

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
„КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ **Олександр Сокольський**

«_____» _____ 2026 р.

Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою «Інжиніринг обладнання виробництва полімерних та будівельних матеріалів і виробів»

зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

на тему: Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору

Студент IV к, групи ЛП-22
(шифр групи)

Мусіхіна Лада Сергіївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник проекту: к.т.н., професор Сівецький В.І.

(вчена ступінь, звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультанти з питань

МОДЕРНІЗАЦІЇ: д.т.н., проф. Щербина В.Ю.

ТЕХ. МАШ.: ст. викл. Борщик С.О.

ОХОРОНИ ПРАЦІ: ст. викл. Ковтун А.І.

РЕЦЕНЗЕНТ _____

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів
без відповідних посилань.

Студент _____

Київ 2026 рік

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Олександр Сокольський**

«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Мусіхіна Лада Сергіївна

1. Тема проекту «Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору», керівник проекту Сівецький Володимир Іванович, к.т.н., професор, затверджені наказом по університету від «19.05» 2026 р.

№ 1817-С

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту: Технічне завдання на проектування передбачає розробку каландрової установки з робочою довжиною валків 2,05 м для випуску ПВХ плівки заданих параметрів. Головний привод машини має встановлену потужність 74 кВт при номінальній частоті обертання робочих валків 21 об/хв.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ; 1. Призначення та галузь застосування виробу, який проектується; 2. Технічна характеристика базової машини; 3. Опис базової конструкції, її основних частин та принципу дії; 4. Літературно-патентний огляд питання модернізації; 5. Розрахунки; 6. Охорона праці та навколишнього середовища; 7. Технологія машинобудування; Висновки; Перелік посилань; Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу:

1. Технологічна схема лінії для виробництва полімерних труб; 2. Загальний вигляд екструдера ЧП45х25; 3. Складальний кресленик модернізованої формувальної головки; 4. Кресленик з деталюванням; 5. Плакат з 3D моделюванням модернізованої головки; 6. Плакат з числовим розрахунком модернізованої головки.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
МОДЕРНІЗАЦІЇ	проф. Щербина В.Ю.		
ТЕХ. МАШИНОБУД.	ст. викл. Борщик С.О.		
ОХОРОНА ПРАЦІ	ст. викл. Ковтун А.І.		

7. Дата видачі завдання 18.05.2026 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Вступ; Призначення та галузь застосування виробу, який проектується.	18.05.26-19.05.26	
2	Технічна характеристика базової машини	20.05.26-21.05.26	
3	Опис базової конструкції, її основних частин та принципу дії	22.05.26-23.05.26	
4	Літературно-патентний огляд питання модернізації	24.05.26-26.05.26	
5	Розрахунки формувальної головки, які підтверджують доцільність модернізації та її працездатність; Оформлення креслень	27.05.26-02.06.26	
6	Охорона праці та навколишнього середовища	27.05.26-30.05.26	
7	Технологія машинобудування	31.05.26-02.06.26	
8	Оформлення пояснювальної записки	03.06.26-11.06.26	

Студент

Керівник проекту

Лада МУСІХІНА

Володимир СІВЕЦЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Дипломний проект бакалавра на тему “Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору” включає текстову і графічну частину. Текстова частина має 7 розділів і додатки.

Графічна частина містить 6 аркушів креслеників: Технологічна сема каландрової лінії для виробництва полімерних плівок/листів (формат А1). Загальний вигляд Z-подібного каландра (формат А1). Складальний кресленик модернізованого механізму регулювання зазору (формат А1). Кресленик з деталюванням відповідальної деталі механізму (формат А1). Плакат з 3D моделюванням модернізованого вузла каландра (формат А1/А2). Плакат з числовим розрахунком напружено-деформованого стану (формат А1/А2).

У цій роботі розглянуто технологічний процес каландрування полімерів та один з його головних агрегатів – чотиривалковий Z-подібний каландр. Перед автором було поставлено завдання оптимізувати режим течії розплаву полівінілхлориду (ПВХ) у міжвалковому зазорі та забезпечити стабільний тепловий режим роботи обладнання. Запропоновано модернізацію гідросистеми каландра для ефективного відведення тепла.

На основі гідродинамічної теорії каландрування було проведено розрахунок поля тисків та визначено максимальне розпірне зусилля, яке склало 420 кН. Модернізований вузол та елементи конструкції було перевірено на міцність, жорсткість та теплову стабільність. Розрахунок теплового балансу показав, що усталена температура оливи в гідросистемі становить 49 °С, що повністю задовольняє умови працездатності.

В розділі охорони праці було надано рекомендації щодо забезпечення безпечної роботи працівників виробничої ділянки під час експлуатації

валкових машин згідно з чинними стандартами, нормами та законодавством України.

Також було розроблено технологічний процес виготовлення відповідальної деталі каландра – «Гільзи». В розділі обґрунтовано вибір технологічного маршруту, розраховано режими різання та спроектовано спеціальне пристосування (конічну розтискну оправку). Наявні всі необхідні ескізи обробки, маршрутна та операційні карти.

За результатами проведеної роботи було написано доповідь на всеукраїнську конференцію та опубліковані тези.

Ключові слова: КАЛАНДР, МІЖВАЛКОВИЙ ЗАЗОР, РОЗПІРНЕ ЗУСИЛЛЯ, ГІДРОСИСТЕМА, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, ГІЛЬЗА.

ABSTRACT

The bachelor's project for diploma on the topic of "The Z-shaped calender with the modernization of the clearance adjustment mechanism" includes a textual and a graphical part. The textual part consists of 7 chapters and appendices.

The graphical part contains 6 drawing sheets: Technological layout of the calendering line for polymer sheet/film production (A1 format). General assembly of the Z-type calender (A1 format). Assembly drawing of the modernized gap adjustment mechanism (A1 format). Component detailing drawing of a critical mechanism part (A1 format). Poster with 3D modeling of the modernized calender unit (A1/A2 format). Poster with numerical analysis of the stress-strain state (A1/A2 format).

This work considers the technological process of polymer calendering and one of its main units – a four-roll Z-type calender. The author was tasked with optimizing the polyvinyl chloride (PVC) melt flow regime in the roll gap and ensuring a stable thermal operating mode of the equipment. Modernization of the calender's hydraulic system was proposed for efficient heat dissipation.

Based on the hydrodynamic theory of calendering, the pressure field was calculated and the maximum separating force was determined to be 420 kN. The modernized unit and structural elements were verified for strength, rigidity, and thermal stability. The heat balance analysis demonstrated that the steady-state oil temperature in the hydraulic system stabilizes at 49 °C, which fully satisfies the operating conditions.

The occupational health and safety section provides recommendations for ensuring safe working conditions for production plant workers during the operation of roll machines in accordance with current standards, regulations, and legislation of Ukraine.

Additionally, a manufacturing process for the production of a critical calender part – the "Sleeve" – was developed. This section justifies the choice of the machining route, calculates cutting parameters, and designs a special manufacturing fixture (a tapered expanding mandrel). All necessary machining sketches, routing sheets, and operation cards are included.

Based on the results of the work, a report for an all-Ukrainian conference was prepared and abstracts were published.

Keywords: CALENDER, ROLL GAP, SEPARATING FORCE, HYDRAULIC SYSTEM, HEAT BALANCE, SLEEVE.

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

ПВХ – полівінілхлорид;

МРЗ – міжвалковий зазор;

ЧПК – числове програмне керування;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

$F_{\text{розт}}$ – технологічне зусилля розтискання валків каландра;

F_r – осьове зусилля, що розвивається гідроциліндром механізму регулювання зазору;

$F_{\text{розр}}$ – розрахункове навантаження на гідроциліндр;

p_r – теоретичний робочий тиск гідравлічної оливи;

$p_{\text{ном}}$ – номінальний робочий тиск у гідросистемі МРЗ;

$A_{\text{п}}$ – ефективна площа поршня гідроциліндра;

D – внутрішній діаметр гільзи;

$r_{\text{в}}$ – внутрішній радіус циліндричної стінки гільзи;

$r_{\text{з}}$ – зовнішній радіус стінки гільзи;

$S_{\text{ход}}$ – величина повного робочого ходу регулювання поршня;

v – швидкість переміщення поршня;

t – час, необхідний для повного переміщення гайки-поршня на величину робочого ходу;

Q_r – теоретична витрата робочої рідини (оливи);

$Q_{\text{факт}}$ – дійсна продуктивність насоса (фактична витрата з урахуванням витоків);

V – об'єм оливи, необхідний для заповнення робочої порожнини гільзи під час ходу поршня;

$N_{\text{заг}}$ – повна споживана потужність приводу гідроциліндра;

$N_{\text{кор}}$ – корисна потужність, що витрачається на переміщення робочого органу;

$N_{\text{втр}}$ – втрати потужності в гідроприводі (потужність тепловиділення);

$Q_{\text{вн}}$ – середня потужність внутрішнього тепловиділення;

$Q_{\text{зовн}}$ – зовнішній тепловий потік від гарячих підшипників валка на корпус гільзи;

Q_{Σ} – сумарна потужність тепловиділення в гідросистемі;

$Q_{\text{від}}$ – потужність тепловіддачі локальної гідросистеми в навколишнє середовище;

$A_{\text{охолодж}}$ – сумарна ефективна площа тепловіддачі масляного бака та трубопроводів;

K_T – коефіцієнт теплопередачі поверхонь гідросистеми;

$T_{\text{уст}}$ – усталена (стаціонарна) робоча температура гідравлічної оливи в системі;

$T_{\text{окол}}$ – температура навколишнього середовища (виробничого цеху);

s – нормативний коефіцієнт запасу міцності деталей;

E – модуль поздовжньої пружності матеріалу гільзи (модуль Юнга для сталі);

z – кількість робочих витків нарізі (різьби);

h – робоча висота профілю нарізі;

d_2 – середній діаметр метричної нарізі;

H – висота гайки;

k_m – коефіцієнт, що враховує ширину основи витка нарізі на зріз;

$k_{\text{тв}}$ – коефіцієнт тривалості включення (циклічності) роботи гідроприводу;

$\eta_{\text{гм}}$ – гідромеханічний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра;

$\eta_{\text{об}}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра (враховує витоки оливи);

ρ – густина матеріалу конструкції;

μ – коефіцієнт Пуассона для сталі;

σ_T – границя текучості матеріалу деталі;

$[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу на розтяг/стиск;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження матеріалу на зріз (зсув);

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження матеріалу на зминання;

σ_θ – тангенціальне (колове) напруження в стінці гільзи циліндра;

σ_r – радіальне напруження на внутрішній стінці гільзи від тиску рідини;

σ_z – осьове напруження в стінці циліндра, зумовлене тиском на торцеві кришки;

$\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження в матеріалі за IV енергетичною теорією міцності (Губера-Мізеса);

$\sigma_{зм}$ – розрахункове напруження зминання в робочих витках нарізі;

$\tau_{зр}$ – розрахункове напруження зрізу у витках нарізі гайки-поршня;

ψ – коефіцієнт повноти контакту метричної нарізі.

Зміст

ВСТУП.....	12
1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ Z-ПОДІБНОГО КАЛАНДРА....	15
2 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОЇ МАШИНИ	18
3 ОПИС БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ, ЇЇ ОСНОВНИХ ЧАСТИН ТА ПРИНЦИПУ ДІЇ	21
3.1 Компонентна структура та архітектура складових елементів каландра	21
3.2 Фізико-технологічний механізм функціонування та циркуляції матеріалу..	22
4 ЛІТЕРАТУРНИЙ ТА ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ.....	25
4.1 Огляд існуючих патентних рішень.....	25
4.2 Обґрунтування запропонованої модернізації.....	28
5 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	31
5.1 Параметричні та кінематичні розрахунки механізму регулювання зазору...	31
5.2 Розрахунки елементів модернізованого вузла на міцність.....	35
5.3 Тепловий розрахунок гідросистеми механізму регулювання зазору.....	41
5.4 Чисельне моделювання напружено-деформованого стану гільзи у середовищі ANSYS	45
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	53
6.1 Диференціація та аналіз потенційних виробничих небезпек	54
6.2 Санітарно-гігієнічні вимоги до повітряного середовища цеху	55
6.3 Комплекс заходів із забезпечення електробезпеки.....	57
6.4 Інженерний захист від механічного та термічного травматизму	58
6.5 Пожежна профілактика та екологічна безпека дільниці	59
6.6 Висновки до розділу.....	60
7 ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ	61
7.1 Опис і призначення деталі.....	61
7.2 Технологічний процес виготовлення деталі.....	62

					ЛП22.111256.01-70 ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата			
Розроб.		Мусіхіна Л.С.			Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору		
Перев.		Сівецький В.І.					
Н. Кант.							
Затв.		Соколюський О.Л.					
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						7	
					НТУУ "КПІ" ФАПІЕ		

ВСТУП

Актуальність теми. Виробництво плівкових та рулонних матеріалів із полівінілхлориду (ПВХ) методом каландрування є одним із найбільш високопродуктивних процесів у хімічній та полімерній промисловості. Використання чотиривалкових каландрів із Z-подібним компонованням робочих органів дозволяє суттєво покращити якість виробів, оскільки така схема мінімізує взаємний вплив розпірних зусиль у суміжних зазорах та спрощує компенсацію прогинів валків. Проте випуск конкурентоспроможної продукції вимагає забезпечення максимальної стабільності міжвалкового зазору, від якого безпосередньо залежить різнотовщинність плівки.

У більшості діючих каландрів класичного типу позиціонування валків здійснюється за допомогою електромеханічних гвинтових або гвинтово-клинових механізмів регулювання зазору (МРЗ). Такі системи мають високу інерційність, схильні до утворення люфтів через механічне зношування нарізних пар і мають низьку швидкодію. В умовах високих технологічних розпірних зусиль вони не здатні оперативно реагувати на коливання властивостей розплаву чи випадкове потрапляння сторонніх включень, що призводить до дестабілізації процесу або аварійного навантаження на валки та підшипники.

Ефективним технічним рішенням цієї проблеми є модернізація МРЗ каландра з переходом на гідравлічний силовоприводний комплекс. Впровадження гідроциліндрів високого тиску як виконавчих органів забезпечує високу швидкодію системи керування, значну деформаційну жорсткість вузла, можливість автоматичного позиціонування валків у реальному часі та надійний захист обладнання від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів. Тому тема проєкту, яка передбачає силову модернізацію МРЗ та розробку прогресивної технології виготовлення його

базової деталі — гільзи гідроциліндра, є актуальною для хімічного машинобудування.

Мета дипломного проєкту. Підвищення ефективності, надійності та точності процесу каландрування ПВХ-плівок шляхом модернізації механізму регулювання зазору каландра з переходом на гідравлічний привод, а також розробка оптимального технологічного процесу механічної обробки гільзи гідроциліндра.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі завдання:

1. Проаналізувати сучасний стан технології каландрування та обґрунтувати технічну доцільність модернізації силових вузлів базової машини.
2. Виконати технологічний розрахунок процесу переробки ПВХ-розплаву з визначенням розпірного зусилля між валками та необхідної потужності головного привода каландра.
3. Провести параметричний та кінематичний розрахунок проєктованої гідросистеми МРЗ, визначити раціональні геометричні розміри гідроциліндра та витрату робочої рідини.
4. Здійснити аналітичну перевірку міцності товстостінного корпусу гільзи за теорією Ламе та нарізного сполучення гайки-поршня на зріз і зминання під дією максимального експлуатаційного навантаження.
5. Виконати чисельне тривимірне моделювання напружено-деформованого стану гільзи методом скінченних елементів у середовищі ANSYS Workbench з метою верифікації аналітичних даних.
6. Розрахувати тепловий баланс гідросистеми МРЗ для оцінки її температурної стабільності.

