

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Розрахунок і аналіз характеристик
струминно-реактивної розширювальної
машини»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

О. О. Болотнікова

Зміст

	с.
Вступ.....	4
1. Конструкція та принцип дії струминно-реактивної турбіни (СРТ).....	7
2. Рівняння рушійного моменту на валу струминно-реактивної турбіни.....	13
3. Розрахунок проточної частини СРТ на основі методів одновимірної теорії...27	
3.1 Дослідження впливу зміни геометрії підвідного сопла на параметри і характеристики СРТ.....	27
3.2 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 3000 об/хв.....	33
3.3 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 10000 об/хв.....	31
3.4 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 20000 об/хв.....	37
3.5 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 30000 об/хв.....	40
4. Вплив степені нерозрахунковості тягового сопла струминно-реактивної турбіни на її ефективність.....	43
5. Охорона праці	56
5.1 Небезпечні і шкідливі фактори компресорного виробництва.....	56
5.1.1 Ураження електричним струмом.....	60
5.1.2 Вібрація.....	62
5.1.3 Вибухонебезпечність.....	63

					КМ 01.00.00.00 ПЗ						
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Разраб.</i>		Болотнікова			Розрахунок і аналіз характеристик струминно-реактивної розширювальної машини						
<i>Провер.</i>		Ванеєв								2	72
<i>Реценз.</i>								К.м-91 СумДУ			
<i>Н. Контр.</i>											
<i>Утверд.</i>											

5.1.4 Монтаж трубопроводів.....	63
5.1.5 Шум при роботі агрегату.....	65
5.1.6 Шум реактивних двигунів.....	66
5.2 Методи зниження шуму вихлопного струменя реактивних двигунів.....	67
5.3 Розрахунок шуму СРД з глушником	68
Висновки.....	70
Література.....	72
ДОДАТОК А.....	73
ДОДАТОК Б.....	74

ВСТУП

Питання енергозбереження та розумного використання енергетичного потенціалу нашої планети завжди був актуальним і першочерговим. Однак зараз, в зв'язку з тим, що багато країни 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.

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 зі створення утилізують систем.

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

Надійність сучасної газотранспортної галузі напряму залежить від надійності всіх складових її елементів, в тому числі і надійності приводів запірної та регулюючої арматури. В даний час в якості запірної арматури магістральних газопроводів використовуються переважно шарові крани. Згідно з останніми вимогами приводи шарових кранів, які встановлюються на компресорних станціях та на лінійній частині магістральних газопроводів, повинні використовувати в якості робочого тіла непідготовлений природний газ безпосередньо з труби. Температура такого газу може змінюватися в межах від -30°C до $+80^{\circ}\text{C}$. Такі складні вимоги практично повністю унеможливили використання виключно пневматичних приводів об'ємного принципу дії для кранів великих прохідних перерізів ($\text{DN}>300\text{мм}$). Саме тому в даний час для цих цілей використовують пневмогідропривод.

Основним вузлом струминного пневмодвигуна є струминно-реактивна розширювальна машина, принцип дії якої відомий вже дуже давно. Ще в

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

першому столітті до нашої ери, одним з великих вчених давньої Греції, Героном Олександрійським був написаний трактат «Пневматика». У ньому, серед інших, під номером 50 описується пристрій під назвою «еоліпіл» - шар Еола (давньогрецького володаря повітряної стихії). Цей пристрій являло собою бронзовий казан, встановлений на опори. Від кришки котла вгору піднімалися дві трубки, на яких кріпилася сфера. Трубки з'єднувалися зі сферою таким чином, що вона могла вільно обертатися в місці з'єднання. Зі сфери виходили дві трубки вигнуті так, що пар, що виходив з них, обертав сферу. Фактично, еоліпіл був першою відомою нам паровою турбіною і прообразом струминно-реактивної розширювальної машини.

У середині 18-го століття німецький механік і математик Йоган Сегнер (Йоганн Андреас фон Сегнер) створив двигун, заснований на реактивній дії витікання води, який вважається першою гідравлічною турбіною. Принцип дії цього двигуна увійшов в історію техніки під назвою «колесо Сегнерово».

Струминно-реактивна розширювальна машина (СРРМ) або часто зустрічається в літературних джерелах струминно-реактивна турбіна (СРТ) являє собою розвиток класичного «сегнерового колеса».

СРРМ можна віднести до нового класу розширювальних машин, тому що в порівнянні з класичним «сегнеровим колесом» вона відрізняється по термодинамічному процесу, а її ефективність (характеристика ККД) зросла в кілька разів і, в міру відпрацювання, її характеристики постійно поліпшуються і наближаються до характеристик лопаткових турбін. За конструкцією вона відноситься до безлопаткових турбін з одиночним підвідним (живильним) соплом, а з кінематики потоку - до відцентрових реактивних.

Аналіз конструктивних виконань та досвіду експлуатації пневмогідроприводу виявив ряд суттєвих недоліків: наявність масла в системі, що значно ускладнює конструкцію та експлуатацію, відсутність його може призвести до аварійних ситуацій; наявність рухомих ущільнень, які в умовах низьких температур можуть виходити з ладу; підвищені ударні навантаження на деталі поворотного механізму тощо.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В якості альтернативи пневмогідроприводів шарових кранів великих прохідних перерізів можуть бути використані пневмоагрегати на базі струминнореактивної розширювальної машини (СРРМ). Для даної сфери застосування ці машини мають ряд беззаперечних переваг перед пневмогідроприводами та класичними турбінними приводами. Основними з них є: простота конструкції, висока надійність, стабільність вихідних характеристик, мала маса та момент інерції, що викликає підвищення динамічності привода в цілому [1-2].

Однією з причин незначного використання струменево-реактивної розширювальної машини в газотранспортній галузі стала недостатня вивченість питання проектування агрегатів на базі принципово нової машини як основного виконавчого елемента і, як наслідок, відсутність досвіду створення таких пневмоагрегатів. У зв'язку з прогнозуванням великого потенціалу використання цих машин в майбутньому, дана робота присвячена поглибленню знань теорії «сегнерова колеса» (принцип дії СРРМ), розрахунку і аналізу характеристик струйно-реактивної розширювальної машини.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1. КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ (СРТ)

Конструктивно СРТ дуже проста (рис. 1.1, 1.2). Вона містить ротор, що складається з порожнього вала і робочого колеса (РК), виконаного у вигляді однієї, двох або більше радіальних соплових трубок, консольно закріплених (приварених) на валу, на вільному кінці яких тангенціально спрямовані є тягові сопла (ТС). Порожнини вала і соплових трубок з'єднані і утворюють безперервний газовий тракт від торцевого входу в осьовий канал (порожнина) вала до ТС. Робоче колесо може бути виконано також у вигляді порожнього диска - барабана з соплами на периферії.

