

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання  
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ВАНСЄВ  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»  
на тему: «Розроблення струминно-реактивного турбопривода для кульового крану»

Здобувач групи ХК.мз-21с

**Сорочак Олександр Сергійович**

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

\_\_\_\_\_ Сорочак Олександр  
(підпис)

Керівник

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

(підпис)

Суми 2023

## ЗМІСТ

	<b>С.</b>
1. Вступ.....	3
2. Приводи шарових кранів .....	7
2.1 Конструкція струминно-реактивної турбіни.....	7
2.3 Можливі області застосування струминно-реактивних турбін .....	11
2.4 Вибір вихідних даних для розрахунку струминно-реактивної турбіни.....	12
2.5 Кінематичне співвідношення в приводі СРТ .....	14
3. Міцнісний розрахунок .....	45
4. Охорона праці .....	51
Список використаних джерел .....	63

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Сорочак</i>			Розроблення струминно-реактивного турбопривода для кульового крану	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>Мелейчук</i>				2		
Н. контр.						ХК.мз-21с		
Затв.		<i>Ванесєв</i>						

## 1. Вступ

Питання енергозбереження і розумного використання енергетичного потенціалу нашої планети завжди був актуальним і першочерговим. Однак зараз, у зв'язку з тим, що багато країн знаходяться на межі енергетичної кризи, ця проблема відчувається особливо гостро. І Україна не є винятком. Одним з визначальних шляхів вирішення цієї проблеми є використання (утилізація) вторинних енергоресурсів. В даний час величезна кількість ексергії стиснутих газів і парів безповоротно втрачається на редукторах і регуляторах тиску газорозподільних станцій (ГРС) і газорозподільних пунктів. Кількість ГРС України в середині 90-х років 20 століття становила близько 1100, втрати енергії на яких становили більше 3-108 кВт-год/рік. У 2006 році кількість ГРС України вже становила понад 1500, а потенціал енергії надлишкового тиску природного газу оцінювався в 2,3-109 кВт-год/рік. [1-3]

Світовий досвід показує, що цю енергію можливо і необхідно утилізувати, і для вирішення завдання в найбільш розвинених країнах приймаються відповідні закони і здійснюється фінансування розробок по створенню утилізуючих систем.

Іншим не менш актуальним завданням сучасної газотранспортної галузі є завдання створення пневматичного (газового), ефективного, надійного та зручного в експлуатації приводу для безпечного функціонування магістральних газопроводів.

Відповідно до останніх вимог НАК «Нафтогаз України» приводи кульових кранів, що встановлюються на компресорних станціях і на лінійній частині магістральних газопроводів, повинні використовувати в якості робочого тіла непідготовлений (брати безпосередньо з труби) природний газ і забезпечувати управління краном при тиску газу на вході в привід: для PN63 - 1,5 МПа; PN80 і PN100 - 2,5 МПа; PN160 - 3,5 МПа; PN250 - 4,5 МПа; PN420 - 8,0 МПа й так далі. При цьому температура газу на вході в привід може змінюватися в межах від  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ . [1-3]

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Такі складні вимоги практично повністю виключили можливість використання для кранів з  $DN > 300$  мм чисто пневматичних (газових) приводів об'ємного принципу дії (поршневих, шестеренних, ротаційно-пластинчастих та ін.)

Для вирішення цих завдань (створення безпечних пневмоприводів арматури та утилізації потенційної енергії тиску стиснутих газів і парів) можуть використовуватися агрегати на базі струменево-реактивної розширювальної машини (СРРМ). Для розглянутих областей застосування ці машини мають ряд безсумнівних переваг перед класичними (осьовими і доцентровими).

Приводи СРРМ в порівнянні з пневмогідроприводами мають менше масу і габарити, знижені вимоги до якості газу, можливість роботи в широкому діапазоні зміни параметрів робочого тіла на вході, що обумовлено можливостями струменево-реактивної турбіни (СРТ). [1-3]

За способом перетворення енергії стисненого повітря пневмодвигуни діляться на:

- об'ємні, коли енергія стисненого повітря перетворюється в механічну роботу шляхом збільшення об'єму робочої камери (поршневі, шестеренні, ротаційні, лопатеві, гвинтові, крокові);

- турбінні, що перетворюють енергію стисненого повітря в кінетичну енергію потоку і останню - в механічну роботу (пневмодвигуни з осьовою, доцентровою, струменево-реактивною, вихровою турбіною);

- реактивні (ракетні), що перетворюють потенційну енергію стисненого повітря в механічну роботу шляхом створення реактивної тяги (реактивні двигуни поступального руху).

Залежно від виду руху вихідної ланки пневмодвигуна їх можна розділити на двигуни з:

- прямолінійним рухом вихідної ланки (мембранні виконавчі механізми, пневмоциліндри);

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

- поворотним рухом вихідної ланки (поршневі та шиберні (лопатеві) поворотні пневмодвигуни);

- багатооборотним обертальним рухом вихідної ланки (поршневі пневмодвигуни обертальної дії, шестеренні, пластинчасті, турбінні, гвинтові, вихрові, струменево-реактивні пневмомотори). [4]

Серед поршневих пневмодвигунів можна виділити пневмодвигуни з прямолінійним рухом вихідної ланки, поворотні і обертальної дії. Поршневі пневмодвигуни мають відносно високий ККД, але низьку надійність і нестабільність характеристик внаслідок швидкого зносу циліндропоршневої і золотникової (при наявності) груп, мають великі габарити і вагу, підвищені вимоги до очищення і осушування робочого тіла. При примерзанні і заклинюванні рухомих частин поршневих пневмодвигунів можуть створюватися аварійні ситуації. За даними серійно випускається поршневий пневмодвигун має термін служби золотника, поршневого і мастилоз'ємних поршневих кілець - 380 годин.

Шестеренні пневмодвигуни прості по конструкції, легко переносять перевантаження, надійніше, ніж поршневі пневмодвигуни внаслідок меншої кількості деталей, більш довговічні, так як їх довговічність визначається тими ж умовами, що і довговічність звичайних зубчастих передач, але вони мають підвищену питому витрату робочого тіла, великий шум при роботі, велику масу і габарити.

Ротаційні (ротаційно-пластинчасті) пневмодвигуни широко поширені в промисловості, мають невелику масу і габарити, компактні, але одночасно вони мають порівняно низький ККД через витоки і підвищеного тертя лопаток об поверхню розточування корпусу, низьку надійність у зв'язку зі швидким зносом лопаток, обмежена швидкість ковзання торцевих поверхонь лопаток по циліндричній поверхні корпусу обумовлює необхідність застосування регулятора швидкості обертання ротора (зазвичай - це відцентровий регулятор).

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Турбінні пневмодвигуни в порівнянні з двигунами об'ємного типу мають єдину рухому частину - робоче колесо, що здійснює простий обертальний рух (у разі застосування передавального механізму обертальний рух здійснюють також деталі цього механізму), тому їх надійність і довговічність визначаються, практично, надійністю і довговічністю підшипникових двигунів вузлів. Наслідком - відсутність зносу деталей проточної частини турбінних пневмодвигунів, крім підвищеної надійності, є стабільність вихідних. Основним недоліком турбінних пневмодвигунів є високооборотність.

Кроковий пневмодвигун являє собою пневмодвигун об'ємного типу з обертальним рухом вихідної ланки. Конструктивно - це пневмоциліндр з пневматичним гальмуванням в кінці ходу поршня з за допомогою золотникового пристрою і пристрій перетворення поступального руху поршня в обертальний рух вихідної ланки. Цей пневмодвигун вигідно використовувати в якості приводу пристроїв, що вимагають великих моментів при експлуатації цих пристроїв у складних кліматичних умовах, коли при застосуванні звичайних поршневих пневмодвигунів потрібні великі діаметри поршнів і, отже, великі зусилля на них, що, у разі заклинювання поршнів, може призводити аварійні ситуації.

До недоліків цього пневмодвигуна слід віднести підвищену складність перетворення поступального руху поршня в обертальний рух вихідної ланки. У відомому кроковому пневмодвигуні для цього використовується храповий механізм, але ударне циклічне навантаження зубів храповика знижує термін служби і надійність крокового пневмодвигуна і пневмоагрегата в цілому. [1-4]

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

## 2. Приводи шарових кранів

### 2.1 Конструкція струминно-реактивної турбіни

В даний час в якості приводів кульових кранів, встановлених на магістральних газопроводах, газорозподільних і компресорних станціях, застосовують в основному ручні, електричні і поршневі приводи об'ємного принципу дії (пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні і останнім часом - електрогідравлічні). Значно рідше для цих цілей використовується турбінний пневмопривід.

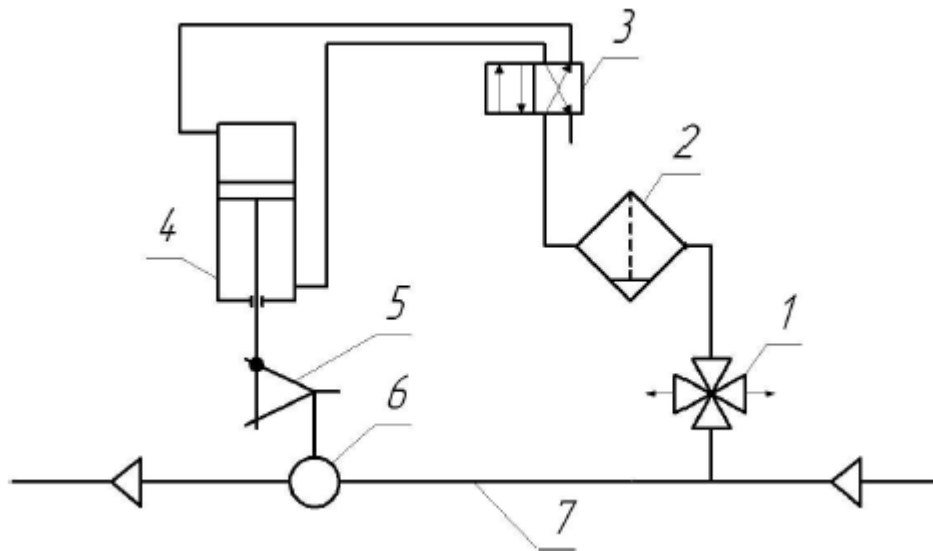


Рисунок 2.1 - Принципова схема пневмоприводу кульового крана:

1 - селективний клапан; 2 - вологовідділювач; 3 - блок управління приводом; 4 - пневмоциліндр; 5 - кулісний механізм; 6 - кран кульовий; 7 - газопровід

Конструктивно струминно-реактивна турбіна нескладна (рис. 2.2, 2.3). Вона містить ротор "складається з порожнистого валу і робочого колеса" виконаного у вигляді однієї, двох або більше радіальних соплових трубок консольно закріплених (приварених) на валу, на вільному кінці яких є тангенціально спрямовані тягові сопла. Порожнини валу і соплових трубок

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		7

з'єднані і утворюють безперервний газувий тракт від торцевого входу в осьовий канал (порожнину) валу до тягових сопел. Робоче колесо може бути виконано також у вигляді порожнистого диска - барабана з соплами на периферії.