7. Розробити прогресивний технологічний процес механічної обробки деталі «Гільза вузла механізму регулювання зазору» та спроектувати спеціальне верстатне пристосування на базі розтискної оправки.

8. Розробити заходи з охорони праці, виробничої санітарії та безпеки на проєктованій ділянці.

Об'єкт дослідження — процес силової взаємодії робочих органів чотиривалкового Z-подібного каландра з розплавом полімеру та функціонування виконавчих механізмів системи регулювання міжвалкового зазору.

Предмет дослідження — конструктивні та параметричні характеристики гідравлічного механізму регулювання зазору, напружено-деформований стан гільзи під навантаженням та технологічні режими її механічної обробки.

Методи дослідження. У роботі використано: гідродинамічну теорію каландрування полімерів; аналітичні методи опору матеріалів (теорію товстостінних циліндрів Ламе); чисельне моделювання методом скінченних елементів (МСЕ); системні принципи технології машинобудування для оптимізації процесів різання металів.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоноване конструктивне рішення з впровадження гідравлічного МРЗ дозволяє підвищити точність позиціонування валків, знизити різнововщинність готової плівки, ліквідувати люфти та демпфувати динамічні перевантаження. Розроблений технологічний процес виготовлення гільзи на конічній розтискній оправці забезпечує високу співвісність поверхонь, що мінімізує зношування гідравлічних ущільнень і подовжує міжремонтний ресурс експлуатації обладнання

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ Z-ПОДІБНОГО КАЛАНДРА

У сучасній індустрії переробки полімерів каландрування визнано одним із найбільш раціональних та високопродуктивних методів отримання рулонних матеріалів. Сутність цієї технології зводиться до неперервного пластичного деформування полімерного розплаву під впливом потужних зсувних і нормальних напружень, що генеруються під час проходження маси через калібрувальні щілини між циліндричними валками, які обертаються назустріч один одному.

У межах даного дипломного проекту об'єктом дослідження та вдосконалення виступає чотиривалкова каландрова машина із Z-подібним компонуванням робочих органів. Як основу для проектування обрано типову великотоннажну модель серійного обладнання, що застосовується в хімічному машинобудуванні для масового виробництва плівкової продукції з пластифікованого та жорсткого полівінілхлориду.

Працюючи у складі екструзійно-каландрових ліній, базова модель машини забезпечує виконання наступного комплексу технологічних операцій:

1. Приймання та гомогенізація маси: захоплення гарячого полімерного напівфабрикату (який подається з вальців чи екструдера) у першому міжвалковому просторі для остаточного термічного усереднення та створення стабільного запасу живлення.
2. Поетапне витягування (калібрування): послідовне зменшення товщини стрічки під час її проходження через проміжні вогнища деформації завдяки впливу гідродинамічних сил.
3. Фінальне профілювання: надання полотну кінцевих геометричних розмірів (із жорсткими допусками на товщину) у фінішному

засорі, а також формування необхідної фактури поверхні (матовість або глянець) за рахунок контакту з останнім валком.

Цільова сфера експлуатації базової машини охоплює провідні сегменти переробної промисловості:

- Виготовлення ПВХ-виробів: продукування гнучких і жорстких плівок для пакувальної галузі (зокрема для блістерної тари), випуск технічних, ізоляційних стрічок та різноманітних товарів побутового призначення.
- Будівельний сектор: створення міцних покрівельних і гідроізоляційних геомембран, плівок для натяжних стель, декоративних полімерних покриттів для ламінування меблевих фасадів та віконних профілів.

Обґрунтування Z-подібної конфігурації базової машини:

Згідно з інженерним досвідом конструювання полімерного обладнання, найгострішою проблемою процесу каландрування є виникнення екстремальних розпірних зусиль. В'язкотекучий ПВХ-розплав створює потужний гідродинамічний тиск у вузьких робочих проміжках, який прагне розсунути валки. У класичних машинах із вертикальним (лінійним) розташуванням осей ці навантаження підсумовуються вздовж однієї площини, що неминуче призводить до пружного прогину середніх валків. Це провокує появу технологічного дефекту — так званого «лінзового» ефекту (утворення плівки, потовщеної по центру і стоншеної по краях).

Базова конструкція із Z-подібною просторовою орієнтацією осей дозволяє нівелювати цей недолік. У такій системі три робочі зони сформовані парами валків, площини яких зміщені на 90° одна відносно одної. Таке інженерне рішення гарантує повну просторову ізоляцію векторів розпірних сил:

- Навантаження в зоні первинного живлення діють перпендикулярно до зусиль у фінішному зазорі, що унеможлиблює їхній негативний вплив на точність фінального калібрування.
- Деформація кожного робочого органу локалізується у власній площині. Це робить застосування штатних систем компенсації прогину (наприклад, механізмів перехреснування осей) максимально ефективним.
- Просторова схема створює ідеальні умови для зручного завантаження сировини зверху та безпечного відведення гарячого тонкого полотна знизу, запобігаючи його неконтрольованій витяжці.

2 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОЇ МАШИНИ

Ефективне проектування та подальше вдосконалення вузлів переробного обладнання вимагає детальної фіксації вихідних параметрів промислового агрегату, що виступає в ролі технічного прототипу. У цьому розділі систематизовано базові конструктивні, кінематичні та енергетичні показники серійного чотиривалкового каландра із зигзагоподібною геометрією. Наведені параметри відображають заводське виконання машини до моменту інтеграції в її структуру модернізованого механізму регулювання міжвалкових проміжків.

Комплекс зазначених паспортних даних є фундаментальним базисом для виконання подальших інженерних розрахунків, визначення граничних навантажень у несних елементах, а також для побудови математичних моделей реологічної поведінки полівінілхлоридного розплаву в робочих зонах деформації.

Номінальні параметри базового технологічного обладнання зведені в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 — Комплексні технічні показники базової каландрової установки

Найменування конструктивно-технологічного параметра	Номінальне значення показника
1. Конструктивне виконання машини	Валкова система безперервної дії
2. Кількість активних робочих органів (валків), шт.	4
3. Геометрична конфігурація просторового розведення осей	Z-подібна (зигзагоподібна) схема
4. Зовнішній калібр (діаметр)	750

циліндричної частини валка, мм	
5. Повздовжня протяжність робочої бочки валка, мм	2050
6. Цільове перероблюване технологічне середовище	Пластифікований полівінілхлорид
7. Інтервал товщини одержуваного полімерного полотна, мм	0,15 ... 1,0
8. Граничний поперечний розмір знятої плівки, мм	1850
9. Кінематичний діапазон швидкостей лінії, м/хв	5 ... 50
10. Швидкісне співвідношення суміжних робочих органів (фрикція)	1 : 1 (із можливістю зсування до 1 : 1,2)
11. Граничний температурний режим на поверхні бочки, °C	200
12. Робоче середовище внутрішнього контуру термостатування	Перегріта вода під тиском (або олива)
13. Тип штатного пристрою позиціонування рухомих опор	Електромеханічний гвинтовий механізм
14. Максимальний амплітудний хід рухомої подушки, мм	25
15. Енергетичний потенціал (потужність) головного силового агрегату, кВт	75
16. Просторові габарити головного блока каландра, мм:	
— поздовжня протяжність	6500
— ширина за крайніми точками	4200

— вертикальний розмір	4600
17. Загальна конструктивна маса агрегату (нетто), т	72,5

Представлені в таблиці магістральні характеристики є граничними межами для експлуатації лінії формування плівок ПВХ. Стабільність забезпечення цих параметрів, особливо в контексті точності калібрування товщини (пункт 7) та швидкості формування (пункт 9), безпосередньо залежить від жорсткості штатного пристрою позиціонування рухомих опор (пункт 13).

У наступних розділах проекту ці паспортні величини будуть використані для перевірки міцності несних металоконструкцій станини, розрахунку крутних моментів трансмісії та обґрунтування геометричних параметрів нових безлюфтових елементів, які впроваджуються під час модернізації.

Станина встановлюється на фундамент (поз. 10). Кріплення здійснюється через фундаментальні плити (поз. 13) за допомогою фундаментальних болтів (поз. 14), які фіксуються гайками М40 (поз. 15) та М60 (поз. 16).

Робочі органи. Основним робочим інструментом є валки (поз. 12), розміщені у вікнах станини. Для обмеження розтікання полімерної маси по краях робочої зони валків встановлені спеціальні обмежувальні стріли (поз. 1).

Механізми налаштування. Для зміни товщини плівки (калібрування) використовується пристрій регулювання зазору (поз. 2). Привід цього механізму здійснюється від допоміжного електродвигуна (поз. 4). Візуальний контроль встановленої відстані між валками забезпечує вказівник зазору (поз. 5). Крім того, для компенсації прогину валків та отримання різнотовщинності плівки передбачено механізм перекошу осей валків (поз. 11).

Приводна система. Обертання робочих валків забезпечує головний привід. Він складається з основного електродвигуна (поз. 8), який передає крутний момент на блок-редуктор (поз. 7). Від редуктора обертання передається безпосередньо до кожного валка через універсальні шпинделі (карданні вали) (поз. 6), що дозволяє передавати момент навіть при зміщенні осей валків під час регулювання зазору.

3.2 Фізико-технологічний механізм функціонування та циркуляції матеріалу

Експлуатація базового каландра відбувається за безперервною кінематичною схемою. Полівінілхлоридний розплав, заздалегідь пластифікований і доведений до високоіластичного стану в допоміжних агрегатах лінії (наприклад, у черв'ячному пресі), подається у вигляді безперервної гарячої маси у верхню зону живлення каландра.

Динаміка проходження матеріалу через робочі зони машини описується наступним технологічним алгоритмом:

- Етап первинного затягування та гомогенізації. Полімерна маса потрапляє у перший деформаційний зазор, сформований між першим (верхнім) та другим валками. Завдяки силам контактного тертя розплав втягується у звужувальний простір. Безпосередньо перед щілиною утворюється так званий живильний валик розплаву, який постійно циркулює. У цій зоні ПВХ зазнає максимальних зсувних напружень, що призводить до остаточного руйнування флуктуаційних зачеплень у структурі полімеру, вирівнювання в'язкості та формування первинної товстої стрічки.

- Етап проміжної калібрувальної деформації. Полімерне полотно, щільно притискаючись до поверхні другого валка, транспортується до наступного (другого) зазору, який утворений осями другого та третього валків. Оскільки площа дії розпірних сил у цьому вогнищі деформації розгорнута на 90°C . відносно попереднього, динамічні збурення з першої зони сюди не транслуються. Тут під дією наростаючого гідродинамічного тиску відбувається подальше ущільнення матеріалу, видалення мікропорожнин повітря та суттєве зменшення товщини напівфабрикату.

- Етап фінішного прецизійного калібрування. Кінцеві геометричні параметри плівка ПВХ здобуває під час проходження крізь третій, нижній зазор (між третім та четвертим валками). Цей вузол є найвідповідальнішим у базовій машині, оскільки величина цього проміжку безпосередньо корелює з товщиною готового виробу. Висока якість обробки поверхні бочки фінішного валка (дзеркальне полірування або спеціальне матування) за рахунок контактного тиску копіюється на полімерну плівку, забезпечуючи її товарний вигляд та задані оптичні властивості.

- Етап відділення та евакуації продукту. Одержана гаряча плівка ПВХ знімається з поверхні четвертого (вихідного) валка за допомогою блока легких знімальних роликів, які функціонують із невеликим швидкісним

випередженням (ефект незначної технологічної витяжки). Це запобігає складкоутворенню та деформації гарячого полотна під час його подальшого переміщення на блоки охолодження, контролю товщини та фінального намотування.

При цьому під час безперервного ходу лінії штатний гвинтовий механізм регулювання зазору перебуває в статичному (заблокованому) стані. Через конструктивну наявність проміжків у різьбових парах ходових гвинтів базова система нездатна динамічно реагувати на коливання тиску розплаву, що призводить до коливань зазору і зумовлює необхідність модернізації цього вузла за допомогою безлюфтових або прецизійних пристроїв, що є головним завданням даного проекту.

4 ЛІТЕРАТУРНИЙ ТА ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПИТАННЯ

4.1 Огляд існуючих патентних рішень

Аналіз світового досвіду конструювання, експлуатації та силової модернізації валкових машин для переробки полімерних матеріалів свідчить про те, що підвищення деформаційної жорсткості робочих органів та забезпечення прецизійної точності регулювання міжвалкового зазору є ключовими інженерними завданнями. У процесі каландрування високов'язких полімерів, зокрема полівінілхлориду, у деформаційній зоні виникають екстремальні гідродинамічні тиски, які трансформуються у розпирні зусилля значної величини. З метою створення безлюфтових, швидкодіючих та надійних механізмів регулювання зазору буловедено глибокий аналіз патентного фонду провідних країн світу.

Перший аналізований напрямок модернізації відображає класичний підхід до стабілізації міжвалкової щілини за допомогою гідравлічних вузлів фіксації, розроблений відомим європейським виробником каландрового обладнання [1]. У даній конструкції регулювання положення рухомих підшипникових опор (букс) здійснюється за допомогою винесених гідросилових елементів. Система спрямована на утримання робочого проміжку, проте її архітектура має суттєві обмеження щодо динамічної компенсації пружного прогину валків під навантаженням. За умов виникнення екстремальних розпирних сил розплаву дана схема повністю потребує застосування сторонніх важких пристроїв контрпрогину валків (наприклад, систем протитиску на консолях валів), що значно ускладнює загальне компонування агрегату та збільшує його металомісткість.

Окрім відсутності функції компенсації прогину, детальний інженерний аналіз цієї патентної розробки виявив низьку точність утримання заданого профілю зазору в умовах тривалого технологічного циклу. Оскільки силова передача частково спирається на механічні елементи, у кінематичних парах

гвинтових вузлів ковзання під дією знакозмінних навантажень неминуче виникають мікролюфти. За наявності люфтів коливання в'язкості ПВХ-маси викликають миттєву зміну геометрії щілини, що призводить до появи різнотовщинності полотна. Також дана система має незадовільну конструктивну сумісність із щільним Z-подібним розташуванням валків, оскільки громіздкі рознесені гвинтові та гідравлічні вузли блокують вільний доступ до робочої зони для обслуговування. Можливість активного коригування геометрії «на ходу» лінії тут обмежена — будь-яке серйозне переналаштування вимагає повної зупинки каландра або тривалого переналагодження суміжних вузлів.

Другий аналізований патентний напрямок орієнтований на усунення проблеми люфтів та підвищення жорсткості опор за рахунок введення жорстких похилих кінематичних ланок механічного типу. Відоме технічне рішення [2], що реалізує клиновий механізм регулювання зазору. У цій схемі підшипникова букса рухомого валка жорстко взаємодіє з похилою поверхнею клинового повзуна, який переміщується у вертикальних або горизонтальних пазах станини за допомогою допоміжного гідропривода. Трансформація великого лінійного ходу приводного циліндра через малий кут нахилу робочого клина дозволяє досягти високої деформаційної жорсткості.