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 ТС і відповідно крутний момент на валу турбіни, а при обертанні вала здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію протікаючого струменя є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність турбіни в цілому зростає з ростом тиску і температури газу перед ТС.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

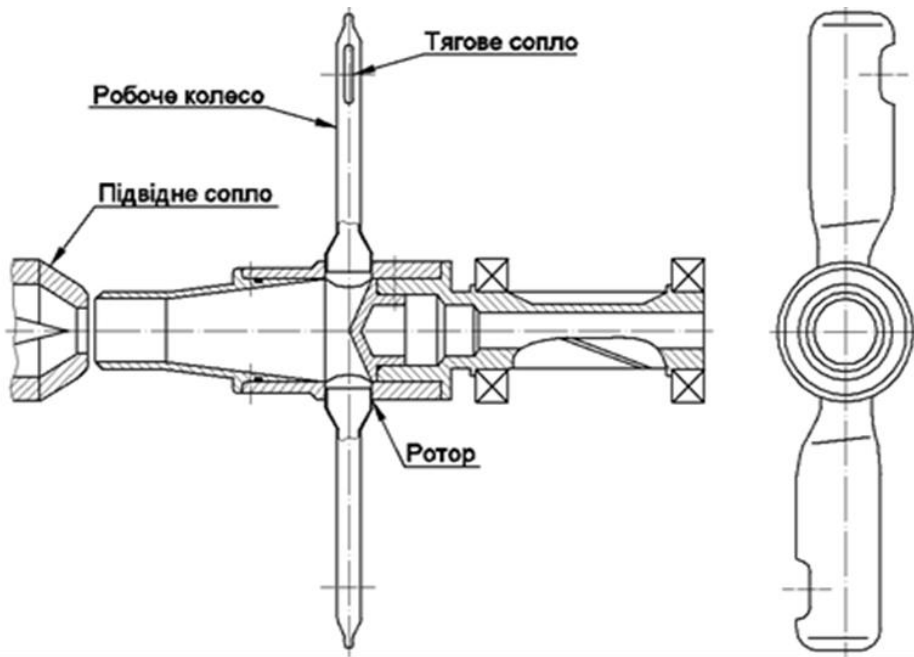


Рисунок 1.1 - Конструктивна схема нереверсивний СРРМ.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

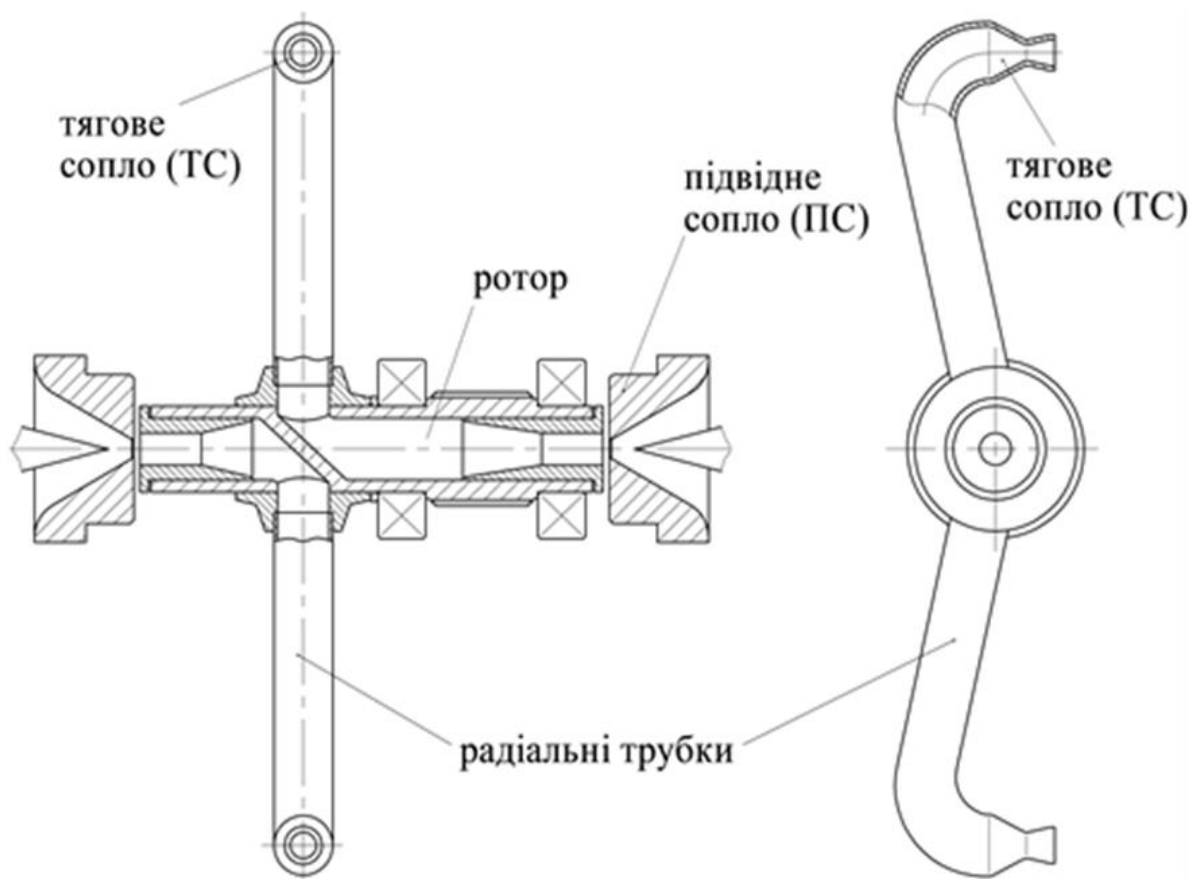


Рисунок 1.2 - Конструктивна схема реверсивної СРРМ.

Струминно-реактивні розширювальні машини в даному виконанні (рис. 1.1, 1.2), на відміну від лопаткових, не мають швидкозношуваних будь-яких контактних або малозазорних лабіринтових ущільнень. Газ підводиться по осі вала за допомогою підвідного сопла (ПС), яке може бути регульованим, розташованим з необхідним осьовим зазором по відношенню до вхідного торця вала.

Усунення витоку з порожнини вала через осьовий зазор забезпечується за допомогою надзвукового струменя, що втікає в вал з ПС через осьовий зазор (слабкі обурення (слабкі хвилі тиску) поширюються зі швидкістю звуку і, отже, не можуть проникнути назустріч надзвуковому струменю). У дифузорі, розташованому у вхідній ділянці вала, потік гальмується, переходячи через стрибок ущільнення на дозвукову швидкість, і далі рухається по тракту з відносно невеликою швидкістю і малими втратами енергії до ТС, з якого

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

витікає з надзвуковою швидкістю, утворюючи реактивну силу тяги і крутний момент на валу турбіни.

Класичні «сегнерові колеса» не набули широкого поширення як розширювальні машини по ряду причин, основними з яких є:

- Конструктивна проблема підведення газу в тракт швидкообертового ротора (звичайні контактні або лабіринтові ущільнення схильні до швидкого зносу і забруднення та / або допускають великий витік газу, значно знижуючи ККД турбіни);

Своєрідність кінематики потоку, яка обумовлює ефективну роботу машини (досить високий ККД) тільки на відносно великих окружних швидкостях (частотах обертання ротора), де в свою чергу різко зростають втрати на зовнішній аеродинамічний опір ротора (в основному соплових трубок), що виключає досягнення прийнятних величин ККД;

- Відсутність досліджень і методик розрахунку всього газового тракту: від входу в ПС до виходу з ТС.

У пневмоагрегатах на основі СРРМ проблема підведення газу, як вже згадувалося, вирішена газодинамічним надзвуковим замиканням і забезпеченням режиму течії по всьому тракту з малими втратами енергії за рахунок правильного узгодження прохідних (критичних) перетинів ПС, ТС і дифузора. У той же час зовнішній аеродинамічний опір знижено застосуванням соплових трубок удобообтекаемого поперечного перерізу, одержуваного технологічно просто - шляхом сплюснення трубок, а також оптимізацією діаметра РК і частоти обертання ротора. Проведені дослідження з метою оптимізації геометричних параметрів газового тракту дозволили підняти ефективність класичного сегнерового колеса в декілька разів і розробити методику розрахунку параметрів і характеристик СРРМ.

