чергу, зменшує плинність кадрів та підвищує якість виробництва.

Для забезпечення оптимальних умов праці в сидячому положенні, робоче місце працівника під час розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів має відповідати вимогам ДСТУ 8604:2015, враховуючи технічну естетику та ергономіку. Меблі для виробничого середовища мають бути комфортними та регульованими з урахуванням антропометричних особливостей користувача ПК. Робоче місце повинно включати спеціальну підставку для документів та підставку для ніг. Екран дисплея, клавіатуру та документи рекомендується розміщувати на однаковій відстані (приблизно 50 см) від очей оператора, причому верхній край дисплея повинен бути на рівні очей. Крім того, робоче крісло має бути адаптоване до форми тіла і підтримувати правильну поставу. Регульованість елементів робочого місця, таких як висота столу та кут нахилу клавіатури, є важливою для налаштування всього обладнання під зручний робочий режим.

Приміщення, в якому знаходиться робоче місце розробника має загальну площу 21,93 м², і висотою стелі 3,2 м. У приміщенні знаходиться 3 робочих місця обладнаних ПК. Слід відзначити, що площа одного робочого місця працівника, який використовує під час роботи ПК не повинна бути меншою за 6 м², а об'єм не менший за 20м³, відповідно до НПАОП 0.00-7.15-18. Площа

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

даного приміщення становить 21,93 м², відповідно на одного працівника припадає 7,3 м², що відповідає допустимій нормі. Об'єм даного приміщення становить 70,2 м³, відповідно на одного працівника припадає 23,4 м³, що також відповідає допустимій нормі.

4.1.2. Електробезпека приміщення

На робочих місцях розташовані три комп'ютери. Напруга живлення становить 220 В. За класифікацією щодо небезпеки ураження електричним струмом, це приміщення належить до категорії без підвищеної небезпеки для працюючих. Незважаючи на це, необхідно дотримуватися всіх стандартів безпеки під час роботи з електрообладнанням. Регулярні перевірки електропроводки та стану приладів допоможуть запобігти можливим аварійним ситуаціям.

Електротравми на робочому місці, де відбувалося розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів можуть виникати з різних причин, і основні серед них такі:

- несправність електричного обладнання;
- недотримання правил електробезпеки;
- незнання ризиків;
- статичний заряд, який накопичується на одязі або на обладнанні, може призвести до несправностей в електроніці або навіть до іскри, що може стати причиною пожежі.

– виробниче середовище, зокрема невдало обладнане робоче місце, недостатня освітленість, некомфортні умови, а також нестабільна поставка електроенергії можуть сприяти електротравмам.

Для запобігання електротравмам у приміщенні здійснюються:

- 1) ізоляція нормально струмоведучих елементів електроустаткування відповідно з вимогами нормативів;
- 2) захисне заземлення із використанням природних заземлювачів;
- 3) систематичне проведення інструктажу з електробезпеки;

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4) суворе дотримання правил електробезпеки на робочому місці.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

4.2.1 Мікроклімат

Нормальне функціонування фізіологічних процесів та загальне самопочуття можливі лише тоді, коли організм людини постійно відводить вироблене тепло у навколишнє середовище. Оптимальні мікрокліматичні умови забезпечують найкращий процес терморегуляції. У разі незадовільних мікрокліматичних умов організм активує різні механізми для підтримання сталої температури тіла шляхом регулювання процесів теплоутворення та тепловіддачі.

За енерговитратами, розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів згідно Гігієнічної класифікація праці відноситься до категорії I б. Нормовані значення параметрів мікроклімату для цієї категорії у теплий період року наведені в таблиці 4.1 (відповідно до ДСН 3.3.6.042-99).

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	22-28	40-60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,2

Для забезпечення комфортних умов перебування людей у приміщенні передбачено наступне: централізована парова система опалення забезпечує комфортну температуру в холодну пору року; система припливно-витяжної вентиляції забезпечує постачання свіжого повітря, необхідного для нормального дихання та роботи людей; систематичне вологе прибирання підтримує оптимальний рівень вологості повітря в приміщенні, запобігаючи сухості слизових оболонок. При цьому також важливо враховувати індивідуальні

потреби користувачів приміщення, забезпечуючи можливість регулювання температури та вентиляції за їхніми побажаннями.

4.2.2 Склад повітря робочої зони

Склад повітря в робочій зоні відіграє величезну роль у забезпеченні комфорту та безпеки працівників. Чисте та свіже повітря сприяє підтримці оптимального рівня кисню в організмі, що полегшує дихання та сприяє підвищенню концентрації та продуктивності працівників. Організація ефективної системи вентиляції та контроль рівня шкідливих речовин у повітрі є ключовими аспектами забезпечення здорового робочого середовища.

Управління якістю повітря в робочій зоні базується на встановлених гранично-допустимих концентраціях (ГДК), виражених у міліграмах на кубічний метр (мг/м³). Основними джерелами забруднення повітря в робочій зоні є комп'ютерні пристрої, системи автоматики та оператори, які працюють з обладнанням. Для визначених шкідливих речовин існують конкретні ГДК, які відображені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони.