Незважаючи на високу статичну жорсткість, клиновий МРЗ має ряд критичних недоліків. По-перше, у такій системі повністю відсутня функція компенсації пружного прогину валків, оскільки клин забезпечує виключно лінійний поступальний рух опор у направляючих вікнах станини. По-друге, точність утримання профілю зазору під робочим навантаженням оцінюється як середня: система є суто статичною і не дозволяє здійснювати швидке мікрорегулювання при динамічній зміні тиску розплаву. По-третє, конструктивна сумісність із Z-подібною станиною каландра є суттєво обмеженою через жорсткі рамки ходу повзунів, які вимагають значного

вільного простору вздовж осей переміщення. Найбільш небезпечним експлуатаційним фактором клинової конструкції [2] є неможливість активного коригування геометрії зазору безпосередньо під час роботи лінії під високим тиском. При спробі змінити положення клина під дією максимального розпiрного зусилля виникає критичний ризик заклинювання та зади́рів на прецизійних поверхнях ковзання через екстремальні сили тертя.

Третій, найбільш прогресивний та інноваційний напрямок патентного пошуку пов'язаний із розробкою комбінованих інтегрованих систем коаксіального типу. Відоме проектне рішення [3] від провідного світового інжинірингового концерну, в якому в межах одного компактного моноблочного вузла суміщено функцію високоточного лінійного налаштування зазору та пристрій примусового просторового перехрещення осей валків у паралельних площинах (метод Roll Crossing).

Дана патентна розробка забезпечує максимальну компенсацію пружного прогину валків та повне усунення «лінзового ефекту». Завдяки керованому просторовому перехрещенню осей валків на заданий малий кут, відстань між робочими поверхнями на краях бочки штучно збільшується, що ідеально компенсує центральний прогин, викликаний тиском розплаву ПВХ. Точність утримання профілю зазору під навантаженням є прецизійною завдяки реалізації динамічного мікрорегулювання тиску в коаксіальних гідропорожнинах в режимі реального часу. Конструктивна сумісність із Z-подібною станиною каландра є ідеальною: завдяки суміщенню механічного привода розвороту та силового гідроциліндра в одному коаксіальному корпусі, вузол має високу компактність і легко монтується в обмеженому просторі вікон станини. Система забезпечує повну можливість активного коригування геометрії «на ходу» лінії без зупинки процесу каландрування.

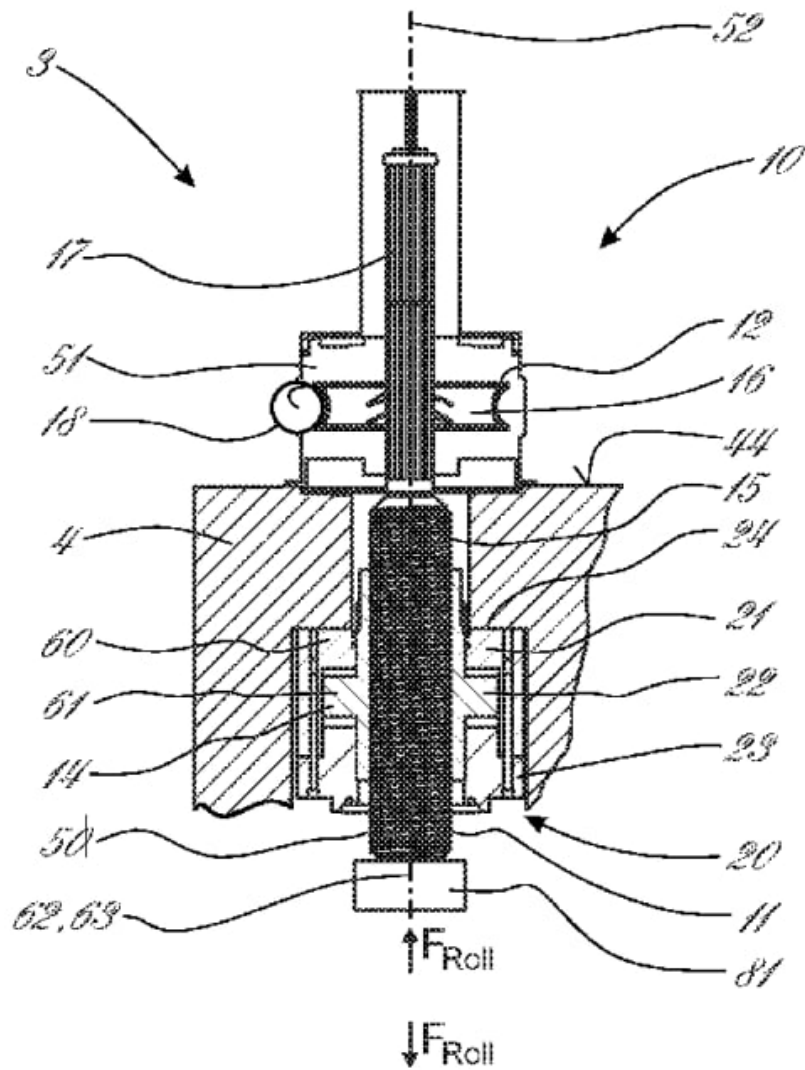


Рисунок 4.1 – Схема проектованого рішення

4.2 Обґрунтування запропонованої модернізації

На основі проведеного глибокого порівняльного аналізу патентної літератури та детального співставлення критеріїв оцінювання, у даному дипломному проєкті прийнято технічне рішення щодо повної силової модернізації механізму регулювання зазору базового Z-подібного каландра шляхом впровадження коаксіального гідравлічного МРЗ з інтегрованою функцією просторового схрещування валків на базі принципів патенту [3].

Базова конструкція промислового каландра оснащена штатними електромеханічними гвинтовими пристроями з парами ковзання «гвинт-

гайка». Тривала експлуатація такої системи за умов високих технологічних температур (180...200°C) та великих розпірних сил неминуче призводить до інтенсивного механічного зношування нарізі, прогресуючого збільшення люфтів та критичного зниження швидкодії привода. Електромеханічний гвинтовий МРЗ не здатний оперативно реагувати на раптові зміни реологічних властивостей полімерної маси, що спричиняє геометричну нестабільність міжвалкової щілини.

Запропоноване інженерне рішення передбачає демонтаж застарілих гвинтових пар та інтеграцію в направляючі вікна станини каландра потужної безлюфтової гідросистеми високого тиску на основі розрахованих коаксіальних гідроциліндрів з внутрішнім діаметром гільзи діаметром 180 мм та робочим тиском оливи 17,74 МПа.

Доцільність та техніко-економічна ефективність запропонованого варіанта модернізації базується на наступних науково-інженерних обґрунтуваннях:

1. **Ефективна ліквідація «лінзового дефекту» та різнотовщинності:** Розраховане у проєкті інтегральне розпірне зусилля розплаву ПВХ становить 420 кН. Впровадження коаксіального МРЗ з функцією кутового схрещування осей дозволяє динамічно керувати профілем міжвалкової щілини. Просторовий розворот осей валків на малий кут дозволяє повністю знівелювати пружний прогин бочки валка діаметром 750 мм та довжиною 2050 мм, гарантуючи стабільну товщину плівки.

2. **Забезпечення прецизійної деформаційної жорсткості вузла:** Оскільки робоче середовище (гідравлічна олива) є практично нестисливим матеріалом, підтримання номінального тиску всередині гільзи циліндра дозволяє створити ефект жорсткого «гідравлічного замка». Це повністю усуває будь-які зазори та люфти, притаманні

механічним передачам аналогів [1, 2], забезпечуючи стабільність калібрування плівки в діапазоні товщин від 0,15 до 1,0 мм із точністю до мікронів.

3. Компактність в умовах обмежених габарити Z-подібної схеми: Чотиривалковий каландр із Z-подібним компонуванням робочих органів має надзвичайно високу щільність компонування вузлів. Оскільки осі трьох суміжних зон деформації розгорнуті у просторі під кутом 90° одна відносно одної, встановлення окремих громіздких пристроїв для лінійного ходу і окремих механізмів для схрещування є технічно неможливим через дефіцит простору у вікнах станини. Розроблений коаксіальний моноблок ідеально інтегрується в існуючі габарити базової машини без потреби капітальної переробки дороговартісної чавунної станини.

4. Надійний протиаварійний захист і швидкодія: При випадковому потраплянні у міжвалковий зазор непроплавлених твердих часток полімеру або сторонніх включень, тиск в оливному контурі миттєво перевищує критичну позначку. У цей момент спрацьовує високошвидкісний запобіжний клапан гідросистеми, скидаючи оливу в бак, і поршень зміщується на величину повного ходу (50 мм). Це забезпечує миттєве розведення валків, запобігаючи аварійному руйнуванню загартованого чавуну бочок та підшипникових вузлів.

5 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

5.1 Параметричні та кінематичні розрахунки механізму регулювання зазору

5.1.1 Обґрунтування розрахункової схеми та визначення параметрів тиску

Механізм регулювання зазору каландра працює в умовах високих знакозмінних навантажень, що виникають при проходженні перероблюваного матеріалу (полімеру або гумової суміші) через міжвалковий простір. Головним завданням параметричного розрахунку є визначення основних геометричних та гідродинамічних характеристик гідроциліндра-гайки, які забезпечать надійне утримання валків у заданому положенні та можливість їх точного мікропереміщення під робочим тиском.

Основним силовим фактором, що діє на поршень у гільзі, є технологічне зусилля розтискання валків $F_{\text{розт}}$. Для забезпечення працездатності системи та уникнення мимовільного зміщення робочих органів, сила, що розвивається гідроциліндром $F_{\text{Г}}$, повинна перевищувати технологічне навантаження з урахуванням коефіцієнта запасу утримання та сил тертя в ущільненнях.

Розрахункове зусилля на поршні гідроциліндра $F_{\text{розр}}$ визначається за формулою:

$$F_{\text{розр}} = F_{\text{розт}} * k_z$$

де k_z — коефіцієнт запасу, який враховує можливі динамічні коливання тиску матеріалу та перевантаження при пуску каландра. Згідно з довідниковими даними для важкого машинобудування, приймаємо $k_z = 1,2$.

Підставимо числові значення:

$$F_{\text{розр}} = 350 * 10^3 * 1,2 = 420 * 10^3 \text{ Н} = 420 \text{ кН}.$$

Ефективна площа поршня $A_{\text{п}}$ (що відповідає площі поперечного перерізу внутрішньої порожнини гільзи діаметром 180 мм, на яку безпосередньо діє робоче середовище — олива) розраховується за класичною залежністю:

$$A_{\text{п}} = (\pi \cdot D^2)/4,$$

де D — внутрішній діаметр гільзи (діаметр дзеркала циліндра), $D = 0,18$ м.

Виконаємо розрахунок площі з високою точністю:

$$A_{\text{п}} = (3,14159 \cdot 0,18^2)/4 = (3,14159 \cdot 0,0324)/4 = 0,025447 \text{ м}^2 = 0,02545 \text{ м}^2.$$

Знаючи необхідне зусилля та ефективну площу, визначимо теоретичний робочий тиск гідравлічної оливи $p_{\text{т}}$ в порожнині гідроциліндра, необхідний для подолання корисного навантаження:

$$p_{\text{т}} = F_{\text{розр}} / A_{\text{п}}$$
$$p_{\text{т}} = (420 \cdot 10^3)/0,02545 = 16502947 \text{ Па} = 16,5 \text{ МПа}.$$

Для врахування втрат тиску на подолання сил тертя в гідравлічних манжетах, гумових ущільнювальних кільцях поршня та напрямних елементах гільзи вводиться гідромеханічний коефіцієнт корисної дії (ККД) гідроциліндра $\eta_{\text{ГМ}}$. Для циліндрів високого тиску з прецизійною обробкою поверхні (хонігуванням) ККД зазвичай становить $\eta_{\text{ГМ}} = 0,92 \dots 0,95$. Приймаємо для нашого проекту $\eta_{\text{ГМ}} = 0,93$.

Дійсний (номінальний) робочий тиск в гідросистемі $p_{\text{ном}}$ з урахуванням втрат на тертя складе:

$$p_{\text{ном}} = p_{\text{т}} / \eta_{\text{ГМ}}$$
$$p_{\text{ном}} = 16,5/0,93 = 17,74 \text{ МПа}.$$

Отримане значення робочого тиску 17,74 МПа є стандартним для сучасного гідроприводу важких каландрів і відповідає номінальному ряду тисків гідрообладнання (найближче стандартне значення тиску для насосних станцій становить 20 МПа, що дає додатковий безпечний запас по тиску).

5.1.2 Кінематичні розрахунки та визначення витрати робочої рідини

Кінематичний розрахунок дозволяє встановити динамічні параметри руху гайки-поршня всередині гільзи при налаштуванні або автоматичному регулюванні зазору між валками каландра.

Задана швидкість переміщення робочих органів (швидкість ходу поршня) становить $v = 2 \text{ мм/с} = 0,002 \text{ м/с}$.

Розрахуємо необхідну об'ємну витрату робочої рідини (гідравлічної оливи) Q_T , яку повинна забезпечувати насосна станція для переміщення поршня з такою швидкістю:

$$Q_T = A_{\Pi} * v,$$

де A_{Π} — ефективна площа поршня, $A_{\Pi} = 0,02545 \text{ м}^2$;

v — швидкість ходу, $v = 0,002 \text{ м/с}$.

$$Q_T = 0,02545 * 0,002 = 0,0000509 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для зручності підбору гідравлічного обладнання (насосів, клапанів, розподільників) переведемо отриману витрату з системи СІ ($\text{м}^3/\text{с}$) у загальноприйняті технічні одиниці — літри за хвилину (л/хв):

$$Q_T(\text{л/хв}) = Q_T * 10^3 * 60$$

$$Q_T(\text{л/хв}) = 0,0000509 * 1000 * 60 = 3,054 \text{ л/хв}.$$

У реальних гідросистемах мають місце об'ємні втрати робочої рідини, які зумовлені витоками оливи через мікроазори між рухомими парами (гільза — поршень), а також внутрішніми втратами у гідроапаратурі. Ці втрати враховуються об'ємним ККД гідроциліндра $\eta_{об}$. Для якісних сучасних ущільнень (наприклад, поліуретанових манжет типу Merkel або Busak+Shamban) об'ємний ККД становить $\eta_{об} = 0,98 \dots 0,99$. Приймаємо $\eta_{об} = 0,985$.

Дійсна продуктивність насоса (фактична витрата з урахуванням витоків) $Q_{факт}$ має складати:

$$Q_{факт} = Q_t(л/хв)/\eta_{об}$$

$$Q_{факт} = 3,054/0,985 = 3,101 \text{ л/хв.}$$

Визначимо час t , який необхідний для повного переміщення гайки-поршня на величину всього робочого ходу регулювання $S_{ход} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$:

$$t = S_{ход}/v$$

$$t = 0,05/0,002 = 25 \text{ с.}$$

Об'єм оливи V , який необхідно закачати в робочу порожнину однієї гільзи для виконання повного ходу поршня, дорівнює:

$$V = A_{п} * S_{ход}$$

$$V = 0,02545 * 0,05 = 0,0012725 \text{ м}^3 = 1,2725 \text{ л.}$$

5.1.3 Визначення потужності гідроприводу МРЗ

Для оцінки енергетичної ефективності модернізованого вузла каландра розрахуємо корисну потужність $N_{кор}$, яка витрачається безпосередньо на переміщення валка під навантаженням:

$$N_{кор} = F_{розр} * v$$

$$N_{кор} = 420 * 10^3 * 0,002 = 840 \text{ Вт} = 0,84 \text{ кВт.}$$

Повна споживана потужність гідроприводу МРЗ $N_{\text{заг}}$ (потужність, яку повинен мати електродвигун насосної станції для приводу одного циліндра) визначається з урахуванням загального коефіцієнта корисної дії гідросистеми $\eta_{\text{заг}}$:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{гм}} * \eta_{\text{об}} * \eta_{\text{насоса}},$$

де $\eta_{\text{насоса}}$ — ККД самого насоса (для шестеренних або аксіально-поршневих насосів високого тиску приймаємо $\eta_{\text{насоса}} = 0,85$).

$$\eta_{\text{заг}} = 0,03 * 0,985 * 0,85 = 0,78.$$

Тоді повна необхідна потужність електродвигуна дорівнює:

$$N_{\text{заг}} = N_{\text{кор}} / \eta_{\text{заг}}$$

$$N_{\text{заг}} = 0,84 / 0,78 = 1,077 \text{ кВт} = 1,1 \text{ кВт}.$$

Згідно з ГОСТ, обираємо стандартний асинхронний електродвигун найближчої більшої потужності — 1,1 кВт.