Наведені на рисунках 1.1 і 1.2 конструктивні виконання СРРМ далеко не єдині. В останні роки ведеться активне патентування та впровадження (на жаль, перше первалює) всіляких конструкцій розширювальних машин (турбін), заснованих на принципі текучого реактивного струменя. Серед вітчизняних

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

наукових центрів варто виділити Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова НАН України (м.Дніпропетровськ), представники якого активно займаються вивченням принципово нових схем СРРМ. Серед них є як традиційні виконання (досить близькі до рис. 1.1 і 1.2), так і досить екзотичні, які в свою чергу не позбавлені можливості практичного застосування. Серед російських аналогів струминно-реактивних розширювальних машин виділяються винаходи вчених Державної освітньої установи вищої професійної освіти Військово-морської академії ім. Адмірала Флоту Н.Г. Кузнецова. Запропоновані ними схеми є новими для інженерної думки і можуть бути використані в подальших дослідженнях струминно-реактивних розширювальних машин.

Наведені вище варіанти конструктивних виконань СРРМ мають як свої переваги, так і недоліки, проте в даній роботі досліджуються струминно-реактивні розширювальні машини, конструкції яких близькі до наведених на рисунках 1.1 і 1.2.

Стосовно до розглянутої проблеми, СРРМ має низку переваг, аж до унікальних:

- Простота конструкції в порівнянні з класичними турбінами (особливо в реверсивному виконанні), що забезпечує освоєння звичайним виробництвом, при низькій собівартості виготовлення;
- Високий рівень уніфікації. На базі одного ротора можуть виконуватися СРРМ декількох типорозмірів по потужності. Замінюються тільки сопла і дифузор. Можливо навіть використання одного ротора для всього діапазону потужностей від 50 до 500 кВт;
- Висока надійність роботи навіть в екстремальних умовах на забрудненому, вологому газі при температурі до -60°C . Це обумовлено відсутністю лопаткових апаратів і малозазорних ущільнень, чутливих до ерозійного зносу і обмерзання;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Стабільність вихідних характеристик в широкому діапазоні тиску, температури і навантажень, а також слабкий вплив на них виробничо - технологічних відхилень при виготовленні;

- Мала маса і момент інерції ротора, що обумовлює:

а) хороші динамічні характеристики і, отже, ефективну роботу в системі регулювання, особливо в найпростішій - прямої дії, яка найдешевша;

б) стійку і надійну роботу на великих частотах обертання;

в) малі навантаження на опори вала ротора при знижених вимогах статичного та динамічного балансування ротора;

- Конструктивно просто реалізується регулювання по частоті обертання ротора, що дешево і найбільш функціонально підходить;

- Простота конструкції і низька вартість струминно-реактивних пневмоагрегатів, так як в переважній більшості випадків відпадає необхідність у складних допоміжних системах: масляних системах змащення ущільнення вала; системах автоматичного регулювання та керування, ефективної підготовки газу перед СРРМ (очищення, осушення, підігріву);

- Досить високий ККД і можливість його підвищення. ККД СРРМ вже зараз при певних умовах досягає близько 60% (не поступається лопатковим турбінам з парціальним впусканням).

З урахуванням вищевикладених переваг це забезпечує, по крайній мірі, не менший економічний ефект, ніж при використанні пневмоагрегатів малої і середньої потужності на основі лопаткових турбін. Досягається це, в першу чергу, за рахунок значно менших термінів окупності та, головне, при малих початкових капіталовкладеннях. Крім того, порівняння необхідно вести по ефективному експлуатаційному ККД (по коефіцієнту корисного перетворення всієї наявної енергії в діапазоні тисків від тиску на вході ГРС до тиску на виході ГРС), який для лопаткових турбін з повним впусканням значно знижується при істотному відхиленні режиму від номінального. Це пов'язано з необхідністю регулювання шляхом дроселювання потоку газу перед турбіною або байпасуванням частини газу в обхід турбіни. Регулювання режиму роботи

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

СРРМ проводиться по витраті газу за допомогою регульованого ПС, тобто без дроселювання (без втрати його наявної енергії) [3-4] .

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

2. РІВНЯННЯ РУШІЙНОГО М

3. ОМЕНТУ НА ВАЛУ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ

Так як газовий тракт складається з осесиметричних елементів (що живлять тягове сопло, дозвуковий дифузور і циліндричні ділянки), і поворотної ділянки, то можна використовувати рівняння описуюче одномірну течію газу. Другим припущенням, яке вводиться для спрощення розрахунків є те, що течя по газовому тракту відбувається без теплообміну. Так як швидкість руху газу досить велика можна вважати течію адіабатною. Таким чином загальний теоретичний аналіз течії в газовому тракці СРТ і розробка математичної моделі проводиться з використанням теорії адіабатної одновимірної течії з тертям в трубі постійного перетину.

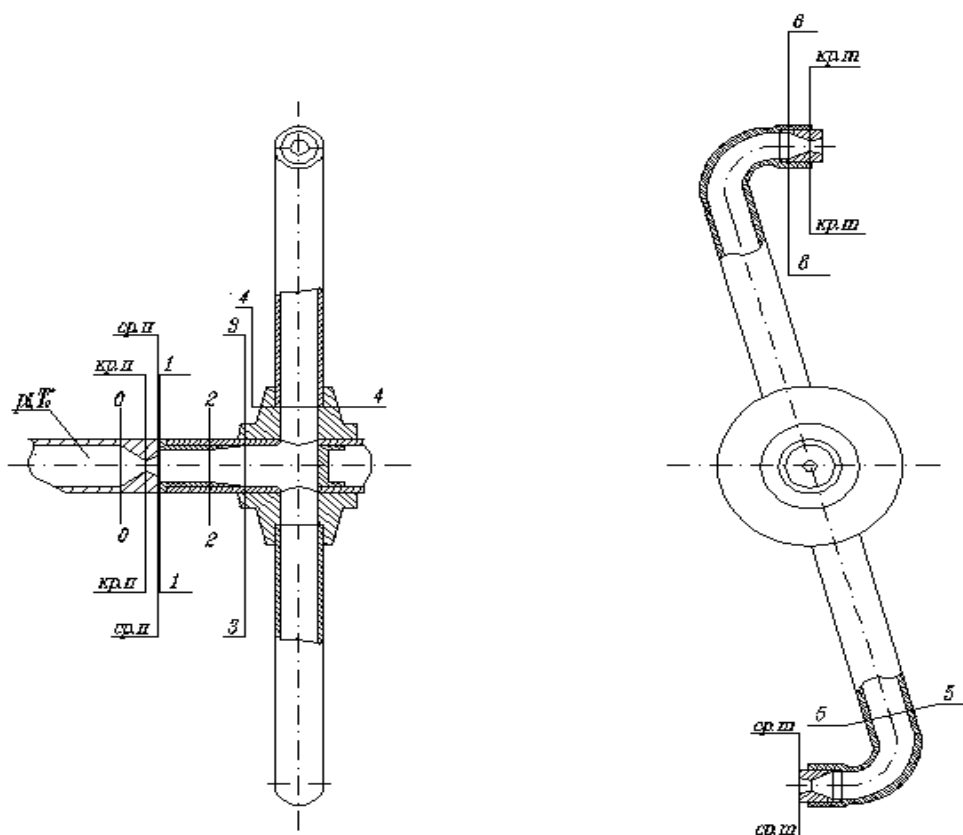


Рисунок. 2.1- Розрахункова схема проточної частини СРТ

За основні контрольні перерізи газового тракту прийняті (див. рис. 2.1):