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньодобова	
Озон	0,16	0,03	1
Вуглекислий газ (CO ₂)	3	1	4
Формальдегід	0,35	0,03	2
Пил нетоксичний	10	4	4

Повітря, що містить негативні аероіони, є своєрідним екраном, що відображає випромінювання позитивних іонів від дисплеїв, телевізорів та іншої оргтехніки. Нормативні рівні іонізації повітря у виробничих та громадських приміщеннях наведені в санітарних правилах і нормативах СанПіН 2.2.4.1294-

03. Згідно з цим документом регламентують: мінімально допустимий рівень, максимально допустимий рівень, коефіцієнт уніполярності (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Рівні іонізації повітря приміщень при роботі на ПК

Рівні	Кількість іонів в 1 см ³	
	n+	n-
Мінімально необхідні	400	600
Оптимальні	1500-3000	3000-5000
Максимально допустимі	50000	50000

Для забезпечення належного складу повітря в робочій зоні використовується механічна вентиляція, яка забезпечує видалення шкідливих речовин, що можуть потрапляти до повітря робочої зони. Крім цього, систематичне вологе прибирання сприяє зменшенню кількості пилу, який може бути присутній в приміщенні.

4.2.3. Виробниче освітлення

Правильне освітлення робочого простору та місць роботи відіграє ключову роль у забезпеченні комфорту та безпеки під час виконання завдань. Збалансоване та адекватно розподілене освітлення у виробничих приміщеннях дозволяє працювати без напруження очей протягом тривалого періоду і зберігати високу роздільну здатність для розрізнення об'єктів та інструментів праці. Це в свою чергу сприяє зменшенню травматизму та запобігає професійним захворюванням зору. Джерела світла, такі як світильники та вікна, які відображаються на поверхні екрану, можуть впливати на точність сприйняття та створювати фізіологічні незручності, особливо при тривалій роботі. Уникнення надмірного відблиску, включаючи відблиску від додаткових джерел світла, є важливим для забезпечення комфорту та продуктивності працівників.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для IV пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні відповідно до ДБН В.2.5-28:2018 зазначені у таблиці 4.4:

Таблиця 4.4 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнювання з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк		КПО,			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове
Дуже високої точності	Від 0,15 до 0,3	II	г	великий	світлий	1000	300	7	2,5	4,2	1,5

Для забезпечення достатнього освітлення в приміщенні здійснюється комплекс заходів, що включають:

- регулярне чищення вікон і ламп. Це дозволяє забезпечити рівномірне освітлення всього приміщення і запобігти помутнінню скла та втраті працездатності ламп;
- заміна перегорілих світильників, що дозволяє підтримувати освітлення в приміщенні на необхідному рівні;
- вибір оптимального типу освітлювальних приладів, що дозволяє забезпечити зручне та комфортне освітлення;
- раціональне розміщення освітлювальних приладів, що дозволяє забезпечити рівномірне освітлення всього приміщення.

4.2.4. Виробничий шум

Високий рівень шуму виробничих умов може викликати стрес, дискомфорт та втому серед працівників. Зменшення шуму сприяє підвищенню комфорту та загального самопочуття на робочому місці. Довготривала експозиція до

високого рівня шуму може призвести до пошкодження слуху, порушень сну, збільшення ризику серцево-судинних захворювань, а також зниження концентрації та продуктивності працівників. Зменшення виробничого шуму сприяє покращенню уваги та концентрації працівників, що може призвести до поліпшення якості виконаної роботи. Джерелами шуму під час розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів є працююча техніка та транспорт, який рухається ззовні приміщення. Допустимі рівні звукового тиску та рівні звуку L_A в приміщенні наведені у таблиці 4.5. (згідно ДСН 3.3.6.037-99).

Таблиця 4.5 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного шуму

Характер робіт	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середнь-геометричними частотами (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виробничі приміщення	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні передбачено використання звукопоглинальних матеріалів за потреби, а також раціональне розташування виробничого обладнання. Ці заходи дозволяють забезпечити допустимі рівні шуму в приміщенні, які відповідають вимогам нормативних документів і забезпечують комфортні умови перебування людей.

4.2.5. Виробничі випромінювання

Під час розроблення приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів використовувалося електрообладнання. Це призвело до підвищення рівня електромагнітного випромінювання на робочому місці. Ступінь впливу цього випромінювання на організм працівника залежить від багатьох факторів, таких як діапазон частот, тривалість опромінення, характер опромінення, режим

опромінення, розміри поверхні тіла, яке опромінюється, та індивідуальні особливості організму. Електромагнітні випромінювання, випромінювані відеодисплеями, мають широкий діапазон частот. Відповідно до стандартів, електромагнітне випромінювання повинне бути виміряне в діапазоні частот від 5 Гц до 400 кГц. Гранично допустимі значення напруженості електричного і магнітного полів промислової частоти в залежності від часу їх впливу встановлюються ДСанПіН 3.3.6.096-2002. Згідно з цим нормативним документом перебування в ЕП промислової частоти напруженістю до 5 кВ/м допускається протягом усього робочого дня. Гранично допустимі рівні електромагнітного поля радіочастотного діапазону для працівника становлять $E_{гдр} = 25 \text{ В/м}$ та $B_{гдр} = 250 \text{ нТл}$.

Для зменшення впливу електромагнітного випромінювання на проектувальника слід дотримуватися раціонального режиму роботи та відпочинку.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз існуючих конструкцій машин для пресування напівсухих сумішів, який дав змогу встановити шляхи пошуку розв'язку задачі створення пересувного напівавтоматичного пристрою з високою продуктивністю.

2. Розглянуто варіанти схем механізмів приводів та обґрунтовано вибір оптимального варіанта.

3. Розроблено конструкцію напівавтомата для пресування сумішів та його привід, який можна використати безпосередньо поблизу сировини кар'єрів.

4. Проведено силовий та кінематичний розрахунки розробленого вузла.

5. Проектні розрахунки на міцність дозволили встановити оптимальні параметри елементів привода, який забезпечує необхідні характеристики напівавтомата.

6. Розроблені заходи з охорони праці.