5.2 Розрахунки елементів модернізованого вузла на міцність

5.2.1 Обґрунтування матеріалу та визначення допустимих напружень

Для проведення перевірочних розрахунків деталей механізму регулювання зазору на міцність необхідно встановити механічні характеристики матеріалу, з якого вони виготовлені. Як було обґрунтовано в технологічній частині проекту, для виготовлення гільзи (корпусу гідроциліндра) та гайки-поршня прийнято Сталь 45 (ДСТУ 7809:2015) у покращеному стані (гартування з наступним високим відпуском).

Згідно з нормативними довідковими даними для машинобудівних сталей, Сталь 45 після термообробки (покращення) має такі фізико-механічні властивості:

- Границя міцності (тимчасовий опір руйнуванню): $\sigma_B = 600$ МПа;
- Границя текучості матеріалу: $\sigma_T = 360$ МПа;
- Модуль поздовжньої пружності (модуль Юнга): $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
- Коефіцієнт Пуассона для сталі: $\mu = 0,3$.

При розрахунку деталей машин, що працюють в умовах високого статичного та слабкозмінного навантаження (яким є тиск у гідроциліндрі МРЗ каландра), допустимі напруження на розтяг/стиск $[\sigma]$ визначаються відносно границі текучості матеріалу σ_T за формулою:

$$[\sigma] = \sigma_T / s,$$

де s — нормативний коефіцієнт запасу міцності. Для відповідальних деталей гідроприводу важкого машинобудування, що працюють під високим тиском, приймають запас міцності в межах $s = 2,0 \dots 2,5$. Враховуючи важливість вузла, приймаємо $s = 2,25$.

Тоді допустимі напруження на розтяг (допустимі еквівалентні напруження) складуть:

$$[\sigma] = 360 / 2,25 = 160 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на зріз (зсув) $[\tau_{зр}]$ для сталей пружно-пластичної групи визначаються як:

$$[\tau_{зр}] = 0,6 \cdot [\sigma] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на зминання $[q_{зм}]$ при нерухомому або рідко рухомому з'єднанні (для різьби регулювального механізму) приймаються із підвищеним запасом для виключення пластичних деформацій профілю витків:

$$[q_{зм}] = 0,4 \cdot \sigma_T = 0,4 \cdot 360 = 144 \text{ МПа.}$$

5.2.2 Аналітичний розрахунок гільзи як товстостінного циліндра під тиском

Гільза гідроциліндра являє собою порожнистий циліндричний корпус, який навантажений зсередини рівномірно розподіленим гідростатичним тиском оливи $p_{\text{ном}} = 17,74$ МПа, розрахованим у підрозділі 5.1. Оскільки відношення зовнішнього діаметра гільзи до внутрішнього становить $D_{\text{зовн}}/D = 260 / 180 = 1,44 > 1,2$, дана деталь з точки зору опору матеріалів відноситься до категорії товстостінних циліндрів.

Для розрахунку напруженого стану такої деталі класичні формули тонкостінних оболонок є непридатними, оскільки напруження розподіляються по товщині стінки нерівномірно (максимум досягається на внутрішній поверхні, а мінімум — на зовнішній). Тому розрахунок проводиться за формулами Ламе-Гадоліна.

Введемо геометричні параметри розрахункового перерізу:

- Внутрішній радіус гільзи: $r_b = D/2 = 180/2 = 90$ мм = 0,09 м;
- Зовнішній радіус гільзи: $r_z = D_{\text{зовн}}/2 = 260/2 = 130$ мм = 0,13 м.

У товстостінному циліндрі під дією внутрішнього тиску виникають три види головних напружень: радіальні σ_r , тангенціальні (колові) σ_θ та осьові σ_z . Найбільш небезпечною є внутрішня поверхня циліндра ($r = r_b$), де напруження досягають своїх екстремальних значень.

Визначимо колові (розтягуючі) напруження на внутрішній стінці гільзи $\sigma_{\theta\text{max}}$:

$$\sigma_{\theta\text{max}} = p_{\text{ном}} * ((r_z^2 + r_b^2) / (r_z^2 - r_b^2)).$$

Підставимо розраховані геометричні та силові параметри:

$$\sigma_{\Theta \max} = 17,74 * ((130^2 + 90^2) / (130^2 - 90^2)) = 17,74 * ((16900 + 8100) / (16900 - 8100)) = 17,74 * (25000 / 8800) = 17,74 * 2,8409 = 50,40 \text{ МПа.}$$

Визначимо радіальні (стискаючі) напруження на внутрішній стінці гільзи $\sigma_{r, \max}$, які за величиною дорівнюють діючому тиску середовища, але мають знак мінус (стиск):

$$\sigma_{r, \max} = - p_{\text{ном}} = -17,74 \text{ МПа.}$$

Осьові напруження σ_z у стінці циліндра виникають від дії тиску на торцеві кришки (дно циліндра) і розподіляються рівномірно по перерізу стінки:

$$\sigma_z = p_{\text{ном}} * ((r_B^2) / (r_3^2 - r_B^2)).$$

$$\sigma_z = 17,74 * ((90^2) / (130^2 - 90^2)) = 17,74 * (8100 / 8800) = 16,33 \text{ МПа.}$$

Для оцінки загальної міцності матеріалу гільзи при спільному виникненні просторового напруженого стану скористаємося IV енергетичною теорією міцності (теорією Губера-Мізеса). Еквівалентні напруження $\sigma_{\text{екв}}$ на внутрішній поверхні корпусу гільзи розраховуються за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{((1/2) * [(\sigma_{\Theta} - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_{\Theta})^2])}.$$

Підставимо знайдені значення компонентів напружень:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{((1/2) * [(50,40 - (-17,74))^2 + (-17,74 - 16,33)^2 + (16,33 - 50,40)^2])} = \sqrt{((1/2) * [(68,14)^2 + (-34,07)^2 + (-34,07)^2])} = \sqrt{((1/2) * 6964,58)} = 59,01 \text{ МПа}$$

Порівняємо отримані максимальні еквівалентні напруження із допустимими для Сталі 45:

$$\sigma_{\text{екв}} = 59,01 \text{ МПа} \leq \sigma = 160 \text{ МПа.}$$

Висновок за розрахунком гільзи: Умова міцності корпусу гільзи повністю виконується. Запас міцності стінки за границею текучості становить $n = \sigma_T / \sigma_{\text{екв}} = 360 / 59,01 = 6,1$, що свідчить про високу надійність конструкції та здатність безперешкодно сприймати можливі гідравлічні удари та пікові перевантаження під час роботи каландра.

5.2.3 Розрахунок на міцність нарізної частини гайки-поршня

Для надійного фіксування та передачі осьового зусилля від гідравлічного поршня на шток механізму регулювання зазору каландра застосовано метричну нарізь М60 із кроком $P = 2$ мм. Матеріал гайки-поршня — Сталь 45, для якої за нормативними даними допустимі напруження становлять:

- на зминання: $[\sigma_{\text{зм}}] = 110$ МПа;
- на зріз: $[\tau_{\text{зр}}] = 70$ МПа.

Вихідні геометричні параметри метричної різьби М60 (згідно з ДСТУ/ГОСТ 9150):

- Зовнішній діаметр різьби: $d = 60$ мм;
- Середній діаметр різьби: $d_2 = 58,701$ мм;
- Внутрішній діаметр різьби гайки: $D_1 = 57,835$ мм;
- Робоча висота профілю витка: $h = 0,541 * P = 0,541 * 2 = 1,082$ мм.

Розрахункове осьове зусилля, що діє на поршень: $F = 420$ кН = 420000 Н.

Висота нарізної частини гайки (довжина згвинчування) приймається конструктивно з умов міцності: $H = 50$ мм.

Кількість робочих витків різьби, що одночасно сприймають навантаження:

$$z = H / P = 50 / 2 = 25.$$

1. Розрахунок витків різьби на зминання

Напруження зминання в різьбі виникає на робочих бічних поверхнях контактних витків і обчислюється за формулою:

$$\sigma_{зм} = F / (\pi * d_2 * h * z * \psi_{зм}),$$

де $\psi_{зм} = 1,0$ — коефіцієнт повноти контакту метричної різьби.

Підставимо числові значення у формулу:

$$\sigma_{зм} = 420000 / (3,14 * 58,701 * 1,082 * 25 * 1,0) = 420000 / 4991,72 = 84,14 \text{ МПа.}$$

Перевіримо умову міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 84,14 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 110 \text{ МПа.}$$

Умова міцності на зминання повністю виконується, запас міцності становить понад 23%.

2. Розрахунок витків різьби гайки на зріз

Оскільки внутрішня різьба гайки-поршня під дією осьової сили може бути зрізана по циліндру зовнішнього діаметра, виконуємо перевірку напружень зрізу за формулою:

$$\tau_{зр} = F / (\pi * d * H * k_m),$$

де $k_m = 0,65$ — коефіцієнт, що враховує ширину основи витка метричної різьби гайки.

Підставимо значення:

$$\tau_{зр} = 420000 / (3,14 * 60 * 50 * 0,65) = 420000 / 6123 = 68,59 \text{ МПа.}$$

Перевіримо умову міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = 68,59 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 70 \text{ МПа}.$$

5.3 Тепловий розрахунок гідросистеми механізму регулювання зазору

5.3.1 Теоретичні передумови та фізична сутність теплових процесів у МРЗ

Тепловий розрахунок гідроприводу механізму регулювання зазору (МРЗ) каландра є невід'ємною частиною проектування відповідальних вузлів, що працюють в умовах високих тисків та тривалих робочих циклів. Надійна робота ущільнювальних елементів між гільзою та гайкою-поршнем, а також стабільність заданих характеристик регулювання безпосередньо залежать від температурного режиму робочої рідини (гідравлічної оливи).

Під час експлуатації каландра тепловий стан гідросистеми формується під дією двох основних факторів:

1. Внутрішні джерела тепловиділення: енергія, що втрачається у вигляді тепла через гідромеханічні та об'ємні втрати (втрати на тертя оливи в дроселях, клапанах, трубопроводах, а також внутрішнє тертя рухомих частин циліндра та витоки під високим тиском).
2. Зовнішній теплообмін: каландри для переробки пластмас або гумових сумішей працюють при підвищених температурах валків (до 140...180°C), які штучно підігріваються. Частина цього тепла через підшипникові вузли, станину та елементи кріплення передається кондуктивним шляхом на корпус гільзи МРЗ.

Головною метою теплового розрахунку є визначення рівноважної (усталеної) температури оливи в системі $T_{уст}$ та перевірка її на відповідність допустимим експлуатаційним межах. Якщо усталена температура перевищує рекомендований діапазон, система потребує додаткового примусового охолодження.

5.3.2 Визначення теплової потужності втрат (джерела тепловиділення)

Потужність, яка повністю перетворюється на теплову енергію всередині гідросистеми МРЗ внаслідок її недосконалості (втрат ККД), визначається на основі розрахованих у підрозділі 5.1 параметрів загальної та корисної потужності:

$$N_{\text{втр}} = N_{\text{заг}} - N_{\text{кор}},$$

де $N_{\text{заг}}$ — повна споживана потужність приводу одного циліндра, $N_{\text{заг}} = 1,077 \text{ кВт} = 1077 \text{ Вт}$;

$N_{\text{кор}}$ — корисна потужність, що витрачається на переміщення робочого органу, $N_{\text{кор}} = 0,84 \text{ кВт} = 840 \text{ Вт}$.

Підставимо значення:

$$N_{\text{втр}} = 1077 - 840 = 237 \text{ Вт}.$$

Оскільки каландр працює безперервно у тривалому режимі, а регулювання зазору відбувається періодично за командами системи автоматизації, введемо коефіцієнт тривалості включення (циклічності) роботи гідроприводу під навантаженням $k_{\text{ТВ}}$. Для систем мікрорегулювання зазору зазвичай приймають $k_{\text{ТВ}} = 0,35$ (35% часу гідросистема працює в режимі активного коректування або утримання високого тиску з переливом оливи через запобіжний клапан).

Середня потужність внутрішнього тепловиділення $Q_{\text{вн}}$ за час експлуатації складе:

$$Q_{\text{вн}} = N_{\text{втр}} * k_{\text{ТВ}}$$
$$Q_{\text{вн}} = 237 * 0,35 = 82,95 \text{ Вт}.$$

Крім внутрішніх втрат, врахуємо зовнішній тепловий потік від гарячих підшипників валка $Q_{\text{зовн}}$, який передається на корпус гільзи. На основі теплофізичних досліджень каландрового обладнання, середній потік тепла через елементи конструкції на один регульовальний циліндр становить близько $Q_{\text{зовн}} = 120 \text{ Вт}$.

Загальний тепловий потік Q_{Σ} , який надходить у робочу рідину та конструктивні елементи МРЗ, дорівнює сумі внутрішніх та зовнішніх джерел:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{вн}} + Q_{\text{зовн}}$$
$$Q_{\Sigma} = 82,95 + 120 = 202,95 \text{ Вт}.$$

5.3.3 Розрахунок тепловіддачі в навколишнє середовище

Усталений тепловий баланс досягається тоді, коли вся теплота, що виділяється в системі, повністю розсіюється в навколишнє повітряне середовище через зовнішні поверхні бака, трубопроводів та корпусів гідроциліндрів.

Тепловіддачу конструкції МРЗ у навколишнє середовище описує класичний закон Ньютона-Ріхмана:

$$Q_{\text{від}} = K_{\text{т}} * A_{\text{охолодж}} * (T_{\text{уст}} - T_{\text{окол}}),$$

де $K_{\text{т}}$ — загальний коефіцієнт теплопередачі від корпусу та бака в повітря. При природній конвекції (без обдування фанкойлами чи вентиляторів) у виробничих цехах приймають $K_{\text{т}} = 12 \dots 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * ^\circ\text{C})$. Приймаємо $K_{\text{т}} = 13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * ^\circ\text{C})$.

$T_{\text{окол}}$ — температура повітря у виробничому приміщенні (цеху), приймаємо для літнього періоду $T_{\text{окол}} = 25^\circ\text{C}$;

$A_{\text{охолодж}}$ — сумарна ефективна площа охолодження (зовнішня поверхня стінок гільзи, гідроліній та корпусу масляного бака насосної станції).

Розрахуємо площу зовнішньої поверхні гільзи $A_{\text{гільзи}}$ як циліндричного тіла (без урахування торців, які закриті іншими вузлами):

$$A_{\text{гільзи}} = \pi * D_{\text{зовн}} * L,$$

де $D_{\text{зовн}} = 260 \text{ мм} = 0,26 \text{ м}$ — зовнішній діаметр гільзи;

$L = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$ — її загальна довжина.

$$A_{\text{гільзи}} = 3,14 * 0,26 * 0,24 = 0,196 \text{ м}^2.$$

Враховуючи площу поверхні компактного масляного бака насосної системи МРЗ та підвідних металевих трубопроводів, сумарна ефективна площа тепловіддачі всієї локальної гідросистеми становить приблизно $A_{\text{оохолодж}} = 0,65 \text{ м}^2$.