- 0-0 - вхід в живильне сопло;
- кр.п-кр.п - критичне переріз живильного сопла;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

- ср.п-ср.п –переріз зрізу живильного сопла;
- 1-1 - вхід в робоче колесо (в циліндричну частина втулки-дифузора);
- 2-2 - вихід з циліндричної частини втулки-дифузора;
- 3-3 - вихід з дифузора;
- 4-4 - вхід в радіальну частина робочого колеса;
- 5-5 - перетин перед поворотом в тягове сопло;
- 6-6 - вхід в тягове сопло;
- кр.т-кр.т – критичний переріз тягового сопла;
- ср.т-ср.т –переріз зрізу тягового сопла.

Основні геометричні параметри досліджувальної моделі проточної частини СРТ :

- критичний діаметр вихідного перерізу підвідного сопла - 5мм.
- діаметр вихідного перерізу тягового сопла – 11мм.
- діаметр критичного перерізу тягового сопла – 5,2мм.
- діаметр робочого колеса по центру тягових сопел - 200 мм.

Відповідно до прийнятої схеми СРТ (див. рис. 1.1-1.2 та 2.1) рушійний момент на валу ротора СРТ визначається з рівняння моменту кількості руху (рівняння моменту імпульсу):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \vec{r} \times \rho \vec{v} dV = \int_V \vec{r} \times \rho \vec{f} dV + \int_S \vec{r} \times \vec{P}_s dS + \vec{r} \times \vec{P} \quad (2.1)$$

де \vec{r} - радіус-вектор сил, що діють на масу рідини (газу), що протікає через об'єм dV ;

\vec{P} - результуюча сила, що діє на тіло всередині контрольного об'єму V ;

\vec{P}_s - поверхневі сили, що діють на поверхню S ;

\vec{f} - вектор напруги масової сили;

\vec{v} - швидкість рідини (газу), що протікає через об'єм V ;

ρ - густина рідини в об'ємі V .

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

З урахуванням того, що при механічному русі протікаюча маса не

залежить від швидкості і $\frac{\partial m}{\partial t} = 0$, для маси рідини (газу), що протікає через плече ротора СРТ, для ізоентропної течії загальне рівняння моменту імпульсу в джерелі [8] наводиться у вигляді:

$$M = \frac{d}{dt} \left[\int_V (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) r \rho dV \right] + \int_{f_{ex}} (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) \vec{r} dG_{ex} - \int_{f_{зр.м}} (\vec{v}_\tau + \vec{v}_r) \vec{r} dG_m + f_{зр.м} (p_{зр.м} - p_{н.с}) \quad (2.2)$$

де $v_\tau = u = r\omega$ - окружна швидкість робочого тіла (газу);

$v_r = w = \frac{dr}{dt}$ - радіальна швидкість в відносному русі;

G_{ex} - витрата робочого тіла через вхідний переріз каналу ротора СРТ;

G_m - витрата робочого тіла через тягове сопло (переріз зрізу ТС);

f_{ex} - площа каналу на вході в ротор СРТ;

$f_{зр.м}$ - площа зрізу ТС;

$p_{зр.м}$ - тиск на зрізі ТС;

$p_{н.с}$ - тиск навколишнього середовища.

У сталому режимі $\omega = const$ та при $G_{ex} = G_m$ це рівняння з урахуванням опору навколишнього в'язкого газу обертання ротора набуває вигляду:

$$M = \left[G_m w_{зр.м} + f_{зр.м} (p_{зр.м} - p_{н.с}) \right] \cdot L - G_m L^2 \omega - K_{o.o} \omega^2 \quad (2.3)$$

де L- відстань від осі обертання ротора до осі тягового сопла (плече дії сили тяги на ТС щодо осі ротора);

$w_{зр.м}$ - швидкість газу на зрізі тягового сопла в відносному русі;

ω - кутова швидкість ротора;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$K_{o.o}$ - коефіцієнт опору обертанню.

Перший член виразу (2.3) є моментом від сили тяги тягового сопла, яка визначається за формулою для тяги звичайного ракетного двигуна:

$$P_m = G_m \cdot w_{зр.м} + f_{зр.м} (p_{зр.м} - p_{н.с}), \quad (2.4)$$

де P_m - сила тяги (в данному випадку сила, що розвивається в ТС).

З урахуванням рівнянь для витрати газу через тягове сопло, швидкості потоку газу на зрізі тягового сопла в відносному русі і статичного тиску на зрізі тягового сопла, приймаючи $T_{w.кр.м}^* = T_{w.зр.м}^*$, рівняння для тяги тягового сопла (2.4) можна записати у вигляді:

$$P_m = p_{вх.м}^* \cdot f_{кр.м} \cdot \lambda_{w.зр.м} \cdot k \cdot \beta_{кр} + f_{зр.м} \cdot [p_{вх.м}^* \cdot \pi(\lambda_{w.зр.м}) - p_{н.с}], \quad (2.5)$$

де $P_{вх.м}^*$ - повний тиск на вході в тягове сопло;

$\lambda_{w.зр.м}$ - приведена (наведена) швидкість газу на зрізі тягового сопла;

k – показник ізоентропи газу;

$\pi(\lambda_{w.зр.м})$ - газодинамічна функція;

$\beta_{кр}$ - критичне відношення тисків:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.6)$$

Точність і достовірність розрахункового визначення вихідних механічних характеристик СРТ за рівнянням 2.4, 2.5 найбільшою мірою залежить від

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

точності розрахункового визначення сили тяги і моменту на пусковому режимі, тобто при $\omega=0$ ($n=0$):

$$M_n = L \cdot P_{m,n=0} = L \cdot \left[G_m \cdot c_{зр.м,n=0} + f_{зр.м} \cdot (p_{зр.м} - p_{н.с}) \right], \quad (2.7)$$

де $P_{m,n=0}$ - тяга тягового сопла для пускового режиму.

В попередній кваліфікаційній роботі було проведено дослідження проточної частини СРТ за допомогою програмного комплексу FlowVision.

В програмі SolidWorks було створено твердотільну модель струменево-реактивної турбіни в трьох виконаннях. На рисунку 2.2 зображена твердотільна тривимірна модель проточної частини СТР з такими параметрами:

- критичний діаметр вихідного перерізу підвідного сопла - 5мм.
- діаметр вихідного перерізу тягового сопла – 11мм.
- діаметр критичного перерізу тягового сопла – 5,2мм.
- діаметр робочого колеса по центру тягових сопел - 200 мм.