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Технологія виробництва матеріалів і виробів будівельного призначення [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. Програмою «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного галузевого обладнання» спец. 133 «Галузеве машинобудування», / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В.Ю.Щербина, Д.Г. Швачко, Л.Н.Гур'єва. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 188 с. - Режим доступу: file:///C:/Users/GM%20Admin/Downloads/TVMVBP_2024.pdf
2. Якименко О. В. Технологія будівельного виробництва : навч. посібник / О. В. Якименко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. – 411 с
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підрч. – 2-е вид. Перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
4. Павленко В. С. Зубчасті передачі в машинобудуванні : навчальний посібник/ В. С. Павленко, Б. Ф. Ліщинський, В. О. Пішенін. – К. : НМК ВО, 1992. – 114 с.
5. Обертюх Р. Р. Деталі машин : лабораторний практикум / Р. Р. Обертюх, Л. К. Поліщук, А. В. Слабкий – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 91 с
6. Малащенко В. О. Деталі машин : Курсове проектування / В. О. Малащенко В. В. Янків – Львів : Новий світ, 2000, 2004. – 234 с.
7. Павлице В. Т. Підшипники кочення / В. Т. Павлице – Львів : Інтелект – Захід, 2001. – 148 с.
8. Павлице В. Т. Різьби, різьбові з'єднання та кріпильні деталі : довідник / В. Т. Павлице, Я. Я. Данило – Львів : Інтелект – Захід, 2001. – 239 с
9. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями. - [Електронний

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ресурс] - Режим доступу: http://sop.zp.ua/norm_npaop_0_00-7_15-18_01_ua.php

10. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги - [Електронний ресурс] - http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=71028
11. Правила улаштування електроустановок - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html>
12. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14_nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.htm l
13. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>
14. СанПіН 2.2.4.1294-03 «Фізичні фактори виробничого середовища. Гігієнічні вимоги до аероіонного складу повітря виробничих і громадських приміщень» - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.ionization.ru/issue/iss5.htm>
15. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885
16. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. ДСанПіН 3.3.6.096-2002 Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0203-03>

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					08-62.БКП.011.00.000.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А
(обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

Вінницький національний технічний університет

Затверджую

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

«__» _____ 2025р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на бакалаврський кваліфікаційний проєкт

на тему:

«МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ»

Керівник роботи:

к.т.н., доцент кафедри ГМ

Шенфельд В. Й.

Розробила: ст. гр. 1ГМ-216

Ковальчук О. О.

м. Вінниця 2025 р.

1. Найменування і область застосування

Механізм повороту напівавтомата для пресування, який призначений для виготовлення цегли з напівсухих сумішей.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на бакалаврський дипломний проект, затверджене наказом по ВНТУ №97 від «20» березня 2025 р.

3. Мета та призначення розробки

Метою бакалаврського кваліфікаційного проєкту є розробка механізму привода напівавтомата для пресування цегли з напівсухих сумішей, які забезпечують роботу відповідних функцій приводу на установці.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі попиту патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Технологія виробництва матеріалів і виробів будівельного призначення [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. Програмою «Інжиніринг та комп'ютерно-інтегровані технології проектування інноваційного галузевого обладнання» спец. 133 «Галузеве машинобудування», / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В.Ю.Щербина, Д.Г. Швачко, Л.Н.Гур'єва. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 188 с. - Режим доступу: file:///C:/Users/GM%20Admin/Downloads/TVMVBP_2024.pdf
2. Якименко О. В. Технологія будівельного виробництва : навч. посібник / О. В. Якименко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. – 411 с
3. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підрч. – 2-е вид. Перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.

4. Павленко В. С. Зубчасті передачі в машинобудуванні : навчальний посібник/ В. С. Павленко, Б. Ф. Ліщинський, В. О. Пішенін. – К. : НМК ВО, 1992. – 114 с.
5. Обертюх Р. Р. Деталі машин : лабораторний практикум / Р. Р. Обертюх, Л. К. Поліщук, А. В. Слабкий – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 91 с
6. Малащенко В. О. Деталі машин : Курсове проектування / В. О. Малащенко В. В. Янків – Львів : Новий світ, 2000, 2004. – 234 с.

5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Механізм привода повинен складатися з таких елементів: двигуна, амортизатор, пасової передачі, зубчастої передачі, кривошип, маховика.

5.1.2. Габаритні розміри, мм

Довжина	700
ширина	300
висота	750

5.1.3. Кріплення вузла – швидкоз'ємне та жорстке.

5.1.4. Вузол повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації

5.2. Показники призначення:

5.3. Механізм привода повинен задовольняти таким показникам надійності:

1. Максимальний обертальний момент, Н м	8384,6
2. Частота обертання вихідного валу, хв	12,62
3. Потужність електродвигуна, кВт	5,5
4. Передаточне число,	114,5

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці механізма привода напівавтомата необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники.

Визначаються за необхідності під час техніко-економічного обґрунтування доцільності виконання проектних робіт.

7. Стадії і етапи розробки проекту.

1. Аналіз конструкцій обладнання для напівсухого пресування матеріалів.

2. Розробка конструкції напівавтомата для пресування сумішів та його привода.

3. Розрахунково-конструктивний розділ.

4. Розділ охорони праці.

8. Порядок контролю та прийому.