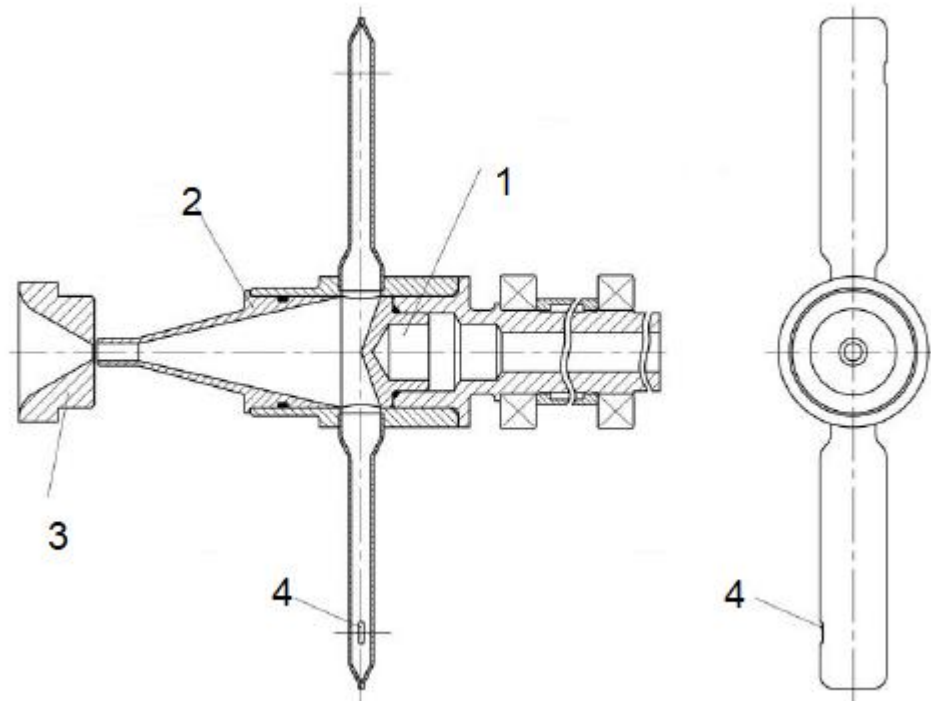


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема нереверсивної (1 – ротор, 2 – вхідний дифузор, 3 – підвідне сопло, 4 – щілинне тягове сопло).

Принцип дії СРТ полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого газу в кінетичну енергію надзвукового струменя, що витікає з тягового сопла. В результаті утворюється реактивна сила тяги на тяговому соплі і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні валу здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність турбіни в цілому зростає зі зростанням тиску і температури газу перед тяговим соплом.



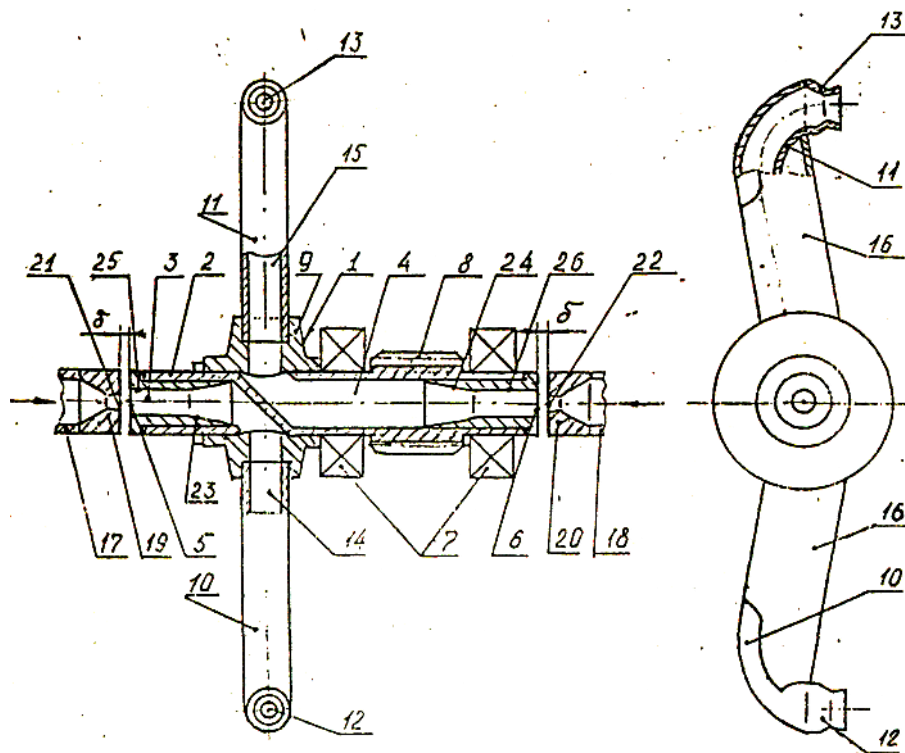


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної турбіни.

СРТ містить ротор 1, виконаний у вигляді валу 2 з двома не контактуючими один з одним каналами 3 і 4, з перпендикулярними входами 5 і 6 з кожного боку валу 2. Вал встановлений в підшипниках 7 і має привідну шестерню 8. Робоче колесо СРТ представляє з себе втулку 9 з двома радіальними протилежно розташованими отворами, в яких міцно закріплені вигнуті канали-плечі 10 і 11 з тяговими реактивними надзвуковими соплами Лаваля 12 і 13 відповідно на їх кінцях. Канали-плечі вигнуті таким чином, що з метою можливості реверсування СРТ тягові сопла орієнтовані в одну сторону і їх осі перпендикулярні осі валу. Тягові сопла 12 і 13 за допомогою відповідних порожнин 14 і 15 в трубках-консолях і відповідних осьових каналів 3 і 4 повідомлені з торцевими входами 5 і 6 з утворенням двох безперервних газових трактів (ГТ).

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМз 03.00.00.00 ПЗ

Для зменшення аеродинамічного опору і підвищення жорсткості трубки-плечі 10 і 11 закриті привареними до них одтічниками 15 і 16. Перед торцевими входами 5 і 6 з кожного боку валу і співвісно йому встановлені двопозиційні регулятори (на малюнку не показані) з регульованими поживними соплами 19 і 20 для підведення робочого тіла (РТ) в ГТ турбіни. Між зрізом поживних сопел і торцями валу утворені осьові зазори з метою виключення можливості контакту при обертанні валу. У вхідних ділянках ГТ встановлені дифузори елементи (дифузори) 24 і 25 відповідно у вигляді втулок з вхідною циліндричною ділянкою, площа перерізу якого менше площі перерізу основного каналу ГТ і, далі, з розширюються дозвучковим дифузорним переходом до основного каналу ГТ. [1-3]

Принцип дії СРТ полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого газу в кінетичну енергію понад звуковий струмінь, що витікає з тягового сопла (ТЗ). В результаті утворюється реактивна сила тяги на ТЗ і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні вала здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії РТ в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність (ККД) турбіни в цілому зростають із зростанням тиску РТ перед ТЗ. У зв'язку з цим підвід РТ до ТЗ повинен здійснюватися з найменшими втратами енергії (повного тиску) РТ. Підвід РТ до ТЗ в роторі турбіни здійснюється за допомогою відповідного ГТ.

Конструктивні параметри (геометричні розміри і співвідношення) елементів ГТ обрані з урахуванням мінімізації втрат енергії РТ по ГТ. Підвід РТ в ГТ обертового ротора здійснюється за допомогою безконтактних підвідних пристроїв, що реалізують принцип газодинамічного надзвучкового замикання вхідної зони каналу ГТ. Підвідні пристрої складаються з живильних надзвучкових сопел (ПС) 21 і 22, встановлених з осьовим зазором перед торцевими входами в канал ГТ (статорна частина), і втулок-дифузорів 23 і 24 (роторна частина).

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Живильні сопла виконані недорозширеними і мають діаметр зрізу менше діаметра вхідної циліндричної частини втулок дифузорів. У живильному соплі потік РТ розганяється до надзвукової швидкості, і розширюється струмінь проходить осьовий зазор і входить в циліндричний канал втулки-дифузора, замикаючи собою ГТ, так як слабкі збурення не можуть рухатися проти надзвукового потоку. Співвідношення критичних перерізів живильного і тягового сопел обрані таким чином, щоб виникнення стрибка ущільнення і перехід потоку на дозвукову швидкість відбувалося у вхідній циліндричній частині втулки-дифузора, що забезпечує мінімум втрат енергії по ГТ. Далі дозвуковий потік гальмується в розширенні дифузора і рухається по основному каналу ГТ з невеликою швидкістю до ТЗ. При цьому застосування втулок-дифузорів на вході в ГТ забезпечує зменшення надзвукової швидкості струменя перед стрибком ущільнень, в результаті зменшується інтенсивність стрибка і відповідно втрати енергії на ньому. [1-3]

### 2.3 **Можливі області застосування струминно-реактивних турбін**

Конструктивне виконання СРТ з підводом робочого тіла в канал обертового валу за допомогою безконтактного газодинамічного ущільнення на принципі замикання каналу газового тракту надзвуковим струменем відкриває широкі можливості застосування СРРМ в різних областях. Це обумовлено тим, що безконтактний підвід робочого тіла забезпечує можливість роботи турбіни на високих частотах обертання, тобто в зоні максимального ККД.

З урахуванням розглянутих факторів визначаються можливі області застосування СРРМ, які характеризуються такими критеріями як [80]:

- наявність робочого тіла з досить високим значенням ентальпії, при цьому межу мінімальних значень тиску робочого тіла слід приймати, виходячи з величини надкритичного відношення тисків;

- необхідність роботи в екстремальних умовах, тобто на забрудненому та/або вологому робочому тілі при низьких температурах. У деяких випадках наявність цієї вимоги є визначальною;

- у випадках, коли простота конструкції і технології виготовлення СРРМ переважають над вимогами досягнення максимально можливого значення ККД;

- забезпечення підвищених вимог динаміки (у слідкуючих системах, при позиційному зупині з малим вибігом тощо).

Найбільшою мірою відповідають розглянутим критеріям області газові і нафтові промисловостях (створення пневмоприводів арматури в системах видобутку, транспорту та розподіл природного газу, на компресорних станціях газліфту, саїклінгпроцесу та ін.). Також є доцільним створення аварійних турбогенераторів з СРРМ, що працюють від стисненого повітря, що відбирається від компресора газотурбінного приводу ГПА з тиском понад 1 МПа, або від природного газу, що відбирається з виходу відцентрового нагнітача з тиском 5,6-7,6 МПа.

На основі СРРМ можуть бути створені турбокомпресорні агрегати для систем підготовки імпульсного повітря на газокомпресорних станціях. При цьому як робочого тіла для СРРМ може бути використано повітря від компресорів газотурбінних приводів ГПА або магістральний природний газ.  
[4]

#### **2.4 Вибір вихідних даних для розрахунку струминно-реактивної турбіни**

Існують вихідні дані для проектування ряду турбінних пневмоприводів представлені в табл. 2.1.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для проектування ряду пневмоприводів шарових кранів

Найменування крану	Крут. момент на крані, Н*м		Час упр. краном (не більше)		Час упр. краном (прийнято)	
	$\Delta P=2$ , МПа	$\Delta P=10$ , МПа	$\Delta P=10$ , МПа	$\Delta P=2$ , МПа	$\Delta P=10$ , МПа	$\Delta P=2$ , МПа
DN 200 PN100		5000	4		3.5	
DN300 PN100		8000	6		4	
DN400 PN100		17000	8		7.5	
<b>DN500 PN100</b>	<b>7000</b>	<b>28000</b>	<b>10</b>	<b>30</b>	<b>7.5</b>	<b>28</b>
DN700 PN100	11000	50000	14	42	9	35
DN1000 PN100	35000	160000	20	60	15	50
DN1200 PN100	65000	250000	24	72	20	70
DN1400 PN100	88000	400000	28	84	27	80

В подальшому досліджується і проектується струминно-реактивна турбіна для приводу шарового крану **DN500 PN100**

## 2.5 Кінематичне співвідношення в приводі СРТ

Основні вихідні дані:

Обертний момент на валу куліси при  $\Delta P = 2$  МПа - 7000 Н·м.