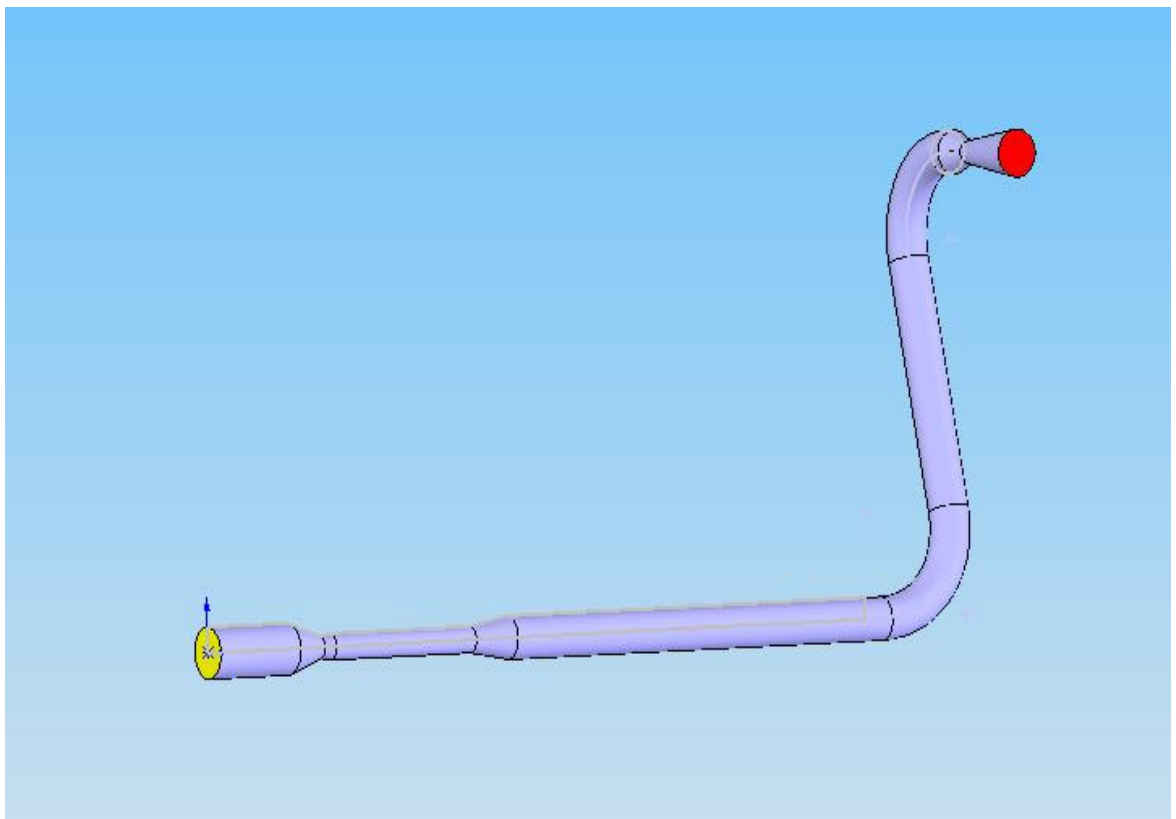
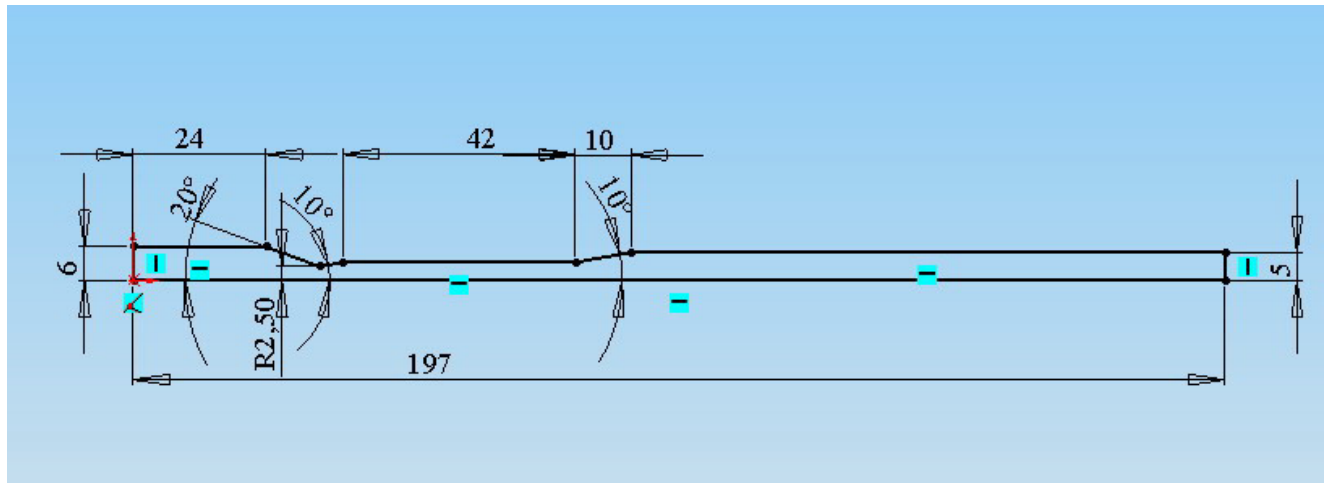


Рисунок 2.2 - Твердотільна тривимірна модель проточної частини СТР.

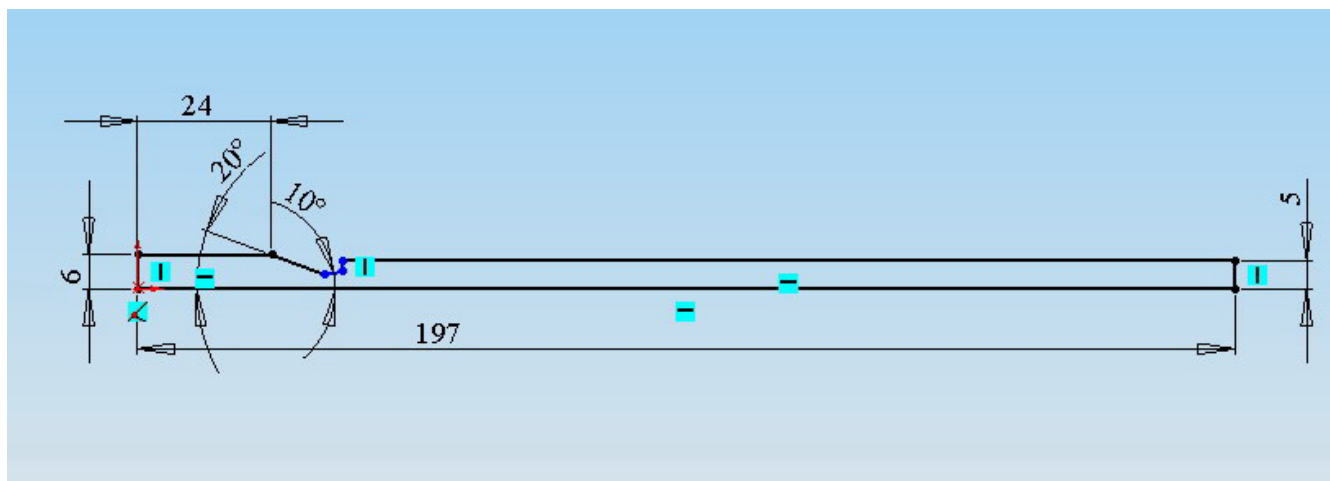
									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

На рисунку 2.3 показані три конструктивні виконання осьової ділянки проточної частини СРТ з однаковим геометричними параметрами окрім кута розкриття втулки-дифузора: Виконання 1 - з втулкою-дифузором з кутом розкриття 20° ; Виконання 2 - без втулки; Виконання 3 - з втулкою-дифузором з кутом розкриття 8° .