Порядок контролю та прийому бакалаврського кваліфікаційного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

Додаток Б
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАПІВСУХОГО ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

Схема виготовлення цегли-серцю пластичним способом

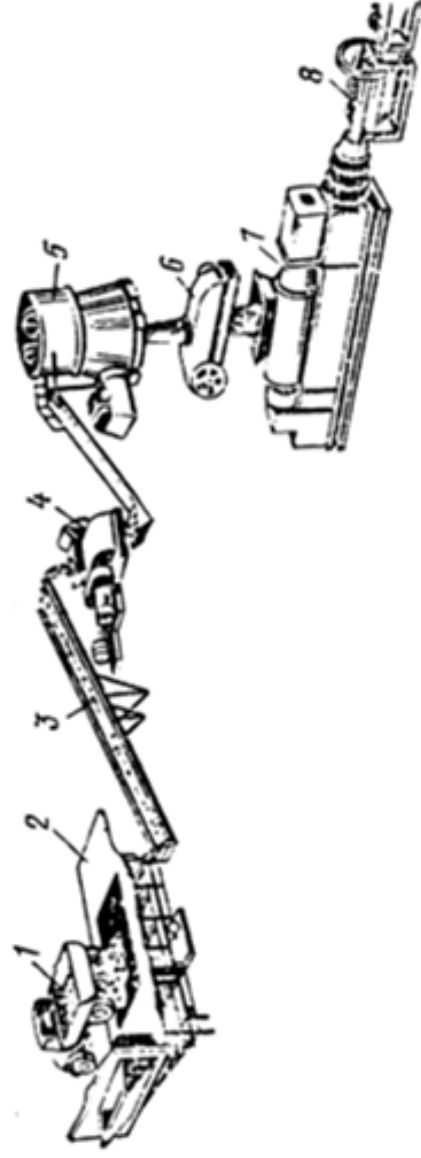
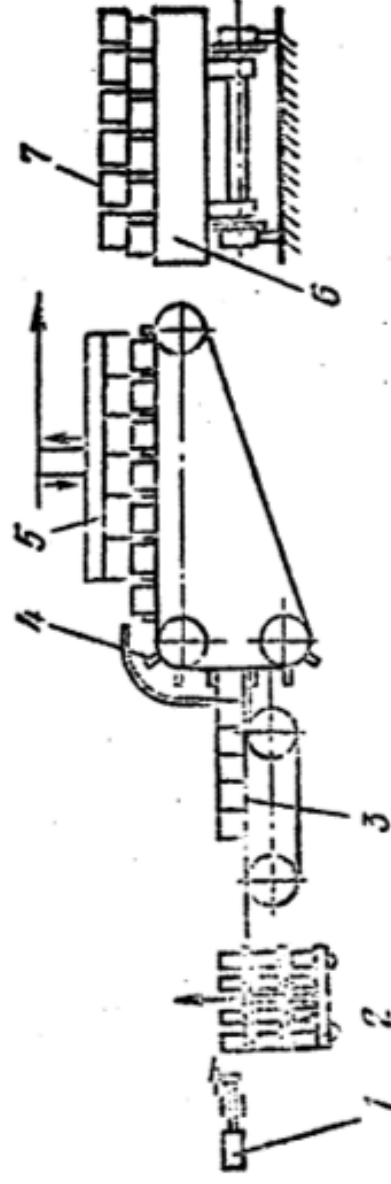
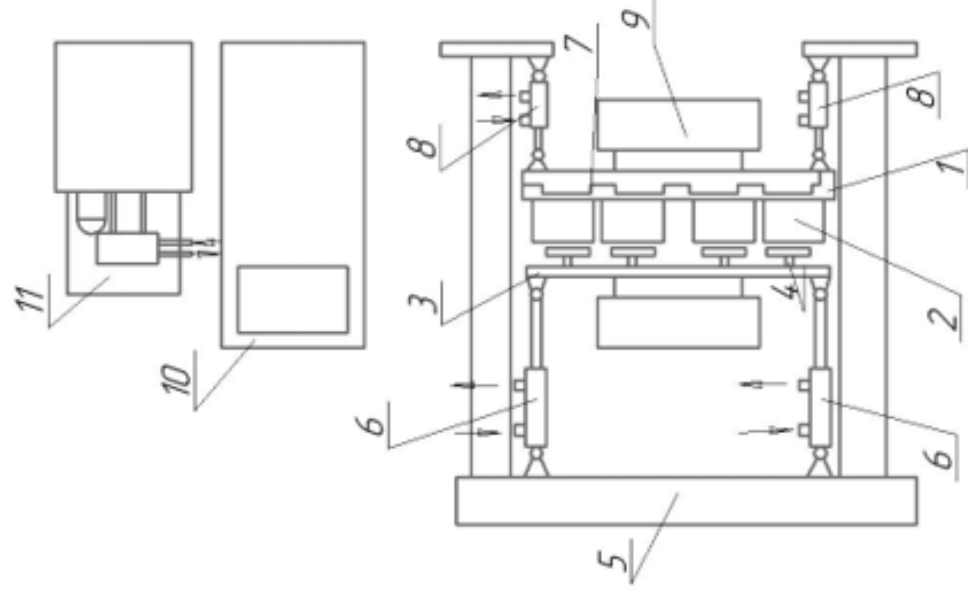