Обертний момент на валу куліси при  $\Delta P = 10$  МПа - 28000 Н·м.

Розрахунок кінематичного привода зводиться до виявлення силових параметрів для наступних елементів привода:

- важіль;
- з'єднання гвинт-гайка;
- зубчасті передачі.

Номінальне навантаження між важелем та повзунком

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \cos \alpha}{L} = \frac{7000 \cdot \cos 45}{0,38} = 13025,6 \text{ Н}$$

де

$L$  - відстань між віссю гвинта та віссю шпинделя, м  $L = 0,380$  ;

$\alpha$  - кут повороту важеля, град

$$\alpha = 45.$$

Осьове навантаження на гвинт

$$Q = N \cdot \cos \alpha = 13025,6 \cdot \cos 45 = 9210,5 \text{ Н}$$

Рухомий момент, необхідний створення зусиль

$$M_{г-г} = Q \cdot \frac{D_{сп}}{2} \cdot \frac{\alpha_{рад}}{1000} = 9210,5 \cdot \frac{40}{2} \cdot \frac{0,2754}{1000} = 50,7 \text{ Н·м}$$

де

$D_{сп}$  - середній діаметр різьблення гвинта

$$, D_{сп} = 40 \text{ мм}$$

$\alpha_{рад}$  - кут різьблення, рад

$$\alpha_{рад} = 0,2754 \text{ [1] с.593 табл. 123}$$

$P_h$  - хід різьби, м  $P_h = Z \cdot S = 2 \cdot 0,008 = 0,016$ ,

					КМз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		14

зде  $Z$  – число заходів трапецеїдальної різьби

$$Z = 2,$$

$S$  – шаг трапецеїдального різьблення,

$$S = 0,008, \text{ м}$$

**Крутний момент на 2-му проміжному валу циліндричної передачі 3-го ступеня редуктора**

$$M_{у,н11cm} = \frac{M_{e-z}}{U} \cdot \eta_{у,н} \cdot \eta_{подш} = \frac{50,7}{3,62} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Де  $U$  – передавальне число циліндричної передачі,  $U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{76}{21} = 3,62$ ;

$\eta_{у,н}$  – к.п.д. циліндричної передачі,  $\eta = 0,97$ ;

$\eta_{подш}$  – к.п.д. однієї пари підшипників кочення,  $\eta_{подш} = 0,99$ .

**Крутний момент на 1-му проміжному валу циліндричної передачі 2-го ступеня редуктора**

$$M_{у,н1cm} = \frac{M_{у,н11cm}}{U} \cdot \eta_{у,н} \cdot \eta_{подш} = \frac{13,5}{6,27} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $U$  – передавальне число циліндричної передачі

$$, U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{94}{15} = 6,27.$$

**Крутний момент на вхідному валу при тиску 2 МПа**

$$M_{ex} = \frac{M_{у,н1cm}}{U} \cdot \eta_{у,н} \cdot \eta_{подш} = \frac{2,1}{5,89} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,34 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $U$  – передавальне число передачі

$$, U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{112}{19} = 5,89$$

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		15

Результати розрахунку при повному перепаді (  $\Delta P = 10$  МПа) представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 –результати розрахунку при (  $\Delta P = 10$  МПа)

Найменування параметра	Значення
Номінальне навантаження між важелем та повзуном $N$ , Н	13025,6
Осьове навантаження на гвинт $Q$ , Н	9210,5
Рухомий момент $M_{e-2}$ , Н·м	50,7
Крутний момент на 2-му проміжному валі $M_{ц.п11cm}$ , Н·м	13,5
Крутний момент на 1-му проміжному валі $M_{ц.п1cm}$ , Н·м	2,1
Крутний момент на вхідному валі $M_{ex}$ , Н·м	0,34

Момент на валу ручного дублера

$$M_{PD} = Q \cdot \frac{d_{штурвала}}{2} = 150 \cdot \frac{600}{2} = 450 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

зде  $Q$  – зусилля на рукоятці, Н  $Q = 150$  Н,

$d_{штурвала}$  – діаметр штурвала, м  $d_{штурвала} = 0,6$ .



## 2.6 Газодинамічні розрахунки СРТ

Робоче середовище – природний газ

Вихідні дані для розрахунку представлено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані

Найменування параметра	Значення
Показник адіабати	$k = 1,312;$
Повний тиск, МПа	$P_n^* = 2$
Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_{окр.сп} = 0,1;$
Температура гальмування газового потоку перед живильним соплом,	$T_n^* = 288$
Діаметр критичного перерізу підводного сопла СРТ, мм	$d_{кр.п} = 4,0$
Діаметр на вході в дифузор СРТ, мм	$D_{wh} = 5,0$
Діаметр робочого колеса СРТ, мм	$D_2 = 200,0$
Діаметр на вході в робоче колесо, мм	$D_1 = 10,0$
Витрата газу через живильне сопло, кг/с	$G_n = 0,04$

### Розрахункові формули та алгоритм розрахунку

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\Pi_m = \frac{P_n^*}{P_{окр.сп.}} = \frac{2}{0.1} = 20 .$$

Ізоентропна робота розширення 1 кг газу в СРТ

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_n^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{\text{окр.ср.}}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1.312}{1.312-1} \cdot 507 \cdot 288 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0.1}{2} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right] = 312900 \text{ Дж} .$$

Швидкість потоку, що відповідає ізоентропній роботі розширення

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 312900} = 791 \text{ м/с} .$$

З витрат газу через живильне сопло знайдемо потужність на валу турбіни

$$G_n = \frac{N_m}{h_s \cdot \eta_m} \text{ звідки } N_m = G_n \cdot h_s \cdot \eta_m = 0.04 \cdot 0.2 \cdot 312900 = 2500 \text{ Вт} = 2,5 \text{ кВт}$$

де  $\eta_m = 0,2$  - вихідний (ефективний) ККД турбіни при частоті обертання вхідного валу  $n_m = 18000$  об/мин.

Площа  $f_{\text{кр.н}}$  і діаметр  $d_{\text{кр.н}}$  критичного перерізу живильного сопла

$$f_{\text{кр.н}} = \frac{G_n \cdot \sqrt{R \cdot T_n^*}}{P_n^* \cdot m} ,$$

Де  $m$  - постійна, яка залежить від показника ізоентропи,

$$m = \sqrt{k \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k+1}}} = \sqrt{1.312 \cdot \left( \frac{2}{1.312+1} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312+1}}} = 0.67 ,$$

$$f_{\text{кр.н}} = \frac{0.04 \cdot \sqrt{507 \cdot 288}}{2 \cdot 10^6 \cdot 0.67} = 11.4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 ,$$

$$d_{\text{кр.н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кр.н}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

					КМз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

Задаємося зовнішнім діаметром ротора

$$D=0.2 \text{ м.}$$

Площа  $f_{кр.м}$  і діаметр  $d_{кр.м}$  критичного перерізу тягового сопла

:

$$f_{кр.м} = f_{кр.м}^- \cdot f_{кр.п},$$

Де  $f_{кр.м}^- = 1.2-2$  відношення площ критичних перерізів тягового та поживного сопел. Приймаємо  $f_{кр.м}^- = 1.5$ .

$$f_{кр.м} = 1.5 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6} = 17.1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$d_{кр.м} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр.м}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17.1 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 4.67 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла у відносному русі  $\lambda_{всп.м}$  визначається з виразу:

$$\frac{P_{сп.м}}{P_{всп.м}^*} = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{всп.м}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

Де  $P_{сп.м}$  - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

$P_{всп.м}^*$  - повний тиск на зрізі тягового сопла для відносного руху.

Величина  $P_{сп.м}$  визначається за формулою

$$P_{сп.м} = S \cdot P_{окр.сп} = 1 \cdot 0.1 = 0.1 \text{ МПа.}$$

Де  $S$  - газодинамічний ступінь нерозрахунків для розрахункового режиму  $S=1$ .

					КМз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Величина  $P_{Wcp.m}^*$  визначається з рівняння нерозривності щодо.

$$P_{Wcp.m}^* \approx P_{Wkp.m}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot T_{Wkp.m}^*}}{f_{kp.m} \cdot m} = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot T_{Wcp.m}^*}}{f_{kp.m} \cdot m},$$

Де  $P_{Wkp.m}^*$  - повний тиск у критичному перерізі тягового сопла для відносного руху;

$T_{Wkp.m}^*$ ,  $T_{Wcp.m}^*$  - температура гальмування у відносному русі (у критичному перерізі та на зрізі тягового сопла);

$G_m$  - витрата газу через тягове сопло

$$G_m = G_n \cdot (1 - \alpha_{ym}) = 0.04 \cdot (1 - 0.2) = 0.032 \text{ кг/с},$$

Де  $\alpha_{ym}$  - коефіцієнт витоків, визначається експериментально, залежить в основному від величини

$f_{kp.m}^-$ , причому чим більше

$f_{kp.m}^-$  тим менше

$\alpha_{ym}$ .

Значення  $\alpha_{ym}$  змінюється від 0.1 до 0.25.

$\alpha_{ym} = 0.2$ .

Після перетворень отримаємо

$$\lambda_{Wcp.m} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{f_{kp.m}^-}{\pi_m \cdot (1 - \alpha_{ym})} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{1.312+1}{1.312-1} \left[ 1 - \left( \frac{1.5}{20 \cdot (1-0.2)} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right]} = 1.8.$$

Площа

					КМЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		20

$f_{cp.m}$  і діаметр зрізу тягового сопла визначаються з рівняння нерозривності:

$$\frac{f_{кр.m} \cdot m \cdot P_{Wкр.m}^*}{\sqrt{R \cdot T_{Wкр.m}}} = \frac{f_{cp.m} \cdot m \cdot P_{Wcp.m}^* \cdot q \cdot (\lambda_{Wcp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{Wcp.m}^*}}$$

Або при прийнятих припущеннях

$$f_{cp.m} = \frac{f_{кр.m}}{q \cdot (\lambda_{Wcp.m})} = \frac{17.1 \cdot 10^{-6}}{0.45} = 3.8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Де  $q(\lambda_{Wcp.m})$  - газодинамічна функція визначається за формулою

$$q(\lambda_{Wcp.m}) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{Wcp.m} \cdot \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{Wcp.m}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$q(\lambda_{Wcp.m}) = \left( \frac{1.312+1}{2} \right)^{\frac{1}{1.312-1}} \cdot 1.8 \cdot \left( 1 - \frac{1.312-1}{1.312+1} \cdot 1.8^2 \right)^{\frac{1}{1.312-1}} = 0.45$$

Діаметр тягового сопла визначається за формулою

$$d_{cp.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{cp.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.8 \cdot 10^{-5}}{3.14}} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа  $f_{z.m}$  и діаметр  $d_{z.m}$  газового тракта:

$$d_{z.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{z.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.48 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.014 \text{ м}$$

$$f_{z.m} = \frac{f_{z.m}}{f_{кр.n}} = \bar{f}_{z.m} \cdot f_{кр.n}$$

Де  $\bar{f}_{z.m}$  - відношення площ перерізу газового тракту та критичного перерізу живильного сопла,

$$\bar{f}_{z.m} = 12-14. \text{ Приймаємо}$$

$$\bar{f}_{z.m} = 13.$$

$$f_{z.m} = 13 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6} = 1.48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$d_{z.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{z.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.48 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.014 \text{ м}$$

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		21

Геометричні розміри втулки дифузора:

- 1) діаметр циліндричної частини втулки дифузора вибирається, виходячи з конструктивних міркувань та технологічних можливостей забезпечення співвідношення між вихідним перерізом живильного сопла та вихідним перерізом втулки-дифузора; чим менша різниця між діаметром зрізу

$d_{ср.н}$  живильного сопла і діаметром циліндричної частини втулки дифузора тим менше втрати енергії в стрибку ущільнень у втулці-дифузори; з експериментальних досліджень

$$d_1 = d_{кр.н} + (1 \div 2) = 4 + (1 \div 2) = 4 \div 8 \text{ мм. Приймаємо } d_1 = 5 \text{ мм.}$$

- 2) довжина циліндричної частини втулки-дифузора

$$d_{вых.диф} = d_{з.т} - (0.5 \div 1) = 14 - (0.5 \div 1) = 13.5 \div 13 \text{ л} = (4 \div 8) d_1 = (4 \div 8) 5 = 20 \div 40 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $l = 30 \text{ мм.}$

Величина може бути зменшена з конструктивних міркувань;

- в) вихідний діаметр втулки-дифузора

$$d_{вых.диф} = d_{з.т} - (0.5 \div 1) = 14 - (0.5 \div 1) = 13.5 \div 13 \text{ мм. Приймаємо } d_{вых.диф} = 13 \text{ мм.}$$

Пусковий момент на валу СРТ

$$M_{пуск} = P_{n=0} \cdot \frac{D}{2} ,$$

где  $P_{n=0}$  - величина тяги у пусковому режимі.