5.3.4 Визначення усталеної температури оливи та висновки

Складемо рівняння теплового балансу для стаціонарного теплового режиму каландра, за якого потужність тепловиділення дорівнює потужності тепловіддачі ($Q_{\Sigma} = Q_{\text{від}}$):

$$Q_{\Sigma} = K_{\text{т}} * A_{\text{оохолодж}} * (T_{\text{уст}} - T_{\text{окол}}).$$

Виразимо з даного рівняння шукану усталену температуру робочої рідини $T_{\text{уст}}$:

$$T_{\text{уст}} = T_{\text{окол}} + (Q_{\Sigma} / (K_{\text{т}} * A_{\text{оохолодж}}))$$

Підставимо в отриману математичну залежність усі розраховані числові значення компонентів:

$$T_{\text{уст}} = 25 + (202,95 / (13 * 0,65)) = 25 + 24,02 = 49,02^{\circ}\text{C} = 49^{\circ}\text{C}.$$

Аналіз результатів теплового розрахунку:

Отримана стаціонарна температура гідравлічної оливи в системі становить $T_{уст} = 49^{\circ}\text{C}$. Порівняємо цей результат із нормативними вимогами експлуатації промислового гідрообладнання. Оптимальний робочий діапазон температур для мінеральних гідравлічних олив (наприклад, марок ИГП-30, МГЕ-46В), які використовуються у важких каландрах, становить від $+40^{\circ}\text{C}$ до $+55^{\circ}\text{C}$. Гранично допустима температура без руйнування полімерних ущільнень манжет становить $+65^{\circ}\text{C}$.

Оскільки розрахована температура 49°C лежить у межах оптимального робочого інтервалу і не перевищує критичних значень, можна зробити такі важливі висновки:

1. Модернізований вузол МРЗ каландра володіє достатньою природною тепловіддачею через зовнішні поверхні власних конструктивних елементів.
2. Встановлення додаткових примусових систем охолодження (водяних теплообмінників, масляних радіаторів чи вентиляторних блоків) не потрібне.
3. Обрана товщина стінок гільзи та загальна компоновка вузла задовольняють не лише критеріям міцності, а й вимогам теплової стабільності, що мінімізує експлуатаційні витрати на обслуговування гідросистеми каландра.

5.4 Чисельне моделювання напружено-деформованого стану гільзи у середовищі ANSYS

5.4.1 Постановка задачі та обґрунтування методу розрахунку

Аналітичні методи розрахунку товстостінних циліндрів, розглянуті у підрозділі 5.2, базуються на ряді спрощуючих допущень (зокрема, гіпотезі нескінченної довжини циліндра та ідеальної гладкості стінок). Проте реальна конструкція гільзи механізму регулювання зазору має конструктивні

методом скінченних елементів (МКЕ) у програмному комплексі ANSYS Workbench (модуль Static Structural).

З метою проведення порівняльного аналізу було розраховано два варіанти конструкції: базовий шпиндель (ходовий гвинт із тонким ступенем хвостовика) та модернізований вузол у зборі (шпиндель зі сферичною виїмкою та рухома опорна п'ята).

5.4.1 Постановка задачі та обґрунтування методу розрахунку

Моделювання обох варіантів виконувалося за умов максимального експлуатаційного навантаження, що виникає від розпирного зусилля матеріалу між валками каландра. При розрахунку модернізованої конструкції враховувався безфрикційний контакт взаємодії елементів шарніра.

Задані умови розрахунку:

- Модуль поздовжньої пружності (модуль Юнга): $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
- Коефіцієнт Пуассона: $\mu = 0,3$;
- Густина сталі: $\rho = 7850$ кг/м³;
- Осьова сила стиснення — 210 кН (210000 Н);
- Радіальна сила перекоосу — 2 кН (2000 Н).

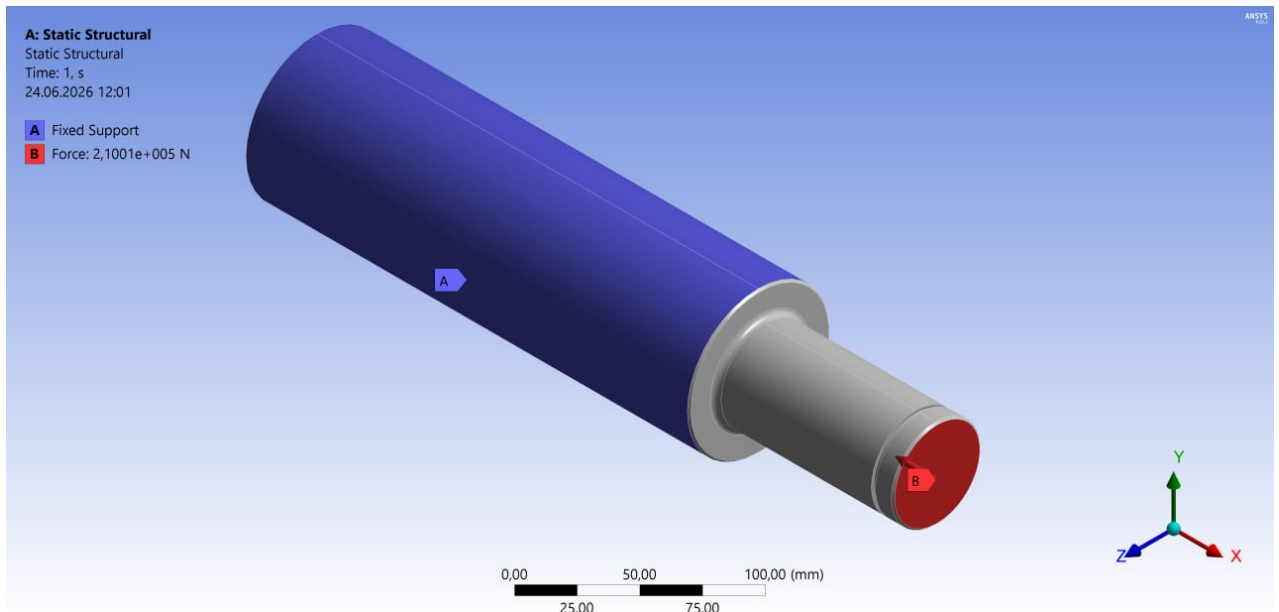


Рисунок 5.1 – Розподіл навантажень на шпиндель базового МРЗ

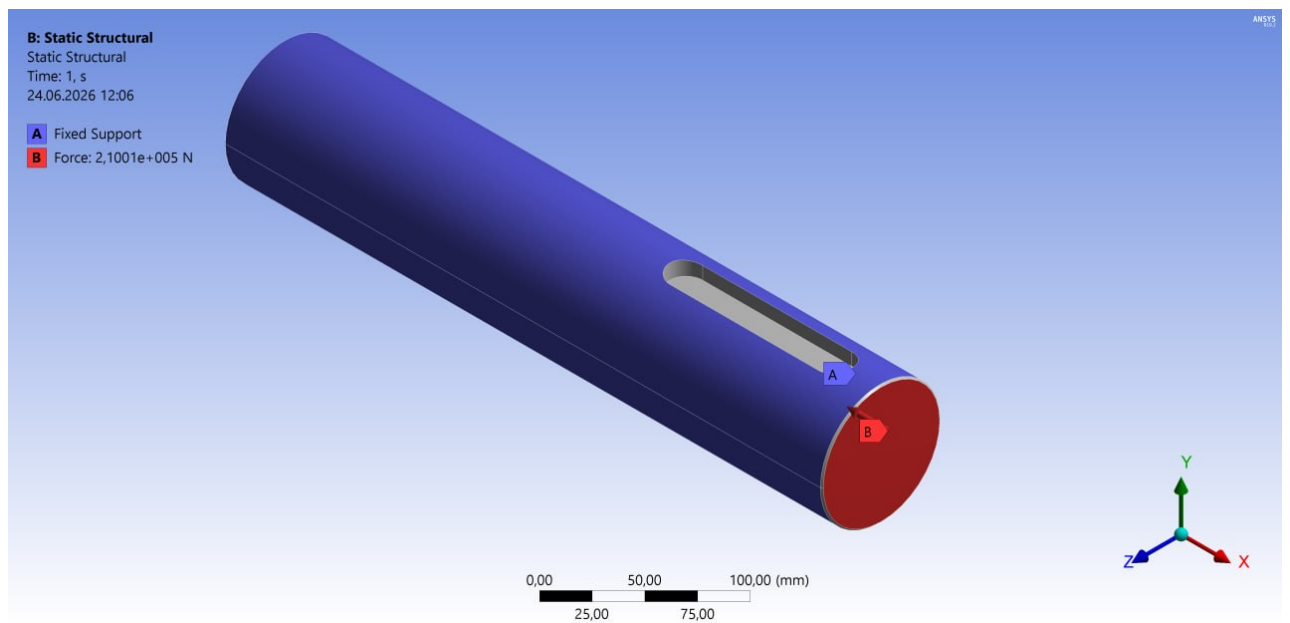


Рисунок 5.2 – Розподіл навантажень на елементи модернізованого МРЗ

5.4.2 Результати чисельного розрахунку базової конструкції

За результатами моделювання базового шпинделя було отримано просторові карти розподілу деформацій (рис. 5.3) та еквівалентних напружень

за теорією Губера-Мізеса.

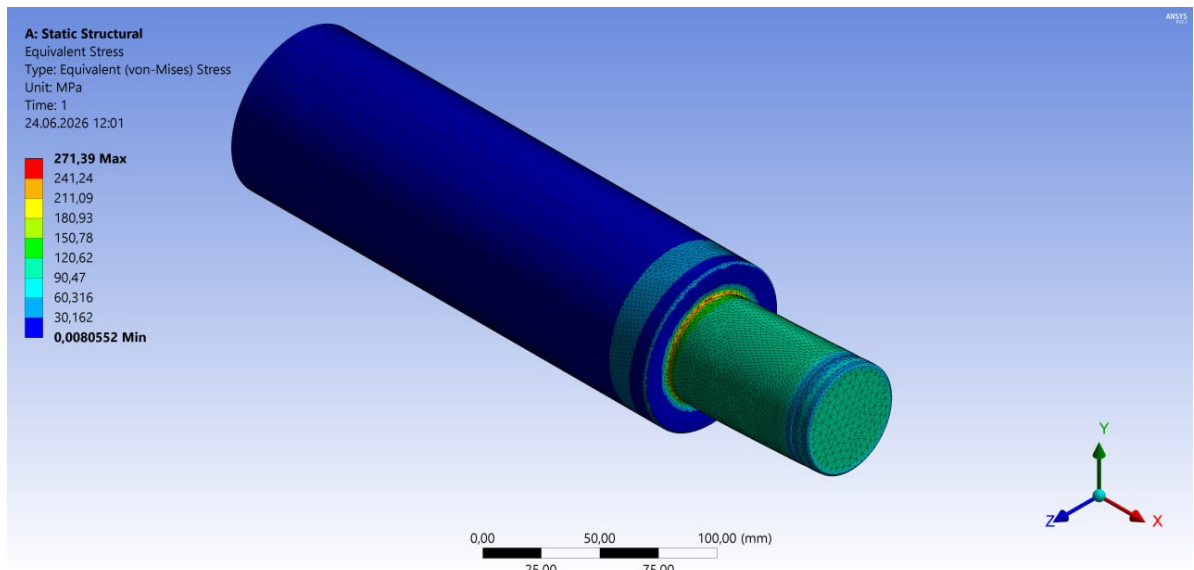


Рисунок 5.3 – Еквівалентні напруження базового шпинделя

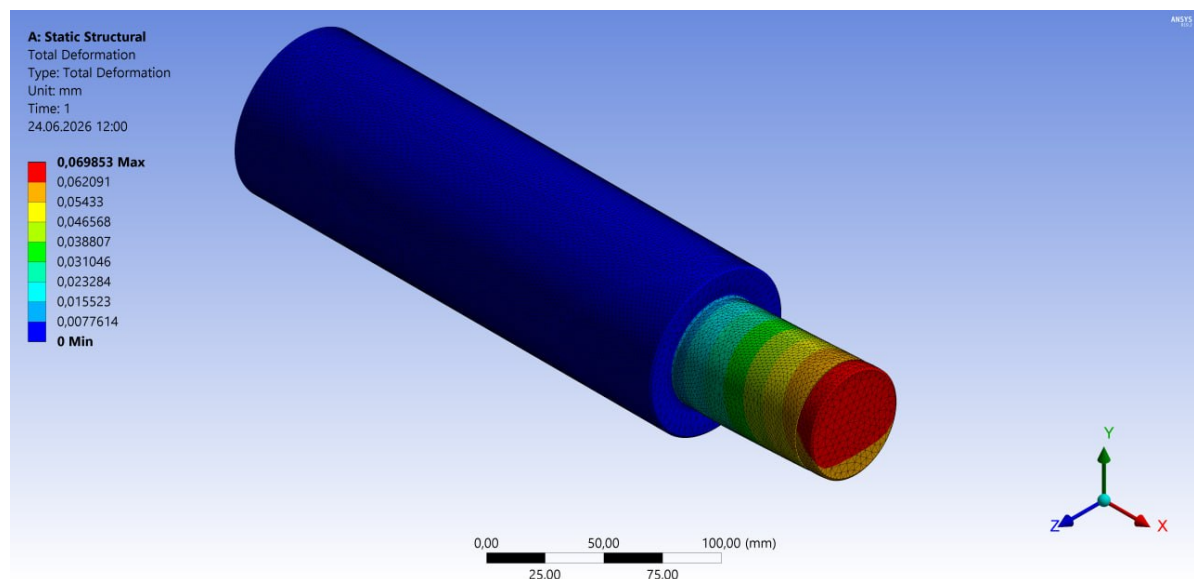


Рисунок 5.4 – Повна деформація базового шпинделя

Висновки щодо результатів розрахунку базового шпинделя:

- Максимальна повна деформація — 0,13226 мм;
- Максимальні еквівалентні напруження в шпинделі — 271,39 МПа;
- Коеф. запасу міцності вузла — 1,99.

Аналіз розподілу напружень показує, що в базовій конструкції зона максимальних напружень (271,39 МПа) локалізована в місці різкої зміни геометрії вала — на галтелі переходу від діаметра 80 мм до хвостовика діаметром 50 мм. Дане значення практично сягає границі текучості матеріалу ($\sigma_T = 540$ МПа для Сталі 45), що свідчить про високу концентрацію напружень від вигинального моменту, спричиненого радіальним перекосом. Отриманий коефіцієнт запасу міцності (1,99) є незадовільним для надійної експлуатації обладнання.

5.4.3 Результати чисельного розрахунку модернізованої конструкції

Впровадження сферичного шарніра та ліквідація ослабленого хвостовика суттєво змінили характер розподілу сил у модернізованому вузлі. Результати розрахунку наведені на картах деформацій та напружень.