Схема автомата-висаджувача

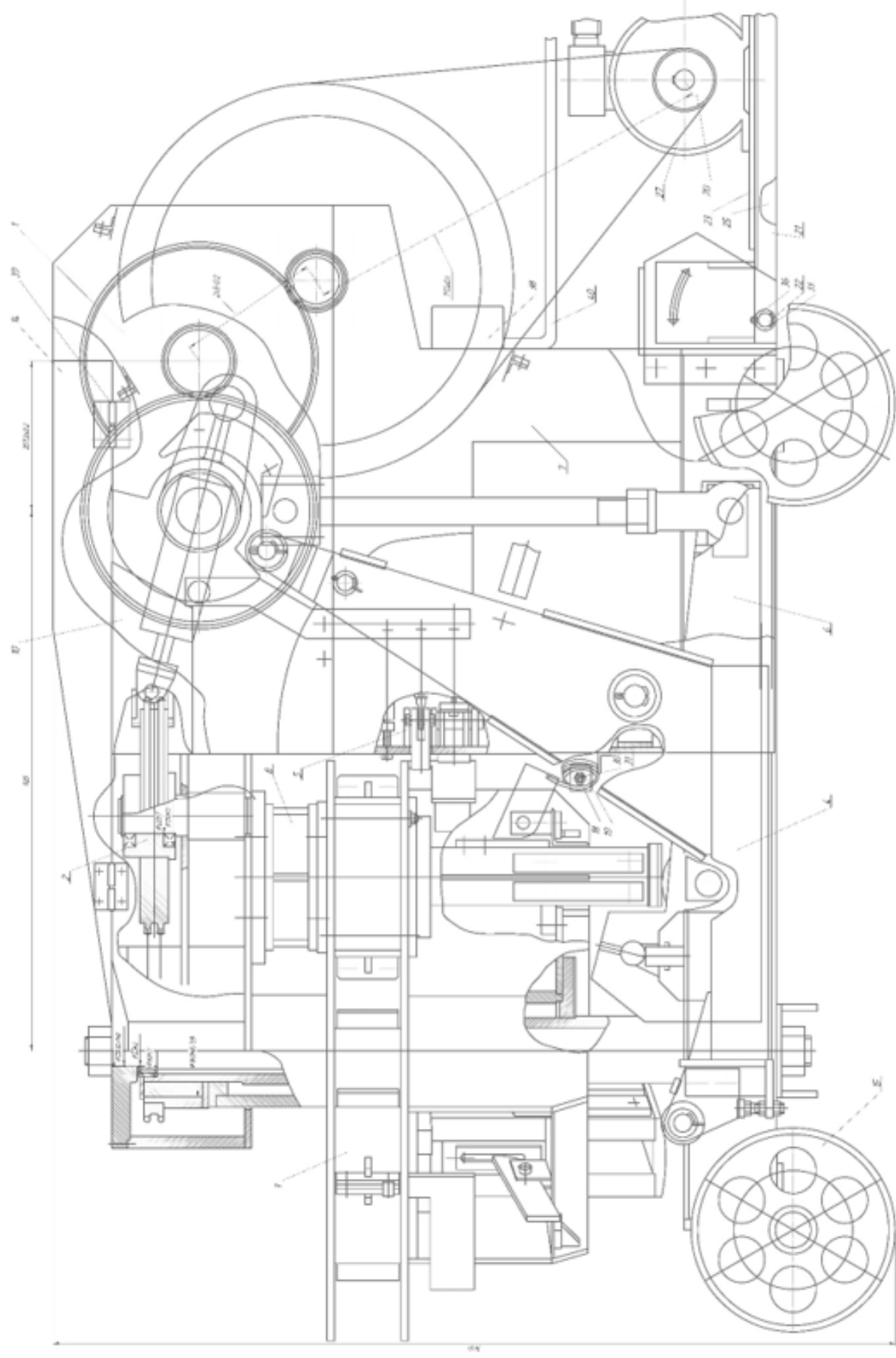


Принципова схема машини для напівсухого пресування з дебалансним приводом



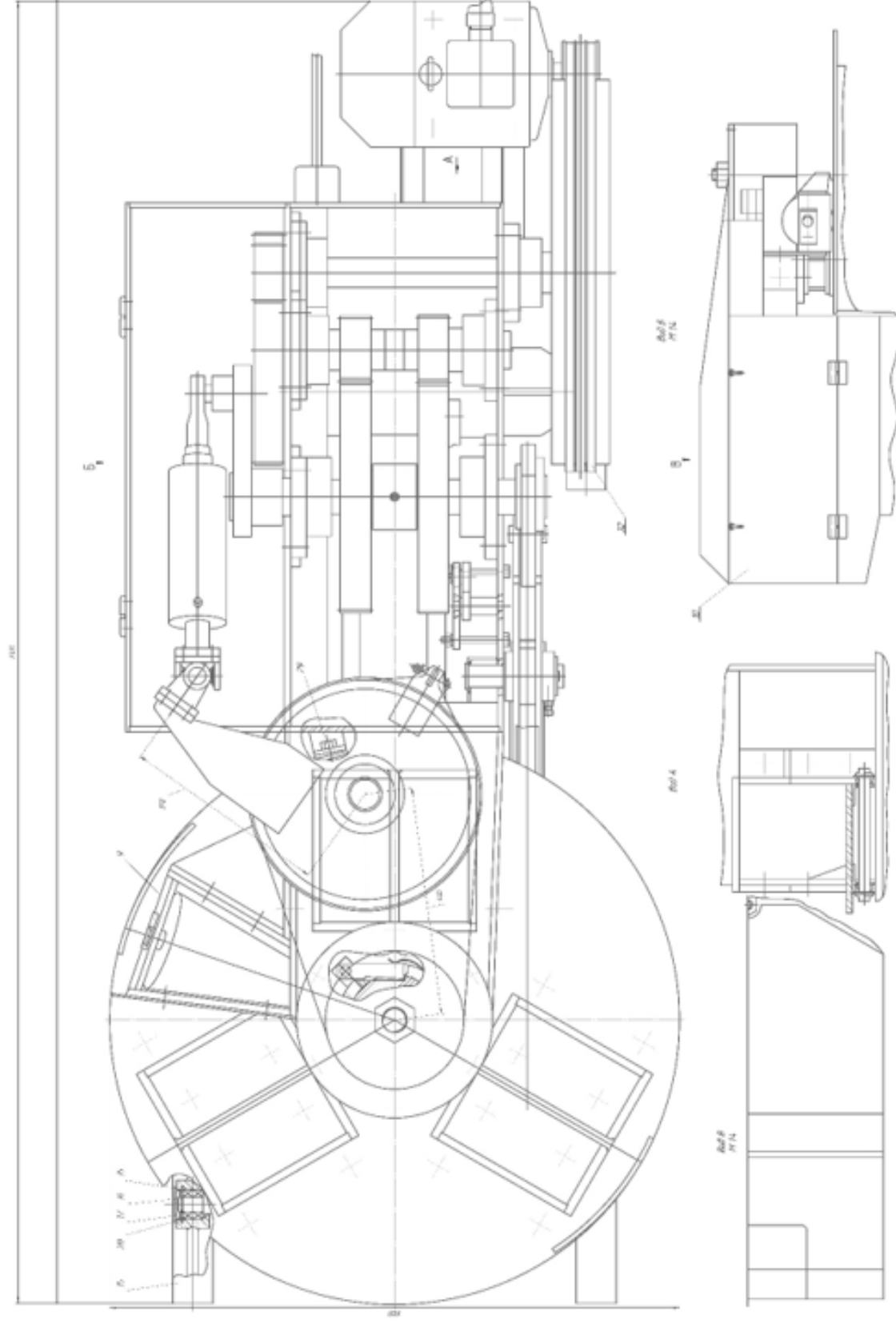
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ СУМІШІВ ТА ЙОГО ПРИВОДА