Виконання 1



Виконання 2



					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Виконання 3

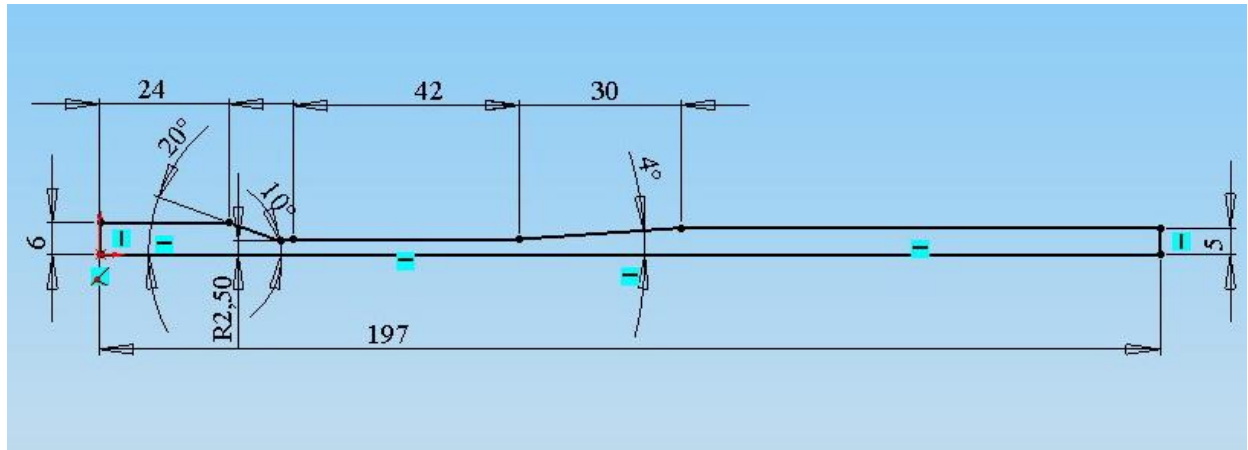


Рисунок 2.3 - Конструктивні виконання осьової ділянки проточної частини СРТ.

На інженерному факультеті СумДУ є одна ліцензія на студентську версію цього програмного продукту, в якій досяжна точність результатів обмежена 50000 комітками розрахункової сітки. Крім того, на ЕОМ комп'ютерного класу інженерного факультету встановлена демо-версія, яку можна завантажити з сайту розробників. Демо-версія FlowVision також є функціональною, проте її обмеженням є неможливість проведення розрахунків на сітці, що містить понад 15000 комірок. У даній роботі ми описуємо застосування FlowVision для розрахунку низки внутрішніх течій газу в проточній частині СРТ, а також порівнюємо результати різних виконань проточної частини турбіни (з втулкою-дифузором і без втулки).[14]

Програмний продукт FlowVision, призначений для чисельного моделювання течій рідини і газу. Наведені далі результати отримані за допомогою версії програмного продукту, що вийшла в світ в лютому 2003 року.

Програмний продукт FlowVision не має власного препроцесора (засоби створення геометричної конфігурації розрахункової області), але дозволяє імпортувати геометричну конфігурацію з багатьох сучасних САД-систем, наприклад, SolidWorks. FlowVision має зручний інтерфейс, що дозволяє розглянути імпортовану розрахункову область, розставити на ній граничні

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

умови, задати властивості середовища, параметри розрахунку і виконати інші необхідні дії.

У програмному продукті FlowVision використовується прямокутна (декартова) розрахункова сітка, яку можна довільним чином згущувати в потрібних місцях, наприклад, у твердих стінок. Передбачено також ряд критеріїв автоматичного згущення розрахункової сітки, наприклад, в частинах, де мають місце найбільш різкі зміни розраховуються величин.

Втрата точності чисельного рішення, неминуча внаслідок великої розбіжності між лініями сітки і лініями струму рідини, в значній мірі запобігається завдяки використанню спеціально розробленої авторами скошеної схеми апроксимації похідних високого порядку.

Зручні засоби постпроцесора дозволяють спостерігати на екрані як картину течії, так і інтегральні її показники (наприклад, коефіцієнт втрат між зазначеними перетинами), оновлювані після кожної глобальної ітерації (у міру зміни структури потоку з плином часу). Є можливість автоматичного збереження проміжних результатів у вигляді текстових файлів (які в подальшому зручно обробити, наприклад, за допомогою Microsoft Excel), що дозволяє контролювати процес збіжності, а для нестационарних течій дозволяє отримувати залежність потрібної величини від часу.

Процес розрахунку течії рідини (газу) включає в себе наступні кроки:

Створення області розрахунку ("геометрії" пристрою) в будь-якій САПР (наприклад, SolidWorks) і збереження її в форматах, що підтримуються (наприклад, VRML, IOES або STL) в FlowVision. Завдання математичної моделі. Завдання граничних умов.

Задання вихідної розрахункової сітки і критеріїв її адаптації за рішенням і за граничними умовами. Задання параметрів розрахунку. Проведення розрахунку (без участі користувача). Перегляд результатів розрахунку в графічній формі ("візуалізація" результатів розрахунків) і збереження даних в файли. Оцінка точності розрахунків методом збіжності по сітці.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

В програмі FlowVision було запущено розрахунок течії газу в проточній частині турбіни в 1 виконанні, але використовуючи три варіанти граничних умов (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 - Варіанти граничних умов.

		Варіант I	Варіант II	Варіант III
Загальні параметри		КФЛ 10	Фикс. крок 1^{-005}	Фикс. крок 1^{-005}
Параметри входу	Температура	Повна температура (15)	Значення на стінці (15)	Значення на стінці (15)
	Швидкість	Повний тиск 4,9МПа	Повний тиск 4,9МПа	Повний тиск 4,9МПа
Параметри вихода	Температура	Нульовий потік	Нульовий потік	Нульовий потік
	Швидкість	Вільна границя	Нульовий тиск/вихід	Тиск/вихід (0)

Аналізуючи раніше отриманні значення за допомогою графіків ми вирішили подальші розрахунки проточної частини СРТ в програмному комплексі FlowVision проводити з третім варіантом граничних умов та використовувати третій варіант геометрії с кутом розкриття втулки-дифузора 8°C .

Розрахунки параметрів ефективності турбіни (сила тяги, пусковий момент, питомий пусковий момент, коефіцієнт відновлення повного тиску) проводились при різних тисках на вході (2,4 МПа, 4,9 МПа та 7,4 МПа).

Сила тяги визначається за формулою:

$$P_T = G \cdot c_{cp} + F_{cp} (P_{cp} - P_n) = G \cdot c_{cp} + F_{cp} \cdot P_{FV}, \quad (2.8)$$

де G - витрата газу через живильне сопло, кг/с;

c_{cp} - швидкість газу на зрізі тягового сопла, м/с;

F_{cp} - площа зрізу тягового сопла,

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$F_{cp} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,011^2}{4} = 0,000095 (m^2) = 9,5 \cdot 10^{-5} (m^2), \quad (2.9)$$

де P_{cp} - статическое давление на срезе сопла;

P_n - тиск навколишнього середовища.

Пусковий момент визначається за формулою:

$$M_{пуск} = P_T \cdot L_p, \quad (2.10)$$

де L_p - довжина плеча-консолі ротора, $L_p = 0,1$ м.