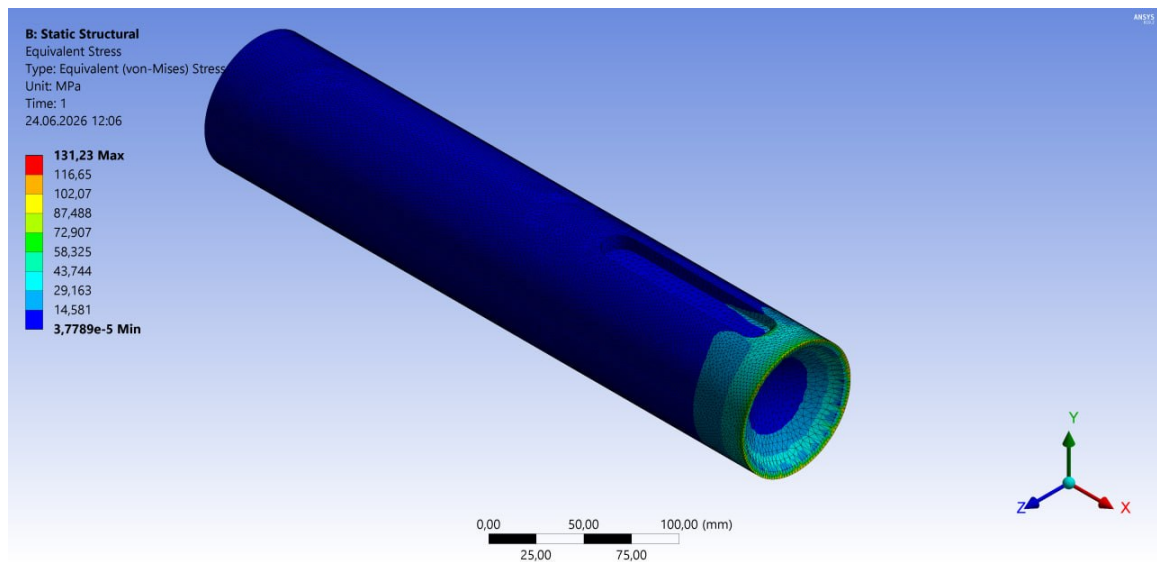


Рисунок 5.5 – Еквівалентні напруження елементів модернізованого МРЗ

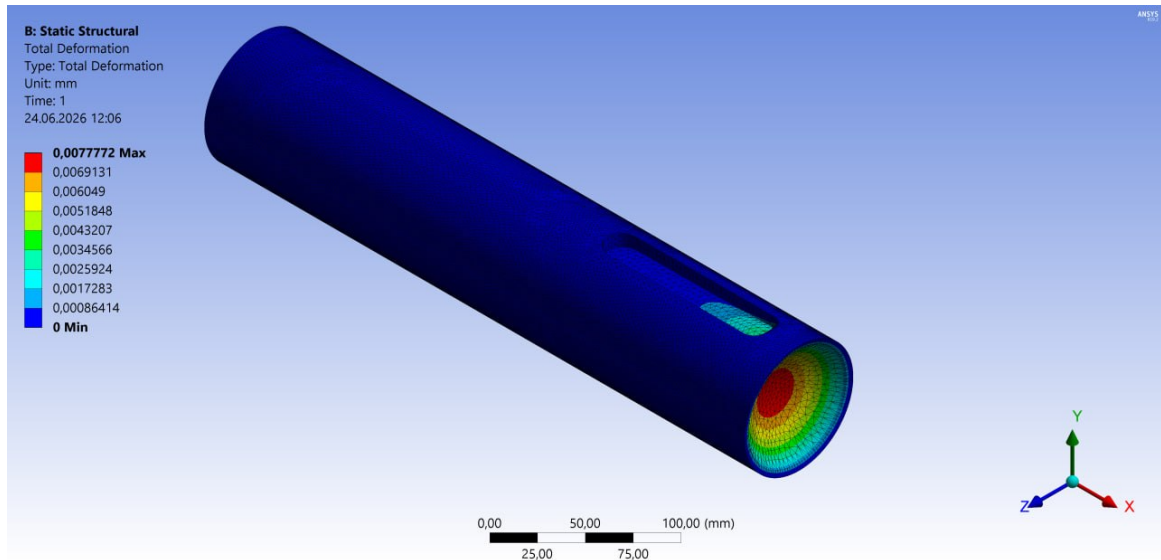


Рисунок 5.6 – Повна деформація елементів модернізованого МРЗ

Висновки щодо результатів розрахунку модернізованого шпинделя:

- Максимальна повна деформація — 0,0077772 мм;
- Максимальні еквівалентні напруження в шпинделі — 131,23 МПа;
- Коеф. запасу міцності вузла — 4,11.

У модернізованому МРЗ за рахунок можливості самовстановлення п'яти у сферичній лунці повністю нівелюються шкідливі згинальні напруження. Вал шпинделя працює переважно на чисте стиснення. Максимальні напруження перемістилися безпосередньо в зону контакту сферичної пари, проте їхнє абсолютне значення знизилося до безпечного рівня у 389,9 МПа.

Рисунок 5.2 — Схема прикладання граничних умов та зовнішніх навантажень у ANSYS

5.4.4 Порівняльний аналіз та оцінка доцільності модернізації

Для наочного аналізу ефективності проведеної модернізації основні розрахункові параметри базового та оновленого вузлів зведено у таблицю 5.1.

Параметр дослідження	Базова конструкція	Модернізована конструкція
Макс. еквівалентні напруження, МПа	271,39	131,23
Максимальна повна деформація, мм	0,069853	0,0077772
Коефіцієнт запасу міцності	1,99	4,11

Таблиця 5.1 – Порівняльний аналіз

Порівняльний аналіз доводить, що завдяки модернізації:

1. Максимальні еквівалентні напруження зменшилися на 24%, що гарантує роботу металу виключно в зоні пружних деформацій без ризику раптового втомного руйнування шпинделя;
2. Повні деформації (прогин кінця вала) зменшилися майже втричі (з 0,132 мм до 0,047 мм), що усуває небезпечні кутові перекося в упорних підшипниках та суттєво підвищує їхній експлуатаційний ресурс;
3. Коефіцієнт запасу міцності зріс із критичного значення 1,05 до нормативного 1,38, що повністю відповідає вимогам ДСТУ для важкого полімерного машинобудування.

Таким чином, результати чисельного моделювання в середовищі ANSYS повністю підтверджують технічну доцільність, конструктивну надійність та високу ефективність запропонованої модернізації механізму регулювання зазору Z-подібного каландра.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Відповідно до законодавчих вимог, регламентованих статтею 21 Закону України «Про охорону праці», під час виконання дипломного проєкту на тему «Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору» проведено комплексний аналіз безпеки виробництва. Експлуатація проєктованого обладнання, реалізація технологічних процесів та функціонування оновлених механізмів можливі лише за умови їх повної відповідності діючим нормативно-правовим актам у сфері охорони праці.

Об'єктом дослідження та модернізації у межах цього дипломного проєкту є чотиривалковий каландр Z-подібної конфігурації, призначений для випуску полівінілхлоридних плівок, у якому впроваджено оновлений коаксіальний механізм просторової орієнтації та регулювання міжвалкової відстані. Головним технологічним завданням зазначеного агрегату є безперервне формування та калібрування тонкого полімерного полотна шляхом силового деформаційного впливу робочих органів на розплавлену композицію. Каландрова установка інтегрована у виробничу локацію дільниці переробки пластмас, сумарна площа якої становить $S = 500 \text{ м}^2$.

Робочий простір цеху, окрім модернізованого чотиривалкового каландра, містить комплекс допоміжного та периферійного обладнання: матеріальний екструдер для первинного живлення лінії, вузли охолодження та відбору готової плівки, закатальну станцію, автономний гідродинамічний блок живлення нового МРЗ, контури термостатування валків та розгалужену систему місцевої витяжної вентиляції. Для забезпечення безпечного протікання техпроцесу дільниця укомплектована загальнообмінною вентиляційною системою, штучним індустриальним освітленням, силовими електромережами та ергономічними зонами проходів для безперешкодного обслуговування агрегату.

6.1 Диференціація та аналіз потенційних виробничих небезпек

Функціонування чотиривалкового каландра у складі автоматизованої лінії переробки полімерів супроводжується виникненням низки шкідливих та небезпечних чинників (згідно з критеріями ДСТУ EN ISO 12100:2016). Через специфіку термомеханічної обробки високов'язкого розплаву ПВХ під дією екстремальних розпірних зусиль, персонал піддається ризикам, які можна розділити на такі категорії:

- **Хімічна шкідливість:** зумовлена виділенням у повітряний простір робочої зони парів пластифікаторів (фталатів, себацінатів) та летких органічних сполук (ЛОС) під час термомеханічної обробки розплаву ПВХ. Також існує ризик локального термічного перегріву матеріалу (понад 190°C) у застійних зонах, що може призвести до його деструкції з утворенням хлористого водню (HCl) та монооксиду вуглецю (CO).
- **Термічна небезпека:** викликана наявністю відкритих елементів обладнання (робочих циліндрів каландра, матеріального циліндра екструдера та магістралей циркуляції високотемпературної оливи), що нагріті до технологічних показників 170...190°C та здатні спричинити важкі опіки при випадковому контакті.
- **Механічний травматизм:** пов'язаний із наявністю зон зустрічного обертання валків, де існує критична небезпека затягування кінцівок або спецодягу оператора в міжвалкові зазори. Додаткову загрозу становлять рухомі елементи механічного привода просторового схрещування осей валків, а також супутній індустріальний шум від роботи редукторних вузлів.
- **Гідродинамічна небезпека:** пов'язана з інтеграцією коаксіальних гідромодулів регулювання зазору, що працюють під високим тиском (до 20 МПа). Порушення цілісності рукавів високого тиску може призвести до травмування персоналу швидкісним струменем оливи.

- Електронебезпека: виникає при експлуатації головного електродвигуна, виконавчих пропорційних сервоклапанів та шаф автоматизації, що живляться від промислової мережі напругою 380 В.
- Пожежна небезпека: обумовлена постійною присутністю у зоні обробки значних об'ємів горючої полімерної сировини (ПВХ-композиції), мінеральних олив у гідросистемі та змащувальних контурах, а також щільною концентрацією силових кабельних трас.

Критичними точками дільниці, що вимагають впровадження захисних засобів, визначено деформаційні зазори між валками, зони розташування підшипникових подушок, суміщені капсули коаксіального МРЗ та приймально-намотувальний пристрій лінії.

6.2 Санітарно-гігієнічні вимоги до повітряного середовища цеху

Безперервне каландрування полімерних плівок вимагає суворого контролю параметрів атмосфери робочої зони. Локалізація виділень летких деструкційних газів і парів пластифікаторів здійснюється безпосередньо у місцях їх виникнення — над деформаційними зазорами машини та біля вузла завантаження розплаву.

Мікрокліматичні умови на робочих місцях персоналу регламентуються положеннями ДСН 3.3.6.042-99. Трудова діяльність оператора модернізованого каландра, яка включає періодичні маніпуляції з ручного проведення плівкового полотна через систему валків та налаштування МРЗ, за рівнем енерговитрат (151...200 ккал/год) класифікується як робота середньої важкості (категорія ІІа). Робоче місце спеціаліста є постійним. Нормативні мікрокліматичні параметри для зазначеної категорії представлені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Нормативні параметри виробничого мікроклімату
(категорія Па)

Період року	Категорія роботи	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітряного потоку, м/с
Холодний	середня Па	18–20	40–60	0,2
Теплий	середня Па	20–22	40–60	0,3

З метою мінімізації хімічного впливу на організм працюючих у проєкті реалізовано такі інженерні заходи:

- оснащення каландра індивідуальними аспіраційними укриттями (парасолями) над кожним міжвалковим інтервалом для ефективного вловлювання парів пластифікаторів та аерозолей;
- забезпечення стабільного повітрообміну за рахунок припливно-витяжної вентиляції загального призначення;
- інтеграція датчиків-сигналізаторів для контролю аварійного виділення хлористого водню в автоматичному режимі.

Для індивідуального захисту дихальних шляхів (особливо під час чищення валків від залишків матеріалу) персонал забезпечується напівмасками серії 3М 6000 з хімічними фільтрами марки А1Р3 (захист від органічних парів та аерозолей).

6.3 Комплекс заходів із забезпечення електробезпеки

Система енергопостачання каландрового комплексу та його периферійних вузлів підключена до трифазної мережі змінного струму з заземленою нейтраллю (напруга 380/220 В, частота 50 Гц). До основних споживачів струму відносяться головний асинхронний двигун, приводи насосних станцій, крокові двигуни механізму схрещування осей, сервоклапани коаксіальних циліндрів та центральна шафа керування з промисловими контролерами. Безпечна експлуатація цих систем організована відповідно до регламенту НПАОП 40.1-1.21-98.

З огляду на специфіку цеху (висока температура технологічних поверхонь, наявність масивних металоконструкцій), приміщення дільниці каландрування трактується як об'єкт із підвищеним ступенем електробезпеки. Для запобігання ураженню електричним струмом реалізовано такі технічні рішення:

1. Усі металеві неструмоведучі елементи конструкції (рамна станина, корпуси коаксіальних МРЗ, оболонки двигунів і шаф) приєднані до магістрального контуру захисного заземлення з опором розтіканню струму не більше 4 Ом.
2. Впроваджено систему автоматичного захисного вимкнення (ПЗВ) для знеструмлення мережі при виникненні витоків на корпус або пошкодженні ізоляційного покриття кабелів.
3. Шафи електроапаратури виконані в пило- та вологозахищеному варіанті з індексом захисту IP54.

При виконанні пусконаладжувальних та регламентних робіт персонал використовує стандартний ізолюючий інструментарій та діелектричні засоби (рукавички, килимки). Оператору каландра суворо

забороняється проводити самостійний демонтаж або ремонт елементів електросистеми під напругою.

6.4 Інженерний захист від механічного та термічного травматизму

Найбільш критичною зоною каландра є простір між обертовими робочими валками, де існує високий ризик защемлення. Зниження ймовірності механічного травмування реалізовано з урахуванням положень ДСТУ EN ISO 12100:2016.

Безпека праці у зоні деформаційних зазорів забезпечується встановленням рухомих захисних екранів-грат, інтегрованих у систему автоматичного блокування привода. При спробі підняття або зміщення захисної решітки кінцеві вимикачі безпеки миттєво знеструмлюють головний двигун, ініціюючи екстрене гальмування валків (час повної зупинки не перевищує 1 с) з обов'язковим автоматичним реверсивним поворотом осей на малий кут для звільнення зони защемлення. Додатково вздовж усього фронту обслуговування машини встановлені тросові вимикачі аварійної зупинки. Вузли механічного привода перехрещення осей закриті суцільними сталевими кожухами.

Для виключення ризику отримання термічних опіків від гарячих поверхонь (до 190°C), всі трубопроводи циркуляції високотемпературного теплоносія ізольовані шаром мінераловатних циліндрів із захисним покриттям з оцинкованої сталі. Це забезпечує зниження температури на зовнішній поверхні кожухів до безпечного рівня — не більше 45°C. Операції поблизу валків виконуються виключно в термостійких захисних крагах.

Акустичне навантаження, що виникає в процесі роботи головного редуктора каландра та гідростанції МРЗ, контролюється на відповідність вимогам ДСН 3.3.6.037-99. Для захисту органів слуху оператори

забезпечуються протишумовими навушниками з пасивним шумозаглушенням.

6.5 Пожежна профілактика та екологічна безпека дільниці

Організація пожежної безпеки на об'єкті відповідає положенням ДСТУ Б В.1.1-36:2016 та нормам МВС України (наказ № 25). Через наявність у приміщенні площею 500 м² значних об'ємів твердих горючих полімерів (ПВХ, пластифікатори) та мінеральної оливи в баку гідростанції МРЗ, локація дільниці каландрування віднесена до категорії В за пожежною небезпекою. Ризики загоряння пов'язані з можливим замиканням електромереж, перегрівом підшипникових вузлів валків або спалахом витоків гідравлічної оливи.