Конструкція розробленого напівавтомата для пресування напівсухих сумішів



РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ НАШВАВТОМАТА ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ СУМІШІВ ТА ЇЙОГО ПРИВОДА

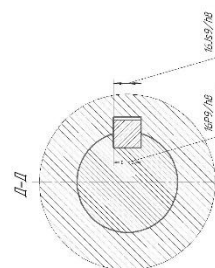
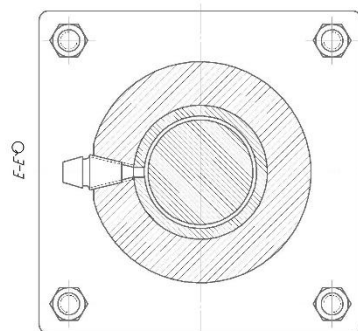
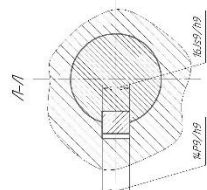
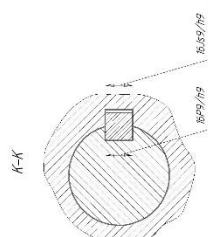
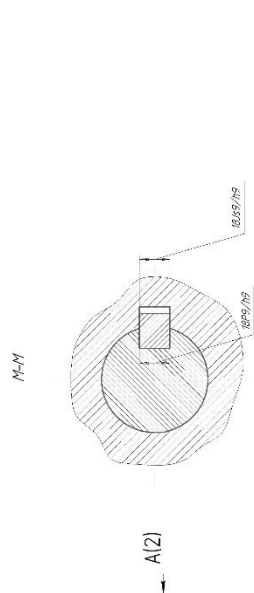
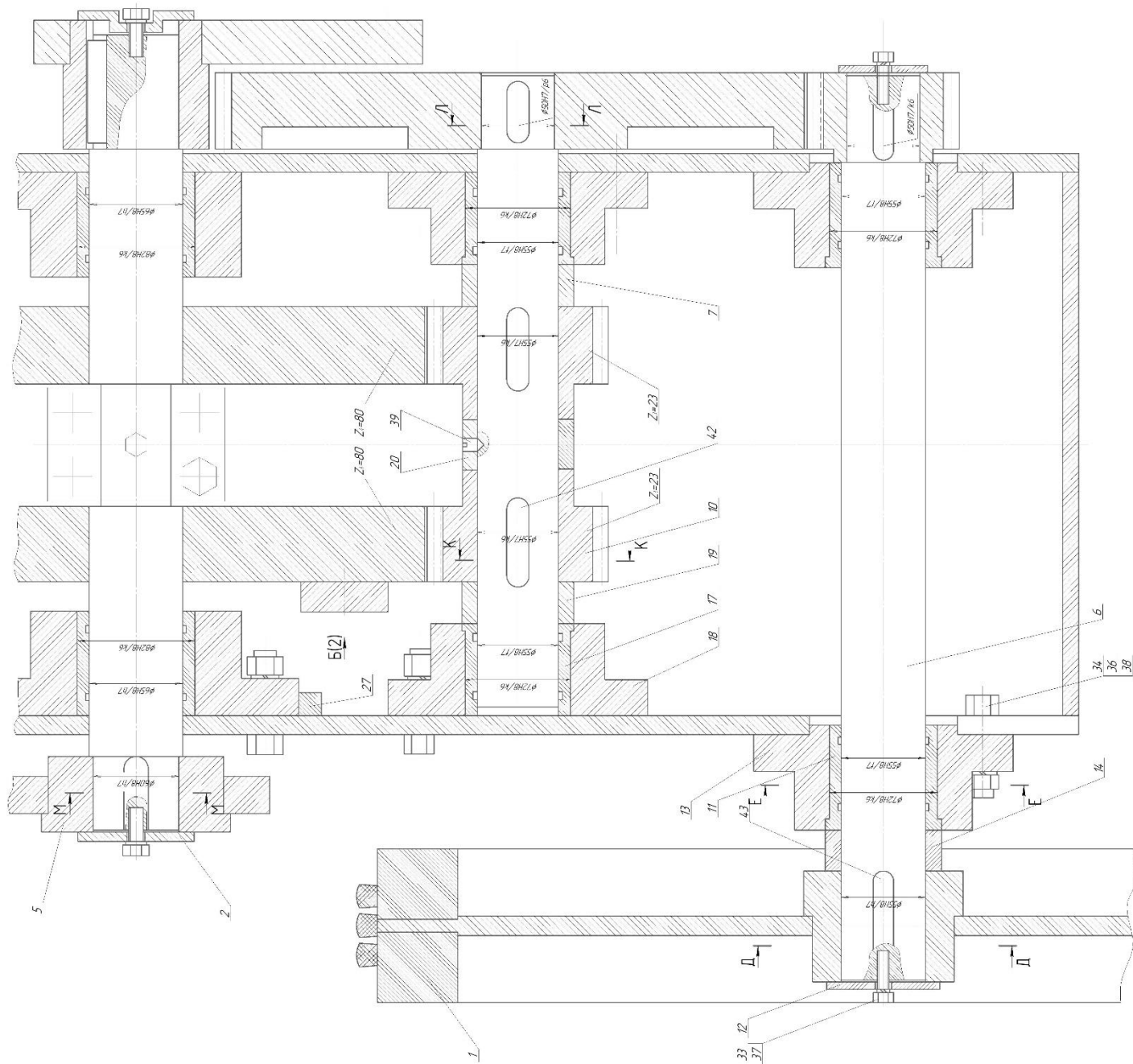
Конструкція розробленого напівавтомата для пресування напівсухих сумішів (продовження)