Питома пусковий момент визначається за формулою:

$$M_{пит.пуск} = \frac{M_{пуск}}{G}, \quad (2.11)$$

Аеродинамічну досконалість проточної частини СРТ, тобто величину втрат енергії в нерухомих елементах турбомашин, часто оцінюють по коефіцієнту відновлення повного тиску. Тому отримаємо залежність коефіцієнта відновлення повного тиску в проточній частині СРТ від повного тиску на вході СРТ для пускового режиму.

Коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ дорівнює:

$$\sigma = \frac{P_{вих}^*}{P_{вх}^*} \quad (2.12)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

де, $P_{вих}^*$ - тиск загальмованого потоку (повний тиск) на виході з тягового сопла ;

$P_{вх}^*$ - тиск загальмованого потоку (повний тиск) на вході в підвідне сопло .

Отриманні данні при розрахунку проточної частини СРТ в програмному комплексі FlowVision 3-ого конструктивного виконання проточної частини СРТ з 3-тім варіантом налаштувань гр. умов заносимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри ефективності СРТ на виході при 3-ому конструктивному виконанні проточної частини СРТ та 3-ому варіанті налаштувань гр. умов.

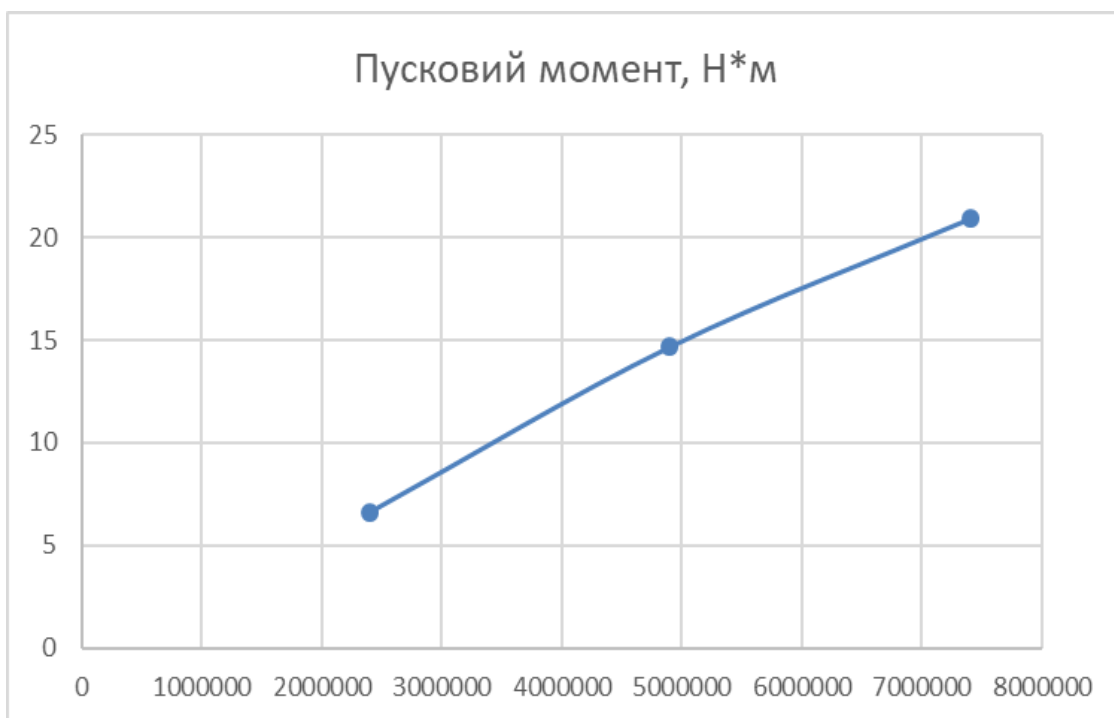
Тиск на вході	$P_{вх}^*$ Н	$M_{пуск}$ Н·м	$M_{пит.пуск}$ $\frac{Н \cdot м \cdot с}{кг}$	σ
2,4 МПа	66,28	6,628	77,43	0,57
4,9 МПа	146,73	14,67	85,58	0,87
7,4 МПа	209,18	20,9	88,18	0,93

Використовуючи данні з табл. 2.2 для візуалізації зробимо графіки параметрів ефективності СРТ (рис. 2.4), де по осі ОХ показано кількість ітерацій, а по осі ОУ велечина, що досліджується .

$P_{тяг}$



$M_{пуск}$



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КМ 01.00.00.00 ПЗ

Лист

25

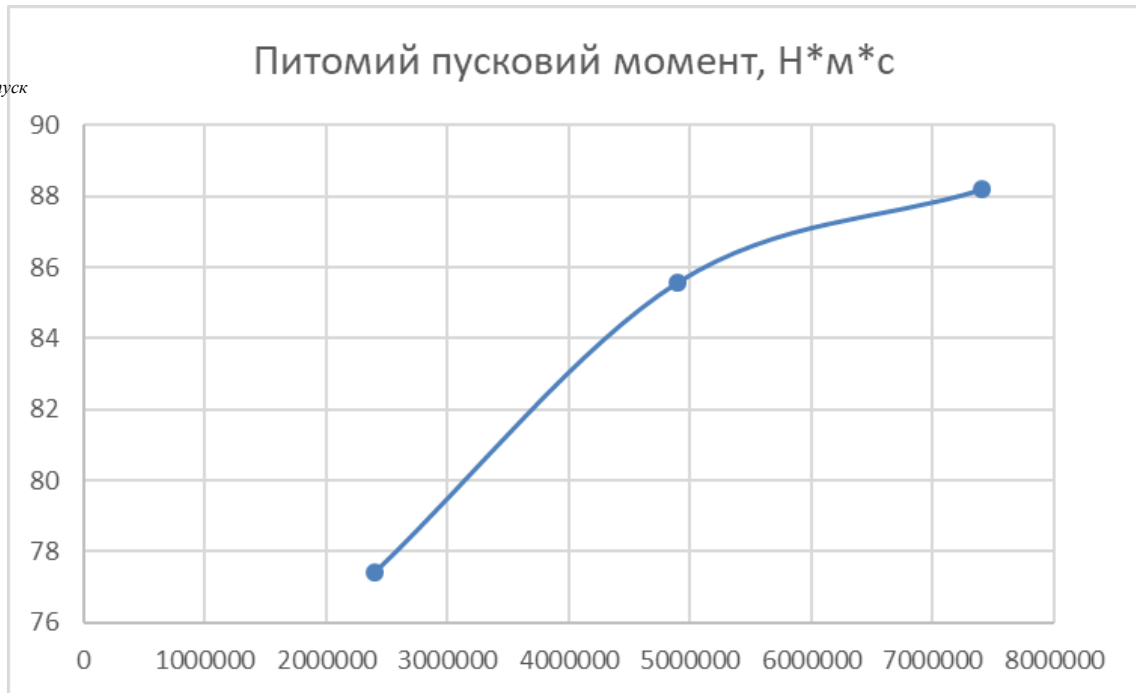
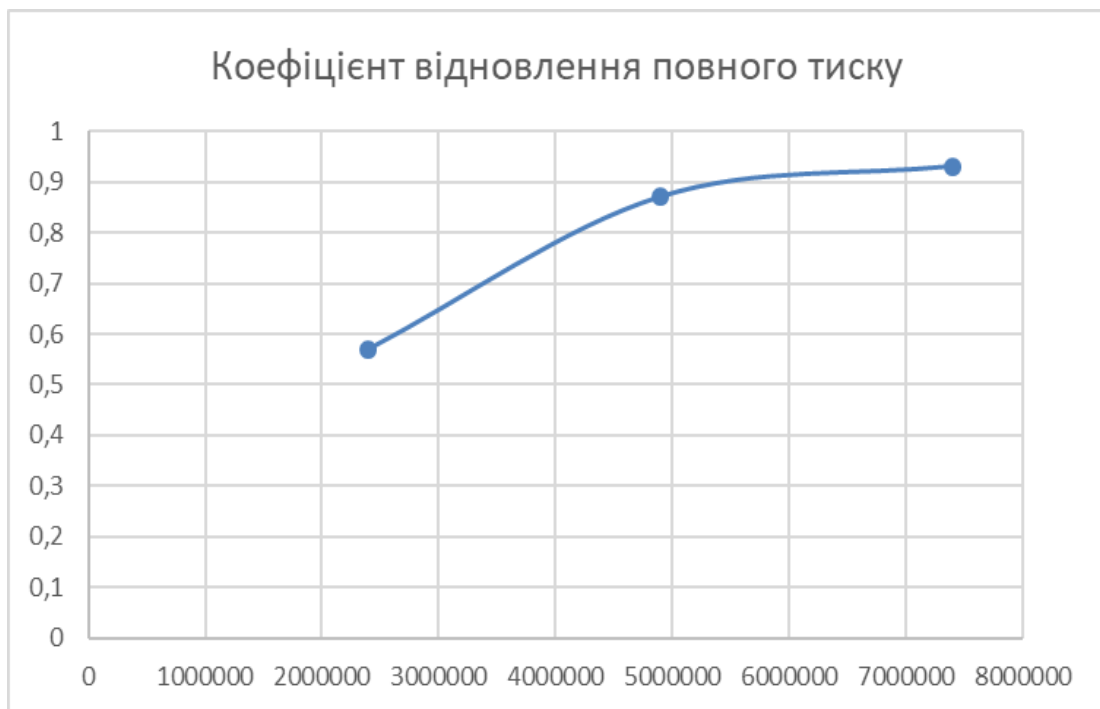
$M_{\text{пит.пуск}}$  σ 