Величина  $P_{n=0}$  визначається за формулою:

$$P_{n=0} = (C_{ср.м})_{n=0} \cdot G_m + f_{ср.м} \cdot P_{окр.ср} \cdot (S_{n=0} - 1),$$

Де  $(C_{cp.m})_{n=0}$  - швидкість газового потоку на зрізі тягового сопла у пусковому режимі;

$S_{n=0}$  - газодинамічний ступінь у пусковому режимі; можна приймати  $S_{n=0} = 1$ .

Величина  $(C_{cp.m})_{n=0} = 1.8 \cdot 407 = 732.6$  визначається за формулою

$$(C_{cp.m})_{n=0} = (\lambda_{cp.m})_{n=0} \cdot (a_{кр.ср.м})_{n=0} ,$$

зде  $(\lambda_{cp.m})_{n=0}$  - безрозмірна швидкість на зрізі пускового сопла у пусковому режимі.

$$(\lambda_{cp.m})_{n=0} = \lambda_{Wcp.m} ;$$

$(a_{кр.ср.м})_{n=0}$  - критична швидкість потоку на зрізі тягового сопла.

Величина  $(a_{кр.ср.м})_{n=0}$  визначається за формулою

$$(a_{кр.ср.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.312}{1.312+1} \cdot 507 \cdot 288} = 407 \text{ м/с.}$$

$$(C_{cp.m})_{n=0} = 1.8 \cdot 407 = 732.6 \text{ м/с,}$$

$$P_{n=0} = 732.6 \cdot 0.032 + 3.8 \cdot 10^{-5} \cdot 0.1(1-1) = 23.44 \text{ Н}$$

$$M_{пуск} = 23.44 \cdot \frac{0.2}{2} = 2.344 \text{ Н м .}$$

Тиск газу на вході СРТ може становити

$P_{n,раб.}^* = 4 \text{ МПа}$  , тоді витрата газу буде

$$G_{10} = \frac{P_n^* \cdot m \cdot f_{кр.n}}{\sqrt{R \cdot T_n^*}} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0.67 \cdot 11,4 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{507 \cdot 288}} = 0,08 \text{ кг/с}$$

Ізоентропна робота розширення

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_n^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{окр.сп.}}{P_{н\text{ раб}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1.312}{1.312-1} \cdot 507 \cdot 288 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0.1}{4} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right] = 358627 \text{ Дж}$$

Потужність на валі турбіни

$$N_m = G_n \cdot h_s \cdot \eta_m = 0,08 \cdot 358627 \cdot 0,279 = 8004 \text{ Вт} \approx 8 \text{ кВт}$$

де  $\eta_m = 0,279$  - ККД на критичному режимі роботи СРТ

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		24



## 2.7 Розрахунок редуктора

Вихідні дані для розрахунку представлено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Вихідні дані

Назва	Параметр
Крутний момент на вхідному валі	$T_{вх}=2.344 \text{ Н}\cdot\text{м};$
Потужність на вхідному валі	$N_{вх}=8 \text{ кВт};$
Передавальне число	
Перша ступінь	$U_1 = 5,89;$
Друга ступінь	$U_2 = 6,27;$
Третя ступінь	$U_3 = 3,62.$
Синхронна частота обертання вхідного валу редуктора	$n_{вх} = 18000 \text{ об/мин}$

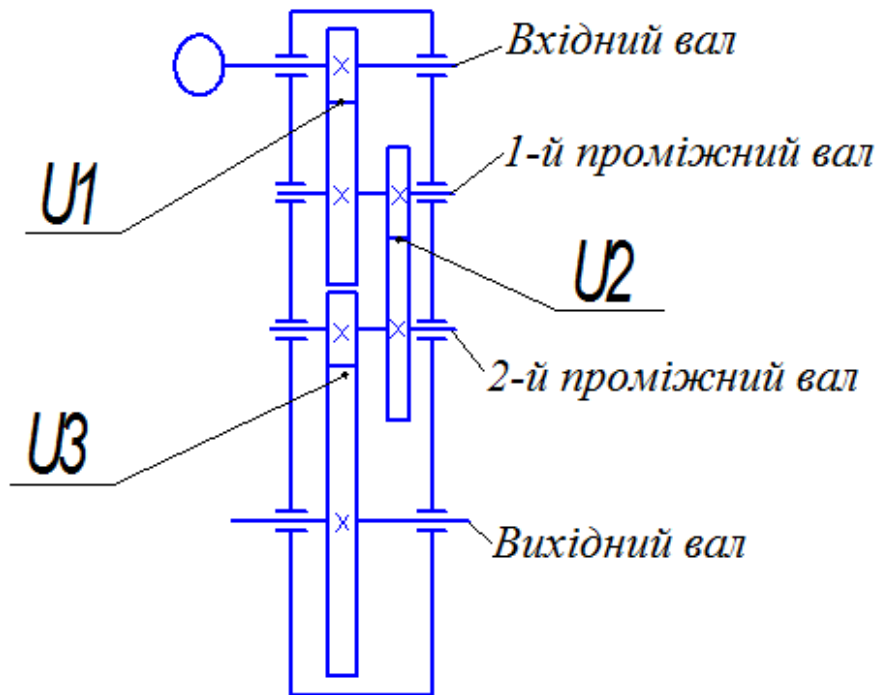


Рисунок 2.4 – кинематическая схема редуктора

### 2.7.1 Кінематичний розрахунок редуктора

Потужність на 1 проміжному валу:

$$N_{np1} = N_{ex} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{пн} = 8 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,68 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{пер} = 0,97 - 0,98$  ККД передачі із зубчастими циліндричними колесами  
 $\eta_{пн} = 0,99$  ККД підшипникової пари (качєння) на валу редуктора.

Крутний момент на 2 проміжному валу:

$$T_{np1} = \frac{9555 \cdot N_{np1} \cdot u_1}{n_{ex}} = \frac{9555 \cdot 7,68 \cdot 5,89}{18000} = 24 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Частота обертання 1 проміжного валу:

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$n_{np1} = \frac{n_{ex}}{u_1} = \frac{18000}{5,89} = 3056 \text{ об/мин}$$

Потужність на 2 проміжному валі:

$$N_{np2} = N_{np1} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мн} = 7,68 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,38 \text{ кВт}$$

Крутний момент на 2 проміжному валі:

$$T_{np2} = T_{np1} \cdot u_2 = 24 \cdot 6,27 = 151 \text{ Н·м}$$

Частота обертання 2 проміжного валу:

$$n_{np2} = \frac{n_{np1}}{u_2} = \frac{3056}{6,27} = 487,4 \text{ об/мин}$$

Потужність на вихідному валі:

$$N_{вых} = N_{np2} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мн} = 7,38 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,09 \text{ кВт}$$

Крутний момент на вихідному валі:

$$T_{вых} = T_{np2} \cdot u_3 = 151 \cdot 3,62 = 547 \text{ Н·м}$$

Частота обертання на вихідному валі:

$$n_{вых} = \frac{n_{np2}}{u_3} = \frac{487,4}{3,62} = 135 \text{ об/хв.}$$

## 2.7.2 Розрахунок зубчастих коліс редуктора

**Швидкохідна (вхідна) ступінь (рисунок 2.4)**

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО покращення НВ 235... 262. Шестерні

Сталь 38Х2МЮА, ТО вдосконалення, НВ 269 ... 302.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

Допустима контактна напруга:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{limb}} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа}$$

де  $\sigma_{H\text{limb}}$  - межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

$$\sigma_{H\text{limb}} = 2HB + 70,$$

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності,  $K_{HL} = 1$ ;

$[S_H]$  - коефіцієнт безпеки,  $[S_H] = 1,10$ ;

Розрахункова допустима контактна напруга:

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

де для шестерні  $[\sigma_{H1}] = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1}{1,1} = 555 \text{ МПа}$

для колеса  $[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 250 + 70) \cdot 1}{1,1} = 518 \text{ МПа}$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (555 + 518) = 483 \text{ МПа}$$

Необхідна умова  $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$  виконано,  $483 \leq 637$ .

Міжосьова відстань

$$a_w = K_a (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{np1} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1^2 \cdot \psi_{va}}},$$

де  $K_a = 43$ , для косозубих передач; [3], с.36

$u_1$  - передатне число шідлі

$$u_1 = 5,89;$$

$K_{H\beta}$  - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс щодо всіх підшипникових опор,  $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25$ . [3], табл. 3.1, с. 32.

$\psi_{va}$  - коефіцієнт ширини вінця,  $\psi_{va} = 0,25 \dots 0,4$ , [3], с.36

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		28

$$a_w = 43 \cdot (5,89 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{24 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{483^2 \cdot 5,89^2 \cdot 0,315}} = 67,4 \text{ мм}$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані

$$a_w = 68 \text{ мм, [3], с.36}$$

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною

рекомендацією:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 68 = 0,68 \dots 1,36 \text{ мм};$$

Приймаємо за ГОСТ 9563-60  $m_n = 1 \text{ мм}$  [3], с. 36.

Прийmemo попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів на колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_1 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 16}{(5,89 + 1) \cdot 1} = 19 \text{ тогдa } z_2 = z_1 \cdot u_1 = 19 \cdot 5,89 = 112.$$

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(19 + 112) \cdot 1}{2 \cdot 68} = 0,9632;$$

$$\beta = 15,58.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1}{0,9632} \cdot 19 = 19,72 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{1}{0,9632} \cdot 112 = 116,28 \text{ мм}.$$

$$\text{Провірка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{19,72 + 116,28}{2} = 68 \text{ мм};$$

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		29

діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 19,72 + 2 \cdot 1 = 21,72 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 116,28 + 2 \cdot 1 = 118,28 \text{ мм};$$

діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 19,72 - 2,5 \cdot 1 = 17,22 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 116,28 - 2,5 \cdot 1 = 113,78 \text{ мм}.$$

ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 68 = 21,42 \text{ мм};$$

ширина шестерні

$$b_1 = b_2 + 5 = 21,42 + 5 = 26,42 \text{ мм}.$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{26,42}{19,72} = 1,34.$$

Окружна швидкість коліс

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{1884 \cdot 19,72}{2 \cdot 10^3} = 18,58 \text{ м/с},$$

$$\text{зде } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{ex}}{30} = \frac{3,14 \cdot 18000}{30} = 1884 \text{ рад/с}.$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_1 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot T_{np1}}{b_2 \cdot u_1^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа}$$

де значення  $K_{H\beta}$  дані в [3], табл.3,5 с.39 при  $\psi_{bd} = 1,34$  твердості  $HВ \leq 350$   $K_{H\beta} = 1,07$ . По [3], табл.3,4 с.39 при  $v = 18,58$  м/с і 6-тій ступеня точності

$K_{H\alpha} = 1,05$ . По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при  $v < 20$  м/с  $K_{H\nu} = 1,05$ .