Додаток В
(обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

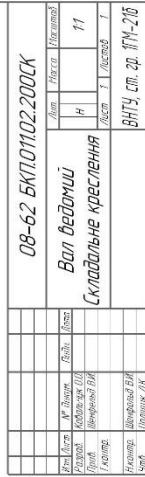
МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ



Техника исследования	
1. Максимальный абстрактный момент, Н·м	0,304,6
2. Число абстрагирования вращающегося вала, об/мин	12,62
3. Поток энергии электродвигателя, кВт	5,5
4. Продолжительность опыта, мин	15,5

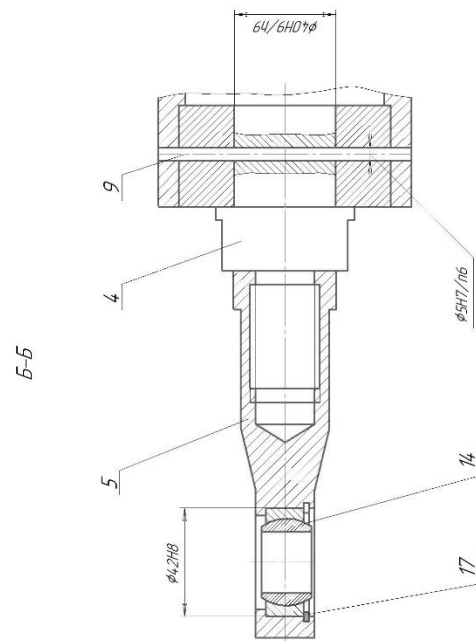
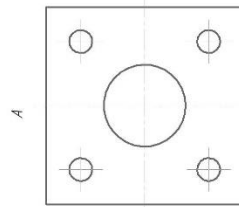
ТЕНДЕНЦИИ ВНЕШНЕЙ
1. ПОВЫШАЮТСЯ ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ПРОДУКЦИИ И УСЛУГ
2. УВЕЛИЧИВАЮТСЯ ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ПРОДУКЦИИ И УСЛУГ

[illegible]



1. Підприємство: вузлу змащувати мастилом ЛІТОЛ – 202 ГОСТ
2. Заміни мастила provádити через кожні 14,000 годин

Договор №	№ 30407	Дата	10.09.2020	Вид	Амортизатор	Лист	1	Листов	1
Результат	Модельный ВМ	Инициатор	Шварцберг ВМ	Инициатор	И	Лист	1	Листов	1
Инициатор	Шварцберг ВМ	Инициатор	Шварцберг ВМ	Инициатор	И	Лист	1	Листов	1
Инициатор	Шварцберг ВМ	Инициатор	Шварцберг ВМ	Инициатор	И	Лист	1	Листов	1



Додаток Г
(обов'язковий)