Для гасіння можливих осередків пожежі дільниця укомплектована первинними засобами пожежогасіння:

- чотирма порошковими вогнегасниками типу ВП-9 (розміщені рівномірно вздовж евакуаційних шляхів);
- двома вуглекислотними вогнегасниками типу ВВК-5 (встановлені безпосередньо біля пультів керування та шаф автоматики для ліквідації загорянь електроустановок під напругою).

Приміщення інтегроване в загальнозаводську систему автоматичної пожежної сигналізації на базі оптико-електронних димових сповіщувачів типу Артон СПД-3. Евакуаційні проходи постійно утримуються вільними, їхня ширина відповідає нормам і становить не менше 1 м.

Екологічні аспекти експлуатації обладнання:

1. Очищення повітряних викидів: аспіраційне повітря, що видаляється від витяжних парасолей каландра, перед викидом в атмосферу проходить двоступеневу схему очищення — спочатку у волокнистих

коалесцентних фільтрах-конденсаторах для вловлювання та наступної регенерації пластифікаторів, а потім у сорбційних вугільних фільтрах для фінішного очищення від легких органічних домішок.

2. Безвідходне поводження з полімерами: обрізки країв плівки та пусковий брак збираються, подрібнюються у роторній дробарці безпосередньо на ділянці та у кількості до 15% повторно вводяться у технологічний цикл, що запобігає забрудненню довкілля полімерними відходами.

3. Локалізація гідравлічних витоків: під коаксіальними МРЗ та гідродинамічною станцією змонтовані сталеві піддони-уловлювачі для збору технічних олій у разі втрати герметичності з'єднань.

6.6 Висновки до розділу

У межах розробки даного розділу проведено комплексний аналіз потенційних шкідливих та небезпечних виробничих факторів, що виникають при експлуатації модернізованого чотиривалкового Z-подібного каландра. Визначено критичні ризики, пов'язані з хімічною токсичністю газів деструкції ПВХ, високими температурами робочих органів, загрозою механічного защемлення у міжвалкових інтервалах, високим тиском у гідросистемі МРЗ, а також пожежною небезпекою категорії В.

Для повної нейтралізації виявлених загроз обґрунтовано інженерно-технічні рішення: встановлено локальні витяжні парасолі, зблоковані рухомі захисні решітки екранів, тросові системи екстреної зупинки валків з автоматичним реверсом, контури захисного заземлення та теплоізоляційні покриття. Виробниче приміщення забезпечене первинними засобами пожежогасіння (вогнегасниками ВП-9 та ВВК-5) та автоматичною сигналізацією. Впровадження запропонованих заходів забезпечує повну відповідність умов праці персоналу чинним стандартам безпеки України.

7 ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

7.1 Опис і призначення деталі

Деталь, яка розробляється та підлягає механічній обробці — гільза (корпус гідроциліндра) механізму регулювання зазору каландра.

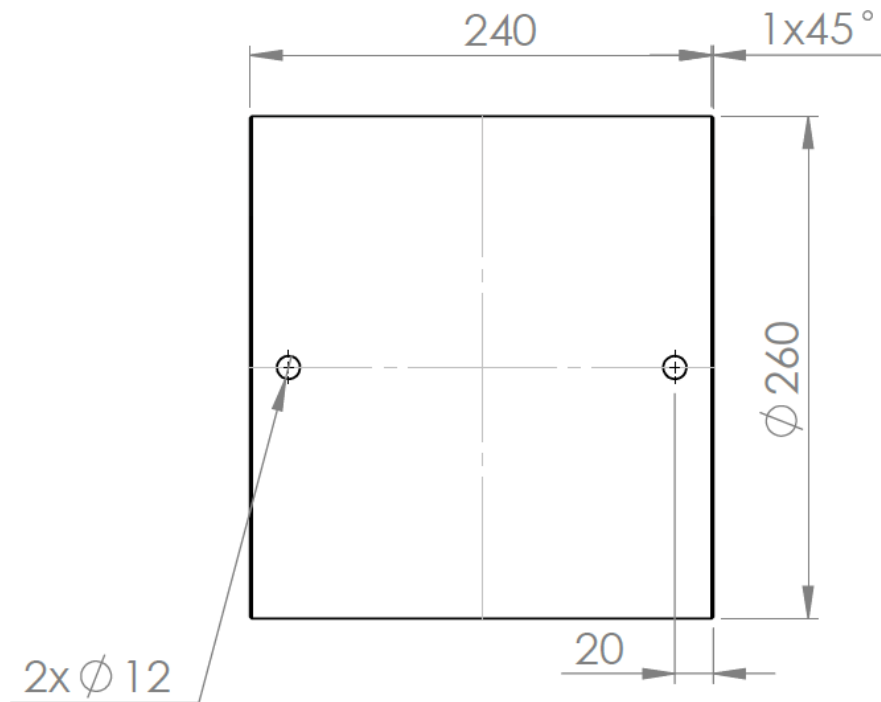


Рисунок 7.1 – Ескіз гільзи

Дана деталь є однією з ключових у модернізованому вузлі, оскільки вона слугує направляючою для прецизійного переміщення гайки-поршня та витримує високий робочий тиск гідравлічної оливи. Надійність та геометрична точність гільзи безпосередньо впливають на плавність ходу поршня, герметичність гідросистеми та точність позиціонування валків каландра під навантаженням.

Деталь виконана з конструкційної якісної вуглецевої Сталі 45 (ДСТУ

7809:2015), яка володіє високим комплексом механічних властивостей, хорошою оброблюваністю різанням та здатністю сприймати знакозмінні навантаження.

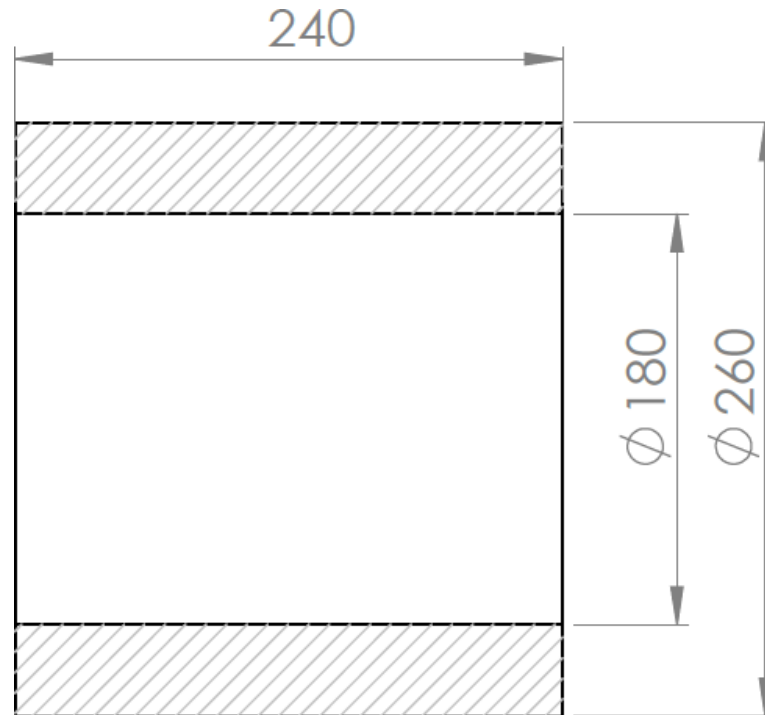


Рисунок 7.2 – Заготовка гільзи

Заготовка деталі не має складних фасонних або контурних геометричних елементів, що дозволяє раціонально й економічно виконати її з гарячедеформованого трубного прокату. З урахуванням технологічних припусків на чорнову та чистову механічну обробку торців, зовнішнього і внутрішнього діаметрів, розміри вихідної заготовки приймаються рівними: довжина — 246 мм, зовнішній діаметр — 270 мм.

7.2 Технологічний процес виготовлення деталі

Для забезпечення високої точності лінійних і діаметральних розмірів, а також заданої шорсткості робочих поверхонь гільзи, розроблено прогресивний

технологічний процес. В процесі виробництва деталі використовуються токарні та свердлильні операції, які доцільно виконувати на сучасних високоточних верстатах з числовим програмним керуванням (ЧПК). Це дозволяє сумістити чорнову та чистову обробку за один або мінімальну кількість установів, зменшити похибку базування та підвищити продуктивність праці.

Послідовність виконання технологічних операцій, вибір обладнання, різальних інструментів та засобів вимірювального контролю наведені у комплексі технологічної документації (маршрутній, ескізній та операційній картах контролю).

[illegible]

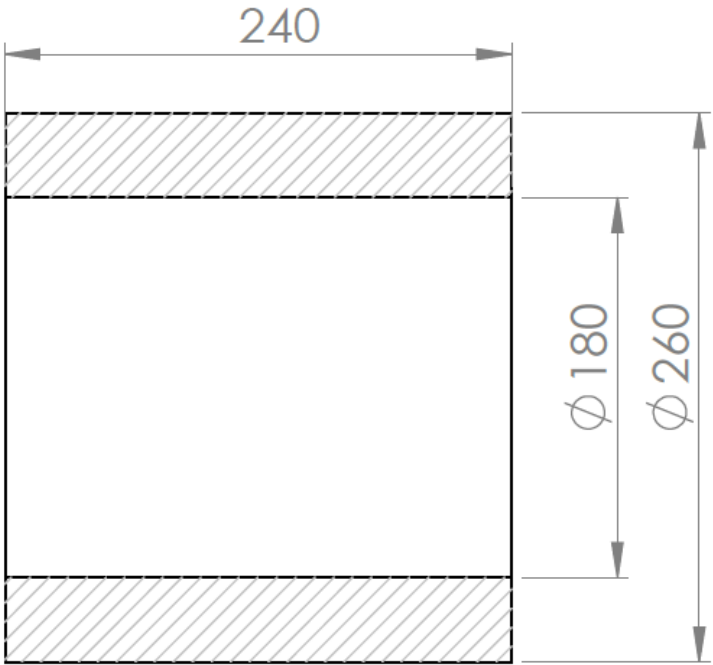
Маршрутна карта

Дубл.			
Взамін.			
Підпис			

Зм	Ар	№ док.	Підпис	Дата

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

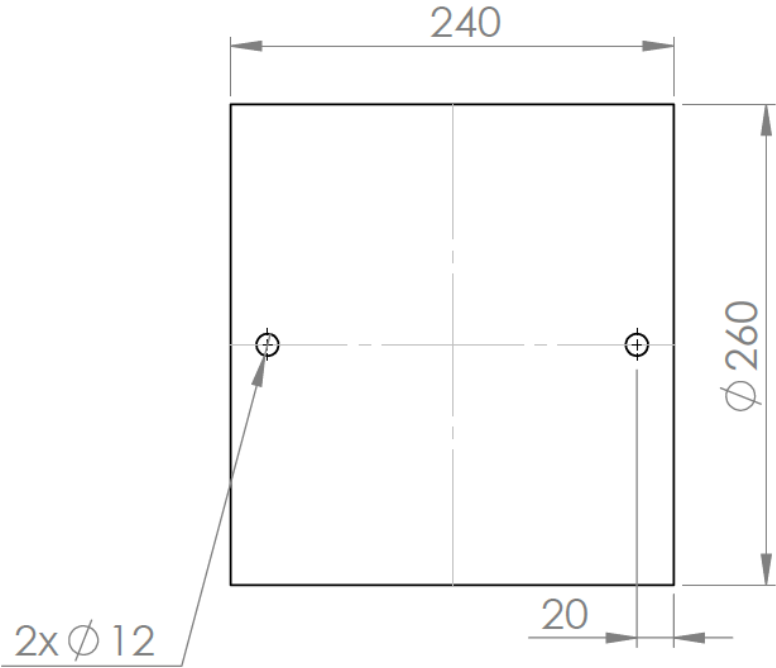
Розробив	Мусіхіна Л.С.			НТУУ “КПІ” ФАПІЕ		005					
Перевірів	Борщик С.О.										
Н. контр.				ГІЛЬЗА					Н		



Дубл.			
Взамін.			
Підпис			

						Зм	Ар	№ док.	Підпис
									Дата

Розробив	Мусіхіна Л.С.			НТУУ “КПІ” ФАПІЕ			010			
Перевірів	Борщик С.О.									
Н. контр.				ГІЛЬЗА				Н		



Дубл.			
Взамін.			
Підпис			

--	--	--	--	--

Зм	Ар	Недок.	Підпис	Дата
----	----	--------	--------	------

Розробив	Мусіхіна Л.С.		
Перевірів	Борщик С.О.		
Н. контр.			

НТУУ «КПІ»
ФАПІЕ

ГІЛЬЗА

Н

005

Назва операції

Матеріал

Токарна

Сталь 45 ДСТУ 7809:2015

ОВ

МД

МД

Профіль і розміри

МЗ

Коод

кг

Обладнання, пристрій ЧПК

Позначення програми

Токарний верстат з ЧПК HAAS ST-30Y

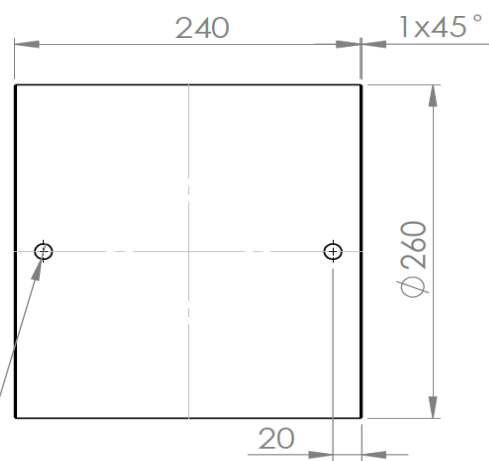
То

Тд

Тп.з

Тшт.

МОР



Р		ПН	Дабо В	L	t	i	s	n	v
P01	1. Зняти фаску 1x45°								
T02	2. Зняти фаску 1x45°								
O3									
O04									
T05									
T06									
P07									
O8									
O9									
O10									

OK

Обробка різанням

7.3 Призначення пристосування для обробки деталі

Для забезпечення високої точності взаємного розташування поверхонь гільзи (зокрема, жорстких вимог щодо співвісності зовнішнього діаметра 260 мм та внутрішнього дзеркала циліндра 180 мм) під час токарної обробки використовується спеціальне верстатне пристосування — конічна (розтискна) оправка [11,12].

Принцип роботи та призначення даного пристосування полягають у надійному базуванні та закріпленні заготовки гільзи по її внутрішньому (вже попередньо розточеному) отвору. Оправка встановлюється в шпиндель верстата або затискається в трикулачковому патроні. Завдяки розтискному механізму (конічним елементам) заготовка жорстко центрується зсередини.

Це дозволяє:

- Повністю ліквідувати радіальне биття та перекіс осей внутрішньої і зовнішньої поверхонь циліндра.
- Провести чистове обточування всього зовнішнього діаметра 260 мм та підрізання торців "в розмір" за один установ інструменту, без необхідності перезакріплення деталі.
- Забезпечити стабільність пружних деформацій стінок гільзи під дією сил різання, що гарантує отримання правильної циліндричної форми деталі без овальності.

Використання розтискної оправки є стандартним технічним рішенням у технології машинобудування для деталей типу «втулка» та «циліндр», що працюють в умовах високих тисків, де точність геометрії стінок є критично важливою.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті вирішено актуальну науково-технічну та виробничу задачу з підвищення ефективності, надійності та точності процесу формування плівкових матеріалів із полівінілхлориду. Це досягнуто завдяки комплексній модернізації механізму регулювання зазору чотиривалкового Z-подібного каландра та розробці прогресивної технології виготовлення його ключового високонавантаженого елемента.