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		30

$$\sigma_H = \frac{270}{68} \cdot \sqrt{\frac{(5,89+1)^3 \cdot 1,05 \cdot 1,07 \cdot 1,05 \cdot 24 \cdot 10^3}{21,42 \cdot 5,89^2}} = 183 \text{ МПа} < 483 \text{ МПа.}$$

Сили, що діють у зачепленні:

– окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\text{вх}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,344 \cdot 10^3}{19,72} = 238 \text{ Н;}$$

– радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 238 \cdot \frac{\text{tg} 20}{\cos 15,58} = 90 \text{ Н;}$$

– осьова

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 238 \cdot \text{tg} 15,58 = 66 \text{ Н.}$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напругою вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

По [3], табл.3,7 с.43 при  $\psi_{bd} = 1,34$  твердості  $HВ \leq 350$   $K_{F\beta} = 1,35$ . По [3], табл.3,8 с.43  $K_{Fv} = 1,1$ .  $Y_F$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів  $z_v$  [3] (см.зл.III) с.27:

$$\text{у шестерні } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{0,9632^3} \approx 21,26;$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{112}{0,9632^3} \approx 125,33.$$

$$Y_{F1} = 4,1 \text{ и } Y_{F2} = 3,6 \text{ [3] с.42}$$

Допустима напруга за формулою

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		31

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}$$

По [З] для сталі при твердості  $HV \leq 350$   $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot HB$ .

Для шестерні  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486$  МПа;

Для колеса  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 250 = 450$  МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$  - коефіцієнт безпеки,

де  $[S_F]' = 1,75$  [З] табл.3,9  $[S_F]'' = 1$ .

Допустима напруга:

- для шестерні  $[\sigma_{F1}] = \frac{486}{1,75} = 278$  МПа;

- для колеса  $[\sigma_{F2}] = \frac{450}{1,75} = 257$  МПа.

Знаходимо відношення  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ :

- для шестерні  $\frac{287}{4,1} = 70$  МПа;

- для колеса  $\frac{257}{3,6} = 71,4$  МПа.

Подальший розрахунок слід вести для якого знайдене співвідношення менше.

Визначаємо коефіцієнти  $Y_\beta$  і  $K_{F\alpha}$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{15,58}{140} = 0,889;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		32



для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття

$\varepsilon_\alpha = 1,5$ ;  $n$  - ступінь точності  $n = 6$ .

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75.$$

Перевіряємо міцність зуба шестерні

$$\sigma_{F1} = \frac{238 \cdot 0,75 \cdot 1,35 \cdot 1,1 \cdot 0,889 \cdot 4,1}{26,42 \cdot 1} \approx 37 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа}.$$

Умову міцності виконано

### Проміжний ступінь

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО об'ємне загартування 45... 55. Шестерні Сталь 38Х2МЮА, ТО азотування, 56...63.

Допустима контактна напруга;

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа}$$

де  $\sigma_{Hlimb}$  - межа контактної витривалості при базовому числі циклів

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150,$$

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності,  $K_{HL} = 1$ ;

$[S_H]$  - коефіцієнт безпеки,  $[S_H] = 1,20$ ;

Розрахункова допустима контактна напруга;

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

$$\text{де для шестерні } [\sigma_{H1}] = \frac{(18HRC_1 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 60 + 150) \cdot 1}{1,2} = 1025 \text{ МПа}$$

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33

$$\text{для колеса } [\sigma_{H2}] = \frac{(18HRC_2 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 50 + 150) \cdot 1}{1.2} = 875 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1025 + 875) = 855 \text{ МПа}$$

Необхідна умова  $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$  виконано,  $855 \leq 1076$ .

Міжосьова відстань

$$a_w = K_a (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{np2} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2^2 \cdot \psi_{sa}}}$$

де  $K_a = 43$ , для косозубих передач; [3], с.36

$u_2$  - передатне число ступені

$$u_2 = 6,27;$$

$K_{H\beta}$  - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс

щодо всіх підшипникових опор,

$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25$ . [3], табл. 3.1, с. 32.

$\psi_{sa}$  - коефіцієнт ширини вінця,  $\psi_{sa} = 0,25 \dots 0,4$ , [3], с.36

$$a_w = 43 \cdot (6,27 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{151 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{851^2 \cdot 6,27^2 \cdot 0,315}} = 82,5 \text{ мм}$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані

$$a_w = 85,2 \text{ мм, [3], с.36}$$

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною

рекомендацією

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 85,2 = 0,852 \dots 1,704 \text{ мм};$$

Приймаємо за ГОСТ

9563-60  $m_n = 1,5$  мм [3], с. 36.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

Приймемо попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів та колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_2 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 85,2 \cdot \cos 16}{(6,27 + 1) \cdot 1,5} = 15 \quad \text{тогда} \quad z_2 = z_1 \cdot u_2 = 15 \cdot 6,27 = 94.$$

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(15 + 94) \cdot 1,5}{2 \cdot 85,2} = 0,9595;$$

$$\beta = 16,36.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1,5}{0,9595} \cdot 15 = 23,45 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{1,5}{0,9595} \cdot 94 = 146,95 \text{ мм}.$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{23,45 + 146,95}{2} = 85,2 \text{ мм};$$

діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 23,45 + 2 \cdot 1,5 = 26,45 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 146,95 + 2 \cdot 1,5 = 149,95 \text{ мм};$$

діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 23,45 - 2,5 \cdot 1,5 = 19,7 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 146,95 - 2,5 \cdot 1,5 = 143,2 \text{ мм}.$$

ширина колеса  $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 85,2 = 21,3 \text{ мм};$

ширина шестерні  $b_1 = b_2 + 5 = 21,3 + 5 = 26,3 \text{ мм}.$

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		35

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{26,3}{23,45} = 1,12.$$

Окружна швидкість коліс:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{320 \cdot 23,45}{2 \cdot 10^3} = 3,752 \text{ м/с},$$

$$\text{зде } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{np1}}{30} = \frac{3,14 \cdot 3056}{30} = 320 \text{ рад/с}.$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_2 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot T_{np2}}{b_2 \cdot u_2^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа}$$

де значення

$K_{H\beta}$  дані в [3], табл.3,5 с.39 при  $\psi_{bd} = 1,12$  твердості  $HV > 350$   $K_{H\beta} = 1,03$ . По [3], табл.3,4 с.39 при  $v = 3,752$  м/с и 6-ої степені точності  $K_{H\alpha} = 1,01$ . По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при  $v < 5$  м/с  $K_{Hv} = 1$ .

$$\sigma_H = \frac{270}{85,2} \cdot \sqrt{\frac{(6,27 + 1)^3 \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 1 \cdot 151 \cdot 10^3}{21,3 \cdot 6,27^2}} = 851 \text{ МПа} < 855 \text{ МПа}.$$

Сили, що діють у зачепленні:

– окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{np1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 10^3}{23,45} = 2047 \text{ Н};$$

– радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2047 \cdot \frac{\text{tg} 20}{\cos 16,36} = 776,5 \text{ Н};$$

– осьова

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 2047 \cdot \text{tg} 16,36 = 601 \text{ Н}.$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напругою вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

По [3], табл.3,7 с.43 при  $\psi_{bd} = 1,12$  твердості  $HV > 350$   $K_{F\beta} = 1,4$ . По [3], табл.3,8 с.43  $K_{Fv} = 1$ .  $Y_F$  - коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів  $z_v$  [3] (см.зл.ІІІ) с.27:

- у шестерні  $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{0,9595^3} \approx 17$  ;

- у колеса  $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{94}{0,9595^3} \approx 105$

$Y_{F1} = 4,28$  и  $Y_{F2} = 3,6$  [3] с.42

Допустиме напруження  $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}$

По [3] для сталі за твердості  $HV > 350$ .

Для шестерні  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 950$  МПа;

Для колеса  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 500$  МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$  - коефіцієнт безпеки, де  $[S_F]' = 1,8$  [3] табл.3,9  $[S_F]'' = 1$ .

Допустиме напруження:

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		37

- для шестерні  $[\sigma_{F1}] = \frac{950}{1,8} = 528$  МПа;
- для колеса  $[\sigma_{F2}] = \frac{500}{1,8} = 278$  МПа.

Знаходимо відношення:  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ :

- для шестерні  $\frac{528}{4,28} = 123,4$  МПа;
- для колеса  $\frac{278}{3,6} = 77,2$  МПа.

Подальший розрахунок слід вести для співвідношення значення якого менше.

Визначаємо коефіцієнти  $Y_\beta$  та  $K_{F\alpha}$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16,36}{140} = 0,883;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття; -ступінь точності  $n = 6$ .

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75.$$

Перевіряємо міцність зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2047 \cdot 0,75 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,883 \cdot 3,6}{21,3 \cdot 1,5} \approx 214 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа.}$$

Умову міцності виконано.

Тихохідна ступінь

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		38

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО об'ємне загартування 45... 55. Шестерні Сталь 38Х2МЮА, ТО азотування, 56...63.

Допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа}$$

де  $\sigma_{Hlimb}$  - межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150,$$

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності,  $K_{HL} = 1$ ;

$[S_H]$  - коефіцієнт безпеки,  $[S_H] = 1,20$ ;

Розрахункове допустиме напруження:

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

де для шестерні  $[\sigma_{H1}] = \frac{(18HRC_1 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 63 + 150) \cdot 1}{1,2} = 1070 \text{ МПа}$

для колеса  $[\sigma_{H2}] = \frac{(18HRC_2 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 55 + 150) \cdot 1}{1,2} = 967 \text{ МПа}$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1070 + 967) = 917 \text{ МПа}$$

Необхідна умова  $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$  виконана,  
 $917 \leq 1090$ .

Міжосьова відстань

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		39

$$a_w = K_a (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_3^2 \cdot \psi_{\text{ва}}}}$$

де  $K_a = 43$ , для косозубих передач; [3], с.36

$u_3$  - передатне число

$$u_3 = 3,62;$$

$K_{H\beta}$  - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс

щодо всіх підшипникових опор,

$$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25. \text{ [3], табл. 3.1, с. 32.}$$

$\psi_{\text{ва}}$  - коефіцієнт ширини вінця,

$$\psi_{\text{ва}} = 0,25 \dots 0,4, \text{ [3], с.36}$$

$$a_w = 43 \cdot (3,62 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{547 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{851^2 \cdot 3,62^2 \cdot 0,315}} = 120 \text{ мм}$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані

$$a_w = 100,9 \text{ мм, [3], с.36}$$

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною

рекомендацією

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100,9 = 1,009 \dots 2,018 \text{ мм};$$

Приймаємо за ГОСТ 9563-60  $m_n = 2 \text{ мм}$  [3], с. 36.