СПЕЦІФІКАЦІЇ

МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					<u>Документація</u>			
	A0			ПК-92.11.01.00.00.000.СК	Складальне креслення			
					<u>Складальні одиниці</u>			
	A4	1	ПК-92.11.01.00.00.000	Маховик	1			
	A4	2	ПК-92.11.01.00.00.000	Вал відомий	1			
	A4	3	ПК-92.11.01.00.00.000	Амортизатор	1			
	A4	4	ПК-92.11.01.00.00.000	Кривошип в зборі	1			
					<u>Деталі</u>			
Подп. и дата	A2	6	08-62 БКП.011.01.001	Вал 1-го ступеня	1			
	A2	7	08-62 БКП.011.01.002	Вал 2-го ступеня	1			
	A3	8	08-62 БКП.011.01.003	Шестерня	1			
	A3	9	08-62 БКП.011.01.004	Колесо зубчате	1			
	A3	10	08-62 БКП.011.01.005	Шестерня	2			
	A4	11	08-62 БКП.011.01.006	Втулка підшипника	2			
	A4	12	08-62 БКП.011.01.007	Шайба	1			
	A3	13	08-62 БКП.011.01.008	Корпус підшипника	2			
	A4	14	08-62 БКП.011.01.009	Кільце розпірне	1			
	A4	15	08-62 БКП.011.01.009-01	Кільце розпірне	1			
	A4	16	08-62 БКП.011.01.007-02	Шайба	1			
	A4	17	08-62 БКП.011.01.012	Втулка підшипника	2			
	A3	18	08-62 БКП.011.01.013	Корпус підшипника	2			
	Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
		Разраб.		Ковальчук О.О.				
Пров.			Шенфельд В.И.					
Н.контр.			Шенфельд В.И.					
	Утв.		Поліщук Л.К.					
08-62 БКП.011.01.000СК								
Механізм привода						Лит.	Лист	Листов
						Н	1	2
						ВНТУ, ст.гр.1ГМ-21б		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		19	08-62 БКП.011.01.014	Втулка розпірна	2	
		20	08-62 БКП.011.01.015	Втулка	1	
		21	08-62 БКП.011.01.016	Штифт	1	
		22	08-62 БКП.011.01.017	Пластина верхня	1	
		23	08-62 БКП.011.01.018	Вкладиш верхній	1	
		24	08-62 БКП.011.01.019	Вкладиш нижній	1	
		25	08-62 БКП.011.01.020	Пластина нижня	1	
		26	08-62 БКП.011.01.021	Платик	16	
		27	08-62 БКП.011.01.022	Платик	5	
		28	08-62 БКП.011.01.023	Шайба	1	
		29	08-62 БКП.011.01.024	Шайба	1	
		30	08-62 БКП.011.01.025	Шайба	1	
		31	08-62 БКП.011.01.026	Платик	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		31		Масльонка 1.1 Ц6 ГОСТ19853-74	1	
		32		Масльонка 1.2 Ц6 ГОСТ19853-74	6	
				Болти ГОСТ 7798-70		
		33		M12×1,5×25.68	5	
		34		M16×1,5×60.68	24	
		35		Болт M12×1,5×25.58		
				ГОСТ 11738-72	2	
		36		Гайка M16×1,5		
				ГОСТ 5927-70	24	
		37		Шайба 12 65Г СТ СЭВ280-76	7	
		38		Шайба 16 65Г СТ СЭВ280-76	24	
		39		Гвинт M8×12.58		
				ГОСТ 1476-75	1	
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	08-62 БКП.011.01.000СК	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
						Лист
						2

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Лист

3

Копировал

Формат А4

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					<u>Документація</u>			
	A1			08-29.ДП.04.01.200.СК	Складальне креслення			
					<u>Деталі</u>			
			1	08-62 БКП.011.01.201	Колесо зубчасте	1		
			2	08-62 БКП.011.01.202	Колесо зубчасте	1		
			3	08-62 БКП.011.01.203	Вал	1		
			4	08-62 БКП.011.01.204	Вал	1		
			5	08-62 БКП.011.01.205	Корпус підшипника	1		
			6	08-62 БКП.011.01.206	Корпус підшипника	1		
			7	08-62 БКП.011.01.207	Втулка підшипника	2		
			8	08-62 БКП.011.01.208	Вісь	1		
			9	08-62 БКП.011.01.209	Втулка	1		
	Подп. и дата			10	08-62 БКП.011.01.210	Кулачок	1	
			11	08-62 БКП.011.01.211	Шайба	2		
					<u>Стандартні вироби</u>			
			12		Маслянка 1.1 Ц6 ГОСТ19853-74	1		
			13		Болт М16×15-8d×35.58			
					ГОСТ 7798-70	2		
			14		Шайба 16 65Г 029			
					ГОСТ 6402-70	2		
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	08-62 БКП.011.01.200.СК	
	Разраб.	Ковальчук О.О.				Вал ведомий Складальне креслення		
	Пров.	Шенфельд В.И.						
	Н.контр.	Шенфельд В.И.						
	Утв.	Поліщук Л.К.						
	Лит.	Лист	Листов					
	Н	1	1					
						ВНТУ ст.гр.1ГМ-21б		

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					Документація			
	A1			08-62.БКП.011.04.000.СК	Складальне креслення			
					Деталі			
		1		08-62.БКП.011.04.001	Корпус	1		
		2		08-62.БКП.011.04.002	Шток	1		
		3		08-62.БКП.011.04.003	Шайба	1		
		4		08-62.БКП.011.04.004	Перехідник	1		
		5		08-62.БКП.011.04.005	Серьга	1		
		6		08-62.БКП.011.04.006	Пружина	1		
Подп. и дата				7	08-62.БКП.011.04.007	Втулка	1	
				8	08-62.БКП.011.04.008	Фланець	1	
				9	08-62.БКП.011.04.009	Штифт	1	
				10	08-62.БКП.011.04.010	Шайба	1	
					Стандартні вироби			
		14			Підшипник шарнірний			
					Ш25 ГОСТ3635-54	1		
	Взам. инв. №				15			
					Гвинт М12×38.48			
					ГОСТ 1482-75	1		
		16			Гайка М36×3.5 ГОСТ 5927-70	2		
		17			Кільце 1А42 ГОСТ 13941-68	1		
Подп. и дата								
	Инв. № подл.							

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Ковальчук О.О.		
Пров.		Шенфельд В.И.		
Н.контр.		Шенфельд В.И.		
Утв.		Поліщук Л.К.		

Амортизатор

Лит.	Лист	Листов
Н	1	1

ВНТУ
ст.гр. 1ГМ-21б

Копировал
Формат А4

Додаток Д
(обов'язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НА ПЛАГІАТ

МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАПІВАВТОМАТА ДЛЯ НАПІВСУХОГО
ПРЕСУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Механізм приводу напівавтомата для напівсухого пресування матеріалів

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. 1ГМ-216
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism 6 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- ☒ Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- ☐ У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- ☐ У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

А. Мосіш
(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

Шенфельд В.Й.
(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку

Шенфельд В.Й.
(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник

Шенфельд В.Й.
(підпис)

Шенфельд В.Й., к.т.н., доцент
(прізвище, ініціали, посада)

Здобувач

Ковальчук О.О.
(підпис)

Ковальчук О.О.
(прізвище, ініціали)