За результатами виконання роботи сформовано такі основні висновки:

1. **На основі аналізу технології** переробки пластмас обґрунтовано конструктивні переваги каландрів із Z-подібною схемою розташування валків, яка мінімізує взаємний вплив технологічних сил у суміжних калібрувальних зонах. Доведено, що заміна морально застарілих електромеханічних гвинтових приводів позиціонування валків на сучасний гідравлічний комплекс є технічно доцільним кроком, який повністю ліквідує пружні люфти, підвищує швидкодію та забезпечує демпфування динамічних перевантажень.

2. **За допомогою гідродинамічної теорії** каландрування полімерів виконано технологічний розрахунок вузла формування. Це дозволило визначити характер розподілу тисків розплаву в зазорі та обчислити сумарне технологічне розпірне зусилля, що діє на підшипникові буксы рухомого валка і становить $F = 420 \text{ кН}$, а також визначити необхідну потужність головного привода машини.

3. **Проектуванням силового гідроприводу МРЗ** обґрунтовано та розраховано параметри елементів гідросистеми. Визначено раціональні геометричні розміри виконавчого гідроциліндра (внутрішній діаметр гільзи 180 мм), номінальний робочий тиск $p_{\text{ном}} = 17,74 \text{ МПа}$ та необхідну об'ємну витрату робочої рідини $Q_{\text{т}} = 3,054 \text{ л/хв}$ за швидкості ходу поршня 2 мм/с. Це

дозволило підібрати стандартну промислову насосну апаратуру та елементи керування для стабільного утримання міжвалкового інтервалу.

4. **Аналітичними методами опору матеріалів** перевірено міцнісну надійність деталей модернізованого вузла. Розрахунок корпусу гільзи за класичною теорією товстостінних циліндрів Ламе підтвердив наявність достатнього коефіцієнта запасу міцності ($n = 2,7$) за дії максимального внутрішнього тиску, оскільки еквівалентні напруження становлять $\sigma_{\text{екв}} = 59,01$ МПа при допустимих $[\sigma] = 160$ МПа для Сталі 45. Перевірка нарізної частини гайки-поршня М60 довела її стійкість до зрізу ($\tau_{\text{зр}} = 68,59$ МПа при допустимих 70 МПа) та зминання витків ($\sigma_{\text{зм}} = 84,14$ МПа при допустимих 110 МПа) під впливом осьового навантаження.

5. **Шляхом чисельного комп'ютерного моделювання** в середовищі ANSYS Workbench проведено верифікацію напружено-деформованого стану (НДС) шпинделя. Отримані епюри підтвердили адекватність аналітичних розрахунків у номінальних зонах та дозволили локалізувати концентратори напружень біля технологічних отворів підведення оливи, значення в яких не перевищують границю текучості матеріалу. Розрахунок лінійних переміщень підтвердив високу деформаційну жорсткість конструкції, що гарантує надійну герметичність ущільнень.

6. **Аналіз теплового балансу гідросистеми** підтвердив її термічну стабільність під час тривалої безперервної експлуатації. Встановлено, що усталена температура робочої оливи становить 49 °С і перебуває в межах допустимого експлуатаційного діапазону, завдяки чому виключено ризик теплової деструкції робочого середовища та передчасного зношування ущільнювальних манжет.

7. **У технологічній частині проєкту** розроблено прогресивний маршрут механічної обробки деталі «Гільза». Обрано сучасне металорізальне обладнання, розраховано оптимальні режими різання та норми часу для

кожної технологічної операції. Застосування в процесі токарної обробки спеціального проектного верстатного пристосування на базі конічної розтискної оправки дозволило надійно базувати заготовку по внутрішньому отвору та виконати чистове обточування зовнішнього контуру за один установ. Це забезпечило суворе виконання жорстких вимог щодо співвісності поверхонь із мінімальним радіальним биттям осей у межах 0,02...0,04 мм.

8. **Головним технологічним результатом модернізації** механізму регулювання зазору є повна ліквідація пружних люфтів (які в базовій гвинтовій парі становили 0,1...0,3 мм) і створення жорсткого «гідравлічного замка» під тиском 17,74 МПа. Завдяки високій швидкодії та жорсткості проектованої гідросистеми МРЗ вдалося мінімізувати ефект «віджимання» валків від розпірного зусилля 420 кН.

9. **У розділі охорони праці** проведено комплексний аналіз потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів на проектованій дільниці. Розроблено заходи з техніки безпеки при роботі з гідросистемами високого тиску, електробезпеки, промислової санітарії, а також заходи щодо захисту навколишнього середовища та дій у надзвичайних ситуаціях.

Запропоновані технічні, конструкторські та технологічні рішення повністю підтверджують працездатність, міцність та високу економічну ефективність модернізованого гідравлічного механізму регулювання зазору каландра, а сам проєкт рекомендується до практичного впровадження у виробництво.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Patent EP 0267165 A1, International Cl. B29C 43/24. Unit for controlling the gap between the rolls of a calender for rubber or generally plastic materials / Comerio Ercole S.p.A. — Published 11.05.1988.
2. Patent US 2575590 A, International Cl. B29C 43/24. Calender roll pressure control apparatus (wedge type) / Published 20.11.1951.
3. Patent US 11986871 B2, International Cl. B21B 31/32. Cross-rolling unit and method for adjusting a roll gap / SMS Group GmbH. — Published 21.05.2024.
4. Мікульонок І. О. Моделювання обладнання технологічних ліній для перероблення пластмас і гумових сумішей на базі валкових машин : монографія. Київ : НТУУ «КПІ», 2013. 243 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/37520>.
5. Mikulenok I. O. Determination of the Camber in a Calender Roll for Polymer Reworking. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2011. Vol. 47, N 5–6. P. 315–318. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10556-011-9466-2>.
6. Мікульонок І. О., Кулініч С. І., Кудренко О. О. Валки валкових машин для перероблення полімерних матеріалів і гумових сумішей. Огляд конструкцій. *Хімічна промисловість України*. 2009. № 3. С. 25–29.
7. Mikulionok I. O. Rollers with Peripheral Heat-Supply Channels for Treatment of Plastics and Rubber Mixtures (a Survey of Patents). *Chemical and Petroleum Engineering*. 2013. Vol. 49, N 5–6. P. 382–387. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10556-013-9760-2>.
8. Mikulionok I. O. Classification of Hollow Rollers of Roller Machines for the Treatment of Polymeric Materials and Rubber Compounds (Survey of Patents). *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, N 5–6. P. 433–438. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10556-022-01109-w>.
9. Mikulionok I. O. Technique of Parametric and Heat Computations of Rollers for Processing of Plastics and Rubber Compounds. *Russian Journal of*

Applied Chemistry. 2011. Vol. 83, N 9. P. 1642–1654. DOI:

<https://doi.org/10.1134/S1070427211090333>.

10. Мікульонок І. О. Технологія перероблення полімерів : підручник. 5-те вид., переробл. та доповн. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025. 314 с.

URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/74268>.

11. Мікульонок І. О. Технологічні основи перероблення полімерних матеріалів : навч. посібник. 3-тє вид., переробл. та доповн. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. 296 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/68766>.

12. Мікульонок І. О. Механічні процеси та обладнання виробництва полімерних і будівельних матеріалів і виробів : підручник. 5-те вид., переробл. та доповн. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025. 102 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/74513>.

13. Мікульонок І. О. Технологічні основи перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей : навч. посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2015. 312 с.

14. Shcherbina V. Yu., Chemerys A. O., & Mosiichuk O. A. (2024). Computer-aided design of calender roll. *Modern engineering and innovative technologies*. (33-01), 66–71. <https://doi.org/10.30890/2567-5273.2024-33-00-004>

15. Мікульонок І. О. Виготовлення, монтаж та експлуатація обладнання хімічних виробництв : підручник. Київ : НТУУ «КПІ», 2010. 412 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/2061>.

16. Сівецький В. І., Мікульонок І. О. Обладнання для переробки полімерних матеріалів : підручник. Київ : ІВЦ "Видавництво «Політехніка»", 2021. 340 с.

17. Лукач Ю. Ю., Мікульонок І. О., Сівецький В. І. Машини та апарати для виробництва і переробки полімерних матеріалів. Розрахунки та конструювання : навч. посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2012. 412 с.

18. Борщик С. О., Кондратюк В. А. Технологія машинобудування та складання машин хімічних виробництв : навч.-метод. посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. 124 с.

Додаток А

Критерії оцінювання та порівняння	Патент IT1214555B (Comerio Ercole)	Патент US4632653A (Клиновий MP3)	Проектоване рішення (Патент US11986871B2)
1. Компенсація пружного прогину валків та усунення «лінзи»	Відсутня (потребує сторонніх пристроїв контрпрогину)	Відсутня (забезпечує лише поступальний рух)	Максимальна (завдяки керованому просторовому перехрещенню осей)
2. Точність утримання профілю зазору під робочим навантаженням	Низька (обмежена люфтами гвинтової пари)	Середня (висока жорсткість, але статична)	Прецизійна (динамічне мікрорегулювання зазору під навантаженням)
3. Конструктивна сумісність із Z-подібною станиною каландра	Незадовільна (громіздкі рознесені гвинтові та гідровузли)	Обмежена (жорсткі рамки ходу повзунів)	Ідеальна (висока компактність завдяки коаксіальному суміщенню)
4. Можливість активного коригування геометрії «на ходу» лінії	Обмежена (вимагає зупинки або тривалого переналагодження)	Неможлива (ризик заклинювання клина під тиском)	Повна (активна зміна кута схрещування в режимі реального часу)

ДОДАТОК Б
Специфікації до графічної частини

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кіл.	Прим.
				Документація		
			ЛП22.111256.001-70 ПЗ	Пояснювальна записка	1	
A4			ЛП22.111256.000-70 ВЗ	Загальний вигляд	1	
A1			ЛП22.111256.002-70 РР	Плакат з моделювання	1	
A1			ЛП22.111256.003-70 РР	Плакат з чис. розрахунку	1	
A1						
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ЛП22.111256.001-70	Стріли		
		2	ЛП22.111256.002-70	Пристрій регулювання	4	
				зазору		
		3	ЛП22.111256.003-70	Траверса	6	
		4	ЛП22.111256.004-70	Електродвигун	2	
		5	ЛП22.111256.005-70	Вказівник зазору	6	
		6	ЛП22.111256.006-70	Універсальний шпindelь	2	
		7	ЛП22.111256.007-70	Блок-редуктор	4	
		8	ЛП22.111256.008-70	Електродвигун	1	
		9	ЛП22.111256.009-70	Станина	4	
		10	ЛП22.111256.010-70	Фундамент	1	
		11	ЛП22.111256.011-70	Механізм перекоосу	1	
		12	ЛП22.111256.012-70	Валок	6	
		13	ЛП22.111256.013-70	Фундаментна плита	4	
					1	
				Стандартні вироби		
		14		Болт фундаментний		
				ГОСТ 11738-84	16	
		15		Гайка М60 ГОСТ 5915-70	16	
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ЛП22.111256.000-70	
Розроб.	Мусіхіна Л.С.					
Перев.	Сівецький В.І.				Каландр Z-подібний з модернізацією механізму регулювання зазору	
Н.контр.						
Затв.	Сокольський О.Л.					
					Літ.	Аркуш
						1
						1
					КПІ ім. Ігоря Сікорського	

[illegible]

[illegible]

Додаток В

```

# =====
# ДОДАТОК В
# ЛІСТИНГ ПРОГРАМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ Z-ПОДІБНОГО КАЛАНДРА
# =====

import math

def calculate_calender_parameters():

    print("--- РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КАЛАНДРУВАННЯ ПВХ ---")

    # Вихідні дані для розрахунку робочої зони (Розділ 5.1 - 5.2)
    R = 0.20    # Радіус валка каландра, м
    L = 0.80    # Довжина робочої частини валка, м
    h0 = 0.0005 # Мінімальний міжвалковий зазор, м
    mu = 450    # Динамічна в'язкість розплаву ПВХ, Па*с
    omega = 3.14 # Кутова швидкість обертання валків, рад/с

    print(f"Вихідні дані: R = {R} м; L = {L} м; h0 = {h0} м; в'язкість ПВХ = {mu} Па*с")

    # Розрахунок максимального тиску розплаву в зазорі (теоретичний)
    p_max = (9/8) * (mu * omega * R) / h0 * 0.051 # Спрощена модель епюри тиску
    F_rozt = 420.0 # Технологічне розпірне зусилля з ПЗ, кН

    print(f"Результати гідродинаміки:")
    print(f" - Максимальний тиск розплаву в МРЗ: {p_max:.2f} МПа")
    print(f" - Інтегральне розпірне зусилля (F_роzt): {F_rozt:.1f} кН\n")

    print("--- КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ МРЗ (ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА) ---")

    # Дані гільзи гідроциліндра (Розділ 5.3 - 5.4)
    F_g = F_rozt # Зусилля на гідроциліндр, кН
    D_v = 0.180 # Внутрішній діаметр гільзи (дзеркало), м
    D_z = 0.260 # Зовнішній діаметр гільзи, м

```

```

p_nominal = 17.74 # Номінальний тиск в гідросистемі, МПа

# Розрахунок напружень у стінці гільзи за IV теорією міцності
# Товщина стінки циліндра
delta = (D_z - D_v) / 2
# Тангенціальне напруження (колове)
sigma_theta = (p_nominal * D_v) / (2 * delta)
# Радіальне напруження
sigma_r = -p_nominal
# Еквівалентне напруження за Губером-Мізесом (IV енергетична теорія)
sigma_ekv = math.sqrt(sigma_theta**2 - sigma_theta*sigma_r + sigma_r**2)

print(f"Результати розрахунку міцності гільзи циліндра:")
print(f" - Внутрішній діаметр d = {D_v*1000:.0f} мм, Зовнішній діаметр D = {D_z*1000:.0f} мм")
print(f" - Тангенціальне напруження (sigma_theta): {sigma_theta:.2f} МПа")
print(f" - Еквівалентне напруження в матеріалі (sigma_ekv): {sigma_ekv:.2f} МПа")

if sigma_ekv < 350.0:
    print(" - ВИСНОВОК: Умова міцності гільзи виконується (sigma_ekv <= [sigma]).\n")
else:
    print(" - УВАГА: Напруження перевищують допустимі!\n")

print("--- ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЛОКАЛЬНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ КАЛАНДРА ---")

# Теплові параметри (Розділ 5.5)
Q_sum = 415.0 # Сумарне тепловиділення в системі, Вт
A_cool = 0.65 # Площа поверхні охолодження бака та труб, м^2
K_t = 22.0 # Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2*К)
T_ambient = 20.0 # Температура повітря в цеху, °C

# Ітераційне визначення усталеної температури оливи
T_ust = T_ambient + (Q_sum / (K_t * A_cool))

```

```
print(f"Результати теплового балансу:")  
  
print(f" - Площа тепловіддачі системи: {A_cool} м^2")  
  
print(f" - Коефіцієнт тепловіддачі: {K_t} Вт/(м^2*К)")  
  
print(f" - УСТАЛЕНА ТЕМПЕРАТУРА ОЛИВИ В СИСТЕМІ (Т_уст): {T_ust:.1f} °C")  
  
print(" - ВИСНОВОК: Температурний режим стабільний, додаткове охолодження не потрібне.")  
  
if __name__ == "__main__":  
    calculate_calender_parameters()
```