Прийmemo попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів та колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_3 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 100,9 \cdot \cos 16}{(3,62 + 1) \cdot 2} = 21 \text{ тогдa } z_2 = z_1 \cdot u_2 = 21 \cdot 3,62 = 76.$$

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		40



Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(21 + 76) \cdot 2}{2 \cdot 100,9} = 0,9613;$$

$$\beta = 15,98.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

діаметри ділення:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{2}{0,9613} \cdot 21 = 43,69 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{2}{0,9613} \cdot 76 = 158,13 \text{ мм}.$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{43,69 + 158,13}{2} = 100,9 \text{ мм};$$

діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 43,69 + 2 \cdot 2 = 47,69 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 158,13 + 2 \cdot 2 = 162,13 \text{ мм};$$

діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 43,69 - 2,5 \cdot 2 = 38,69 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 158,13 - 2,5 \cdot 2 = 153,13 \text{ мм}.$$

ширина колеса  $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 100,9 = 40,36 \text{ мм};$

ширина шестерні  $b_1 = b_2 + 5 = 40,36 + 5 = 45,36 \text{ мм}.$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45,36}{43,69} = 1,04.$$

Окружна швидкість коліс

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		41

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{51 \cdot 43,69}{2 \cdot 10^3} = 1,114 \text{ м/с},$$

$$\text{де } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{нр1}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 487,4}{30} = 51 \text{ рад/с}.$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_3 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot T_{\text{вих}}}{b_2 \cdot u_3^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа}$$

де значення  $K_{H\beta}$  дані в [3], табл.3,5 с.39 при  $\psi_{bd} = 1,04$  твердості  $HV > 350$   $K_{H\beta} = 1,02$ . По [3], табл.3,4 с.39 при  $v = 1,114$  м/с і 6 ступеня точності  $K_{H\alpha} = 1,02$ . По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при  $v < 3$  м/с  $K_{Hv} = 1$ .

$$\sigma_H = \frac{270}{100,9} \cdot \sqrt{\frac{(3,62 + 1)^3 \cdot 1,02 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 547 \cdot 10^3}{40,36 \cdot 3,62^2}} = 872 \text{ МПа} < 917 \text{ МПа}.$$

Сили, що діють у зачепленні:

– окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\text{нр2}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 151 \cdot 10^3}{43,69} = 6912 \text{ Н};$$

– радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 6912 \cdot \frac{\text{tg} 20}{\cos 15,98} = 2617 \text{ Н};$$

– осьова

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 6912 \cdot \text{tg} 15,98 = 1979 \text{ Н}.$$

Перевіряємо зуди на витривалість за напруженням вигину

					КМЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		42

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

По [3], табл.3,7 с.43 при  $\psi_{bd} = 1,04$  твердості  $HV > 350$   $K_{F\beta} = 1,3$ . По [3], табл.3,8 с.43  $K_{Fv} = 1$ .  $Y_F$  - коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів  $z_v$  [3] с.27:

– у шестерні 
$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0,9613^3} \approx 24 ;$$

у колеса 
$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{76}{0,9613^3} \approx 86.$$

$Y_{F1} = 3,9$  и  $Y_{F2} = 3,61$  [3] с.42

Допустима напруження за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}.$$

По [3] для сталі за твердості  $HV > 350$ .

Для шестерні  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 950$  МПа;

Для колеса  $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 500$  МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$  - коефіцієнт безпеки, де

$[S_F]' = 1,8$  [3] табл.3,9  $[S_F]'' = 1$ .

Допустиме напруження:

– для шестерні 
$$[\sigma_{F1}] = \frac{950}{1,8} = 528 \text{ МПа};$$

– для колеса 
$$[\sigma_{F2}] = \frac{500}{1,8} = 278 \text{ МПа}.$$

Знаходимо відношення  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ :

					<i>КМЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		43

- для шестерні  $\frac{528}{3,9} = 135,4$  МПа;
- для колеса  $\frac{278}{3,61} = 77$  МПа.

Подальший розрахунок слід вести для співвідношення яке менше.

Визначаємо коефіцієнт  $Y_\beta$  и  $K_{F\alpha}$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{15,98}{140} = 0,886;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття

$\varepsilon_\alpha = 1,5$ ;  $n$  – ступінь точності

$n = 6$ .

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75.$$

Перевіряємо міцність зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{6912 \cdot 0,75 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,886 \cdot 3,61}{40,36 \cdot 2} \approx 267 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа.}$$

*Умову міцності виконано.*

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		44

### 3. Міцнісний розрахунок

Основні вихідні дані:

вал - шестерня

матеріал	- сталь 38Х2МЮА;
межа плинності	- $\sigma_T = 540$ МПа;
межа міцності	- $\sigma_B = 685$ МПа;
крутний момент на вході	- $M_{кр1} = 2,344$ Н·м;
підшипник радіальний	- 80203;
динамічна вантажопідйомність	- $C = 9560$ Н;
статична вантажопідйомність	- $3_0 = 4500$ Н;
частота оборотів валу	- $n_{ex} = 18000$ об/хв.
колесо зубчасте	
матеріал	- сталь 40ХФА;
межа плинності	- $\sigma_T = 395$ МПа;
межа міцності	- $\sigma_B = 615$ МПа;
шпонка	- 6×6×22 ГОСТ 23360-78.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		45

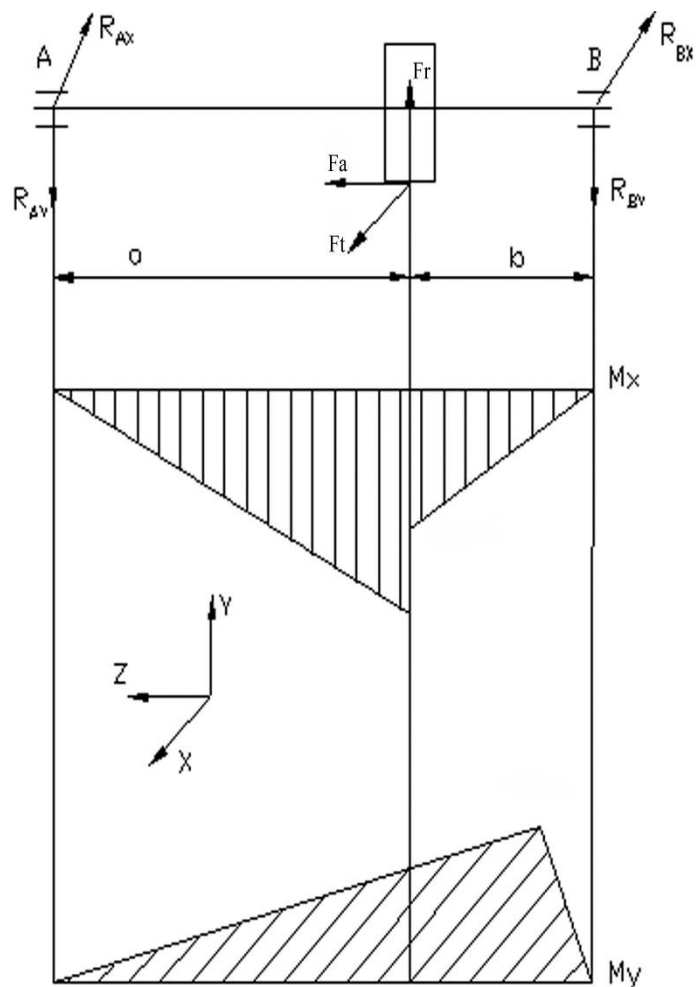


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема провідного валу

Реакції опор

вертикальна площина

$$\sum M_A = F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_w}{2} - R_{By} \cdot (a+b) = 0 ;$$

звідси

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_w}{2}}{a+b} = \frac{90 \cdot 97.5 - 66 \cdot 19.77 / 2}{97.5 + 34.5} = 61,5 \text{ Н}$$

$$R_{Ay} = F_r - R_{By} = 90 - 61,5 = 28,5 \text{ Н}$$

горизонтальна площина

$$\sum M_A = F_t \cdot a + R_{Bx} \cdot (a+b) = 0 ;$$

звідси

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		46

$$R_{BX} = \frac{F_t \cdot a}{a+b} = \frac{238 \cdot 97.5}{97.5+34.5} = 175,8 \text{ Н}$$

$$R_{AX} = F_t - R_{BX} = 238 - 175,8 = 62,2 \text{ Н}$$

Сумарні реакції у підшипниках

$$R_A = \sqrt{(R_{AX})^2 + (R_{AY})^2} = \sqrt{62,2^2 + 28,5^2} = 68,4 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2} = \sqrt{175,8^2 + 61,5^2} = 189 \text{ Н}$$

найбільш навантажена опора В.

Еквівалентне динамічне навантаження визначають за формулою:

$$P_e = (XVR_B + YF_a)K_bK_T$$

де  $V$  - коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця щодо навантаження  $V = 1,0$ ) [3] с.212;

$X$  - коефіцієнт радіального навантаження [3] табл.9.18 с.212;

$Y$  - Коефіцієнт осьового навантаження [3] табл.9.18 с.212;

$K_b$  - Коефіцієнт безпеки (для редукторів загального призначення зазвичай

$K_b = 1,3$  [3] табл.9.19 с.214;

$K_T$  - температурний коефіцієнт. Оскільки редуктори загального призначення працюють при температурі до  $100^\circ\text{C}$ , приймають  $K_T = 1$  [3] табл.9.20 с.214.

Розрахунок довговічності ведемо більш навантаженому підшипнику У.

Відношення  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{66}{4500} = 0,015$ ; цій величині за [3] табл.9.18 с.212 відповідає  $e \approx 0,2$ .

Відношення  $\frac{F_a}{R_B} = \frac{66}{189} = 0,35 > e$ ,  $X = 0,56$ ;  $Y = 2,25$  по [3] табл.9.18 с.212.

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P_e = (0,56 \cdot 1 \cdot 189 + 2,25 \cdot 66) \cdot 1,3 \cdot 1 = 331 \text{ Н}$$

Визначаємо довговічність прийнятого підшипника

					КМз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахункову довговічність підшипника  $L_h$ , виражену в годинах, при частоті обертання  $n$ , об/хв визначають за його базовою вантажопідйомністю  $C$  та еквівалентному навантаженню  $P_e$  за формулою

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{ex}} \left( \frac{C}{P_e} \right)^p,$$

де

$p = 3$  - для шарикопідшипників.

Визначаємо базову довговічність вибраного підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{ex}} \left( \frac{C}{P_r} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 18000} \left( \frac{9560}{331} \right)^3 = 22308$$

, Що набагато більше необхідного ресурсу.

Визначення коефіцієнтів запасу міцності здійснюємо для імовірно небезпечних перерізів валу, приймаючи при цьому, що нормальні напруги змінюються за симетричним циклом, а дотичні за пульсуючим.

Відповідно з епюрами згинальних моментів, найнебезпечнішим перетином, що підлягає перевірці на втомну міцність, є переріз під шестернею.

Для заданого матеріалу зубчастого колеса та його термообробки [3] табл. 3.3, с.34-35 знаходиться середнє значення напруги  $\sigma_B$  залежно від діаметра його заготовки:  $\sigma_B = 685$  МПа.

Коефіцієнт запасу міцності валу дорівнює

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напругами дорівнює

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

Де  $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)106 = 0,35 \cdot 685 + (70 \dots 120) = 310 \dots 360$  МПа - межа витривалості

для симетричного циклу вигину для легованих сталей;

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



$K_{\sigma}$ - ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напруг, визначається за [3] табл. 8.2-8.7, с.163-166,  $K_{\sigma}=1,6$ ;

$\varepsilon_{\sigma}$ - масштабний фактор для нормальних напруг, знаходиться по [3], табл.8.8, с.166,  $\varepsilon_{\sigma}=0,7$ ;

$\sigma_0$ - амплітуда циклу нормальних напруг дорівнює найбільшому значенню напруги згину в небезпечному перерізі вала,  $\sigma_u = 26.7$  МПа [3], с.162 поді  $\sigma_0 = 31,57$  МПа [4], с.232.

$\psi_{\sigma} = 0$  - коефіцієнт, що відображає співвідношення меж витривалості при симетричному та пульсуючому циклах вигину.

$$S_{\sigma} = \frac{330}{\frac{1.6}{0.89} \cdot 31,57} = 5.82$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичною напругою дорівнює

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_0 + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

де  $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 193$  МПа - межа витривалості конструкційних сталей при симетричному циклі кручення;

$\varepsilon_{\tau}$ - за [3] табл. 8.8, с. 166  $\varepsilon_{\tau}=0,89$ ;

$K_{\tau}$ - за [3] табл. 8.2-8.8, с. 163-166  $K_{\tau}= 1,49$ ;

$\psi_{\tau}=0,08$  - для конструкційних сталей;

$\tau_0 = 2,95$  МПа [4], с.242.

Інші позначення у формулі для  $S_{\tau}$  мають той самий сенс, що у формулі для  $S_{\sigma}$ , тільки відносяться до напруги кручення.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		49

$$S_{\tau} = \frac{193}{\frac{1.49}{0.89} \cdot 2,95 + 0.08 \cdot 2,95} = 37,31$$

Коефіцієнт запасу міцності в небезпечному перерізі вала дорівнює

$$S = \frac{5,82 \cdot 37,31}{\sqrt{5,82^2 + 37,31^2}} = 5,75 \geq [n]$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{5,82 \times 37,31}{\sqrt{5,82^2 + 37,31^2}} = 5,75 \geq [n],$$

де  $[n]$  – запас міцності, що допускається, для валів передач рекомендується  $[n] = 1,5 \square 1,7$ .

Розрахунок на зминання шпонкового з'єднання проведено за методикою [3] с.356.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{тиск}}{d \cdot (h - t_1)(l - b)} = \frac{2 \cdot 2,344 \cdot 10^3}{19 \cdot (6 - 3,5)(22 - 6)} = 6,2 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Де  $l = 22$  – робоча довжина шпонки, мм [3] табл.8.9 с.169;

$d = 19$  діаметр вала, мм;

$t_1 = 3,5$  – глибина врізання шпонки в маточину, мм [3] табл.8.9 с.169;

$h = 6$  – висота шпонки, мм [3] табл.8.9 с.169.

$b = 6$  – ширина шпонки, мм [3] табл.8.9 с.169.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

#### 4. Охорона праці

Охорона праці – це комплекс законодавчих актів, заходів і засобів, дія яких направлена на забезпечення безпеку людини в процесі виконання трудових зобов'язань, збереження її здоров'я та працездатності.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що можуть проявитися у виробничому приміщенні.

На сьогодні ні одне виробництво не можна назвати абсолютно безпечним та нешкідливим для здоров'я. Задача, вирішення якої покладається на охорону праці – мінімізація вірогідності ураження працюючого або його захворювання та одночасне забезпечення комфорту та збереження максимальної продуктивності праці.

Реальним виробничим умовам притаманні наступні небезпеки та шкідливості у відповідності до вимог ДСТУ 12.0.002-80:

1. Виробнича небезпека. Мова йде про загрозу дії на працюючих небезпечних та шкідливих виробничих чинників.
2. Виробнича шкідливість. Це ситуація, коли на працюючих впливають шкідливі виробничі чинники.
3. Небезпечний виробничий фактор. Це фактор, дія якого на працівника в певних умовах може стати причиною травми або раптового погіршення здоров'я.

В якості прикладів виробничих небезпек можна назвати відкриті струмопровідні частини устаткування, рухомі деталі машин і механізмів, розжарені тіла. Причиною виробничих шкідливостей у своїй більшості можуть слугувати незадовільні санітарно-гігієнічні умови на виробництві, в тому числі несприятливий мікроклімат у приміщенні, наявність шкідливих та токсичних домішок в повітрі, променисте теплове випромінювання,

недостатній рівень освітлення, наявність вібраційного впливу, іонізуючих випромінювань, шуму, ультразвуку, електромагнітних полів.

Нещасний випадок на виробництві – це результат дії на працівника будь-якого небезпечного виробничого фактору у процесі виконанні ним трудових обов'язків або безпосередніх завдань керівника робіт.

Шкідливі фактори, що можна зустріти на сучасному підприємстві, можна розділити на окремі категорії:

1. Фізичні фактори. Сюди відносять підвищену запиленість за умови виконання зварювальних робіт поза межами зварювального посту, занадто високий рівень шуму на металообробній дільниці, дільниці демонтажу автошин, підвищена вологість на дільниці мийки тролейбусів, виконання робіт на деревообробних верстатах;
2. Хімічні фактори. Насамперед це токсичний вплив під час ґрунтування, шпаклювання та фарбування рухомого складу. Пари проникають в організм робітника, через органи дихання за умови відсутності індивідуальних засобів захисту. Сюди також відносять вплив продуктів горіння при зварювальних роботах.

З метою попередження нещасних випадків та підтримання здорових, безпечних умов праці кожен робітник підприємства повинен:

знати та виконувати посадові інструкції та інструкції з охорони праці;

розумітися на нормативних актах трудового законодавства;

особисто сприяти створенню на своїх робочих місцях, підрозділах та загалом по підприємству таких умов праці, за яких можна було б мінімізувати, а то й повністю виключити виробничий травматизм, професійні захворювання.

Дія на працівника шкідливого виробничого фактору протягом тривалого проміжку часу може стати причиною розвитку професійних захворювань.

Щоб попередити або принаймі зменшити вплив небезпечних та шкідливих факторів на людину умов праці, а також з метою попередження травматизму, професійних захворювань необхідно застосовувати колективні

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		52

засоби захисту. Сюди відносять системи кондиціонування повітря, вентиляційне, опалювальне устаткування, засоби для боротьби з надмірним рівнем шуму, вібраційного впливу, а також засоби індивідуального захисту. До останніх відносять індивідуальні засоби для захисту працівника: респіратори, маски, протигази, спецодяг та спецвзуття, щитки, перчатки, рукавиці, навушники, пояси, захисні пасти і т.п. Засоби індивідуального захисту мають видаватися підприємством згідно поставлених галузевих норм. Цей перелік додається до колективного договору та має переглядатися кожного року.

На підприємстві існують й інші небезпечні та шкідливі фактори, що пов'язані з безпосередньою експлуатацією різного виду обладнання.

Робота компресорних станцій та агрегатів пов'язана з виникненням низки небезпечних та шкідливих чинників, пов'язаних з наявністю у компресорах рухомих частин, підвищеного тиску та температури, а також можливістю формування вибухонебезпечних сумішей в результаті розпадання мастильних матеріалів та їх контактом з повітрям. Для забезпечення безпеки в процесі експлуатації компресорного обладнання варто слідкувати за тим, щоб воно відповідало вимогам ДСТУ 12.2.003-74.

### **Вибухонебезпека**

Найбільшу небезпеку за умов наявності високої температури в системі компресорної установки представляють пари мастильних речовин. Коли вони потрапляють у середовище стисненого повітря, то стають вибухонебезпечними вже за температури 250-300 °С. Достатньо маленької іскри електричного розряду, щоб суміш з повітрям зайнялася. Щоб попередити це, для змащення рухомих частин компресора використовують спеціальні мастила, що мають більш високу температуру займання. Додатково застосовують повітряне та водяне охолодження компресорної установки для того, щоб зменшення температури стисненого повітря.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

Щоб забезпечити достатній рівень безпеки при експлуатації компресорного обладнання, воно оснащується відповідними запобіжними пристроями та спеціальними контрольно-вимірювальними приладами. Так, показники температури стисненого повітря контролюються за допомогою термометра. Також в схему устаткування включається теплове реле, що буде автоматично вимикати компресор за умови підвищення температури стисненого повітря вище допустимого значення. Щоб попередити аварії, спричинені підвищенням тиску, на компресор монтується манометр та запобіжні клапани.

На повітроприймальній трубі компресорної установки має встановлюватися фільтр. Це зможе запобігти утворенню вибухонебезпечних сумішей внаслідок потрапляння в робочу камеру забрудненого або запиленого повітря. Стікання статичних зарядів з обладнання організовано шляхом під'єднання корпусу компресора до заземлювача.

Під час експлуатації компресора показники приладів перевіряють не рідше ніж кожні дві години. Параметри записують в журнал обліку роботи компресора. Робочі манометри проходять регламенте обслуговування по повірку кожні шість місяців.

Також вибухонебезпечні і горючі суміші можуть утворювати й деякі інші речовини при змішуванні з повітрям, а також за умови потрапляння відкритого вогню. Тому, при експлуатації компресорної, теплонасосної, холодильної установки слід дотримуватися наступних правил безпеки:

- зварювання і пайка під час ремонту агрегатів, машин, трубопроводів, апаратів, працюючих холодильних та теплонасосних систем повинні виконуватися виключно під спостереженням старшого технічного персоналу та за наявності письмового розпорядження робітника, відповідального за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних систем в організації;

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		54

- забороняється паління в машинних відділеннях, а також в будь-яких інших приміщеннях, де встановлене холодильне або теплонасосне обладнання;
- перед зварюванням або пайкою з системи слід вивести холодагент, як з холодильного устаткування, так і з трубопроводу.

Виробничі процеси мають розроблятися так, щоб вірогідність виникнення вибуху на будь-якій вибухонебезпечній ділянці впродовж року не перевищувала з розрахунку на окремий вузол пожежгасіння цього об'єкту (ДСТУ 12.1.004-76 "Пожежна безпека. Загальні вимоги") або вибухонебезпечну ділянку (ДСТУ 12.1.010-76 "Вибухобезпечність. Загальні вимоги").

Якщо забезпечити наведені норми та вимоги неможливо або ж недоцільно з технічної або економічної точки зору, то варто приділити особливу увагу розробці виробничих процесів. Вони мають бути такими, щоб мінімізувати вірогідність виникнення вибуху під час виконання робіт та знизити негативний вплив небезпечних чинників вибуху на людей впродовж року. Ці параметри не мають перевищувати показники, наведені в ДСТУ 12.1.010-76 "Вибухобезпечність. Загальні вимоги". При цьому встановлені значення вірогідності виникнення вибуху на будь-якій вибухонебезпечній ділянці повинні бути погоджені в установленому порядку з органами держнагляду та знаходитися під їх контролем.

### **Боротьба з шкідливим впливом шуму та вібрації**

Під час експлуатації оброблювальних верстатів, компресора, механічного обладнання та інвентарю трапляється так, тощо вібрація відіграє негативну роль. Вплив вібрації на організм людини дає негативні результати на роботу серцевої та нервової систем, може викликати спазм судин, незворотні зміни у суглобах, що стане причиною обмеження їх рухомості. За умови нетривалої дії вібрації працівник передчасно втомлюється,

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

продуктивність його праці знижується. Тривала дія вібрації може спричинити професійне захворювання, а саме вібраційну хворобу.

Під час роботи з вібруючим устаткуванням організують 10-15 хвилинні перерви кожну годину.

Організаційні заходи щодо мінімізації вібраційного впливу включають в своєчасне і якісне виконання планово-запобіжного ремонту та комплексного обслуговування машин і агрегатів, слідування правилам з технічної експлуатації.

Найбільш шкідливою для людини є одночасний вплив вібрації, низьких температур та шуму.

Норми ДСН 3.3.6.037-99 визначають допустимий рівень шуму на постійних робочих місцях і робочих зонах. Так, на території підприємства вони мають буди не більше 80 ДБ. До “шумного” технологічного обладнання відносять устаткування, на робочих місцях біля якого рівень шуму перевищує допустимі.

Джерело шуму у компресора – це корпус компресора, всмоктуючі і вихлопні повітропроводи, що виходять в атмосферу, стінки повітропроводів, що прокладені всередині приміщень.

### **Забезпечення нормованого освітлення**

З ціллю облаштування сприятливих умов зорової роботи, які б мінімізували швидку втомлюваність очей, розвиток професійних захворювань, нещасних випадків та сприяли б високій продуктивності праці, випуску якісної продукції, виробниче освітлення має відповідати таким вимогам:

- забезпечити необхідну рівномірність та стабільність рівня освітленості у виробничих приміщеннях, що допоможе уникнути частої переадаптації очей;

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56



- створювати на робочій поверхні такий рівень освітленості, щоб він співпадав з характером зорової роботи та був не нижчим за нормовані показники;
- не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней (особливо рухомих);
- надійність та простота у використанні, енергоефективність та естетичність;
- не провокувати появу засліплювальної дії від самих джерел штучного освітлення, так і від інших предметів, що мястяться в полі зору;
- не сприяти виникненню небезпечних та шкідливих виробничих чинників (шум, небезпека ураження струмом, теплові випромінювання вибухо- та пожежонебезпека освітлювального обладнання);
- наявність достатнього для розрізнення деталей контраст поверхонь, що освітлюються.

В залежності від джерела світла промислове освітлення може бути: природним, штучним, суміщеним. В останньому випадку недостатнє природне освітлення доповнюють до норми штучним. На обстежуваному виробництві реалізоване суміщене джерело освітлення.

Природне освітлення може бути боковим одностороннім та двостороннім. Одностороннє реалізоване через світлові отвори (вікна) в будинку адміністративного призначення. Двостороннє освітлення облаштоване в ремонтно-профілактичній будівлі – вікна передбачені з обох боків.

### **Пожежна безпека об'єкту**

Пожежна безпека – організація об'єкту, що виключає або мінімізує вірогідність виникнення пожежі, а у випадку, коли вона станеться, зможе запобігти негативний вплив на людей та захистити матеріальні цінності. Вона

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

реалізується завдяки облаштуванню системи попередження пожеж та пожежного захисту.

Щодо попередження пожежі, то тут створюються умови, що не допустять утворення горючого середовища, виключають наявність джерел займання, не будуть підтримувати необхідну для горіння температуру та тиск.

Пожежа характеризується такими небезпечними факторами: відкритий вогонь, іскроутворення, підвищена температура повітря та предметів, що знаходяться у приміщенні, включаючи обладнання, виділення токсичних компонентів, диму, зниження концентрації кисню у повітрі, вірогідність обрушення, пошкодження споруди, вибух.

До первинних засобів пожежогасіння відносять вогнегасники, та пожежний інвентар, а саме: відра, ємності з водою та з піском, покривала з теплоізоляційного негорючого полотна, лопати, сокири, ломи, гаки, багри, пилки та ін.

Весь протипожежний інвентар та обладнання мають зберігатися у належному стані та буди розміщеним на протипожежних щитах.

Воду – найбільш розповсюджений засіб пожежогасіння. Вона підходить для гасіння практично всіх типів загорянь окрім нафтопродуктів, електрообладнання, що знаходиться під напругою, сумішей, що мають у складі натрій, кальцій, а також речі, що мають особливу матеріальну цінність та важливість, та здатні втратити свої властивості під дією води. Для подачі води користуються протипожежним водопроводом. На ньому монтують елементи для підключення пожежних рукавів, кранів, гідрантів.

Те, що не гаситься водою, гаситься піском (за умови незначного вогнища) та вогнегасниками.

Гасіння пожежі в електроустановці, що знаходиться під напругою (в тому числі і тролейбусах) відбувається за допомогою порошкових ОП-1, ОП-2 або вуглекислотних вогнегасників (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8). Хімічні пінні вогнегасники застосовуються для гасіння твердих горючих компонентів, окрім

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		58

лужних, а також горючої рідин. Під час використання слід уникати потрапляння піни в очі або на оголені частини тіла.

Для протипожежного захисту використовують:

- засоби пожежогасіння;
- автоматичне устаткування пожежної сигналізації та пожежогасіння;
- засобами індивідуального, колективного захисту людей від впливу небезпечних факторів пожежі.

Тобто, основними речовинами для гасіння пожежі є вода, водяна пара та водні розчини солей, хімічна і легко механічна піна, інертні, негорючі гази, вуглецеві суміші для пожежогасіння та сухі вогнегасні порошки.

У виробничому приміщенні зазвичай застосовуються вуглекислотні вогнегасники, до основних переваг яких відносять високу ефективність гасіння пожежі та збереження від пошкодження електронного устаткування. Діелектричні властивості дозволяють використати ці вогнегасники тоді. Коли неможливо знеструмити обладнання.

### **Забезпечення нормальних параметрів мікроклімату**

За нормативами, що регламентують параметри мікроклімату у виробничих приміщеннях ДСН 3.3.6.042-99 та ДСТУ 12.1.005-88, з урахуванням середнього показника важкості робіт оптимальна температура в приміщенні ремонтно-профілактичного корпусу має бути 17-20 °С. При цьому оптимальна відносна вологість має становити 40-60%, а швидкість руху повітря не має перевищувати 0,2 м/с.

Виробничий пил – ще один досить поширений шкідливий та небезпечний виробничий чинник. Пил спричиняє на людину фіброгенну дію, що призводить до розростання у легенях сполучних тканин, що в решті решт порушує нормальну будову та функціонування органу. Виробничий пил здатен викликати професійні захворювання легень.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		59

До загальних заходів та засобів, дія яких направлена на попередження забруднення повітря на підприємстві та захисту робітників належать:

- забезпечення нормального функціонування системи опалення, кондиціонування повітря, загально-обмінної вентиляції, очистка викидів у навколишнє середовище;
- постійний моніторинг вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- попередні та регулярні медичні огляди робітників, що працюють у шкідливих умовах, надання безкоштовного профілактичного харчування, дотримання норм особистої гігієни;
- використання засобів індивідуального захисту.

Очищення повітря від пилу у ремонтно-профілактичному відділі реалізовується шляхом виведення з нього забрудненого повітря, за допомогою місцевої та/або ж центральної системи кондиціонування повітря.

### **Електробезпека**

До основних причин електротравматизму на підприємстві відносять:

- використання несправних ручних електроінструментів;
- випадкове доторкання до неізольованих струмопровідних частин електроустаткування;
- роботу без спеціалізованих захисних засобів та запобіжних пристосувань;
- використання нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220/127;
- недотримання правил облаштування або технічної експлуатації, правил техніки безпеки при експлуатації електроустаткування;
- доторкання до незаземлених корпусів обладнання, що опинилися під напругою в результаті пошкодження ізоляції.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		60

До роботи в приміщеннях ремонтно-профілактичного корпусу має допуск лише електротехнічний персонал кваліфікаційних груп III, IV, V з електробезпеки.

Для виключення або мінімізації небезпеки враження електричним струмом під час попадання напруги на корпуси і інші неструмопровідні конструктивні елементи електроустаткування та механізмів застосовують ряд застережних заходів. Мова йде про захисне заземлення, занулення, автоматичне відключення, покриття неструмопровідних металевих частин додатковою ізоляцією або їх виготовлення з ізолюючого матеріалу. Також можуть застосовуватися електроізолюючі підставки та інші засоби для усунення або мінімізації небезпеки поразки струмом. Оптимальний варіант обирають з урахуванням конкретних умов.

До основними засобами захисту персоналу, що займається обслуговуванням електрообладнання відносять інструмент з ізольованими ручками та показники напруги оперативні штанги і кліщі, діелектричні рукавички. Додаткові засобами – діелектричні калоші, гумові килимки і ізолюючі підставки.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		61

## Висновки

В даній роботі виконано розробку струминно-реактивної турбіни та приводу шарового крану DN500 PN100.

1. Спроектований привод шарового крану.
2. Реалізовано кінематичні розрахунки привода в цілому.
3. Реалізовано розрахунок геометричних параметрів струминно-реактивної турбіни.
4. Представлено міцнісний розрахунок.
5. Реалізовано аналіз шкідливих та небезпечних факторів, компресорного виробництва.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		62

## Список використаних джерел

1. Бережний О. С. Удосконалення робочих характеристик струминно-реактивного пневмоагрегата на основі уточнення моделі робочого процесу: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17. Суми, 2014. 21 с.
2. Ванєєв С. М. Розширювальні турбомашини радіального типу: курс лекцій / укладач С. М. Ванєєв. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 148 с.
3. Гайдамака А. В. Г14 Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
4. М. Г. Прокопов. Конструкції елементів пневмоагрегатів : навчальний посібник / М. Г. Прокопов, С. М. Ванєєв, В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 146 с.
5. Пістун І. П., Стець Р. Є., Трунова І. О. Охорона праці в галузі машинобудування: Навч. посіб. – Суми: Університетська книга, 2011. – 557 с.
6. ДСТ 12.0.003-74\*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація.
7. ССБТ електробезпека захисне заземлення занулення. Електробезпека: захисне заземлення, захисне занулення електроустановок. <https://kidsplaneta.ru/uk/ssbt-elektrobezopasnost-zashchitnoe-zazemlenie-zanulenie-elektrobezopasnost-zashchitnoe-zazemlenie-za/>
8. ДСТУ 2300-93. Вібрація . Терміни та визначення.
9. ДСН 3.3.6.0.39-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. – Київ, 1999. – 39 с.
10. ДСТУ EN 60079-10-1:2018 Вибухонебезпечні середовища. Частина 10-1. Класифікація зон. Середовища газові вибухонебезпечні (EN 60079-10-1:2015, IDT; ІЕС 60079-10-1:2015, IDT).
11. ДСТУ EN 13237:2019 Потенційно вибухонебезпечні середовища. Терміни та визначення понять на обладнання й захисні системи, які

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		63

застосовують у потенційно вибухонебезпечних середовищах (EN 13237:2012, IDT).

12. ДСТУ Б В.1.1-36:2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпекою. – Київ, 2016. 31 с.

13. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. – Київ, 2020. – 84 с. [https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu\\_8828\\_2019.pdf](https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu_8828_2019.pdf)

14. Правила пожежної безпеки в Україні: НАПБ А.01.001-14. – К.: МВС України, 2014. – 47 с. – URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15>.

15. Ференц, Надія Олександрівна. Пожежна профілактика технологічних процесів: підручник / Н. О. Ференц, Ю. Е. Павлюк. – Львів : ЛДУ БЖД, 2019. – 332 с.

16. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвучу та інфразвучу: ДСН 3.3.6.037-99. – К.: МОЗ України, 1999. <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>

17. ДСТУ 2867-94. «Шум. Методи оцінювання. Виробничого шумового навантаження. Загальні вимоги».

18. ДБН В.1.1-31:2013 Захист територій, будинків і споруд від шуму. – К., 2014 – 48с.

					<i>КМз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		64