Рисунок 2.4 - Графіки порівняння параметрів тягового сопла СРТ з різними тисками на вході (2,4 МПа, 4,9 МПа, 7,4 МПа).

З наведених вище таблиць (табл. 2.2) та графіків (рис. 2.4) можна зробити загальний висновок по другому розділу, що серед трьох розглянутих конструктивних виконань проточної частини СРТ доцільно обрати третє виконання, так як значення досліджуваних параметрів (сила тяги, пусковий

момент, питомий пусковий момент і коефіцієнт відновлення повного тиску) найбільші саме для 3 конструктивного виконання (з втулкою-дифузором з кутом розкриття 8°) проточної частини турбіни з третім варіантом налаштувань граничний. Також з рисунку 2.4 чітко видно, що зі збільшенням тиску від 2,4 МПа до 7,4 МПа показники плавно збільшуються..

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

3. РОЗАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СРТ НА ОСНОВІ МЕТОДІВ ОДНОВИМІРНОЇ ТЕОРІЇ

3.1 Дослідження впливу зміни геометрії підвідного сопла на параметри і характеристики СРТ

Було проведено розрахунки проточної частини СРТ на основі методів одновимірної теорії; розрахунок параметрів і характеристик СРТ на підставі раніше отриманих даних.

З метою дослідження задавалися різні значення діаметрів критичного перерізу підвідного сопла ($d_{кр.}$, мм), які відповідають наступному ряду: 3,5 мм; 4,0 мм; 4,5 мм; 5,0 мм; 5,5 мм; 6,0 мм; 6,5 мм; 7 мм; 7,5 мм; 8 мм; 8,5 мм; 9 мм; 9,5 мм; 10 мм, при постійному значенні діаметра критичного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=5,2$ мм) і діаметра вихідного перерізу тягового сопла ($d_{ср.т}=11$ мм). Частота обертання ротора також були змінними 3000 об/хв, 10000 об/хв, 20000 об/хв, 30000 об/хв.

Цей розрахунок буде прорахована за допомогою програми Excel, також в цій програмі будуть отримані графіки для візуального порівняння змін значень пускового моменту, потужності та КПД.

Основні геометричні параметри:

- критичний діаметр вихідного перерізу підвідного сопла - 5мм.
- діаметр вихідного перерізу тягового сопла – 11мм.
- діаметр критичного перерізу тягового сопла – 5 (5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10) мм.
- діаметр робочого колеса по центру тягових сопел - 200 мм.

Допущення:

1. Теплообмін між робочим тілом і навколишнім середовищем був відсутній, тобто процес перебігу газу в проточній частині СРТ - адіабатний.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

2. Витоком газу з проточної частини турбіни в навколишнє середовище нехтуємо.

У даній роботі виконано розрахунок параметрів і характеристик СРТ для ступеня «підвідне сопло + робоче колесо», при заданні тисків і температури загальмованого потоку (тобто повних параметрів) на вході в ступінь:

$$P_{\text{вх}} = 5001325 \text{ Па} (P_{\text{вх.надл.}} = 4900000 \text{ Па} + P_{\text{н.с}} = 101325 \text{ Па}); T_{\text{вх}} = 288\text{К}.$$

Примітка: при розрахунку по одновимірній теорії радіальна і осьова складові абсолютної і відносної швидкості не розраховуються, а розраховуються тільки швидкості, перпендикулярні вихідному перерізу тягового сопла на діаметрі робочого колеса $D=200\text{мм}$.

Момент на валу СРТ по теоремі про зміну моменту кількості руху потоку газу щодо осі обертання з урахуванням нерозрахування тягового сопла і аеродинамічного опору навколишнього середовища при обертанні ротора визначається за такою формулою:

$$M_T = M'_U + M_{\text{нер}} - M_{\text{с.в}} = M_U - M_{\text{с.в}}, \quad (3.1)$$

де M'_U - момент, обумовлений взаємодією потоку газу з елементами проточної частини СРТ, дорівнює моменту кількості руху маси газу, що витікає з тягового сопла;

$M_{\text{нер}}$ - момент, обумовлений різницею тисків на зрізі тягового сопла і в навколишньому середовищі (момент від нерозрахованості тягового сопла);

$M_{\text{с.в}}$ - момент опору обертання ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору ротора, що обертається);

M_v - окружний (рухомий) момент СРТ.

Момент M'_U дорівнює:

$$M'_U = G_m C_{\text{ср.м}} \frac{D}{2} = G_m \frac{D}{2} (W_{\text{ср.м}} - U) = G_m W_{\text{ср.м}} \frac{D}{2} - G_m \frac{D^2}{2} \omega_T, \quad (3.2)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

де G_m - витрата газу через тягове сопло;

$W_{cp.m}$ - швидкість газу на зрізі (у вихідному перерізі) тягового сопла в відносному русі;

$C_{cp.m}$ - швидкість газу на зрізі тягового сопла в абсолютному русі;

U - окружна швидкість газу в центрі зрізу тягового сопла;

D - діаметрі робочого колеса (діаметр розташування центрів зрізу тягових сопел);

ω_T - кутова швидкість вала СРТ.

Момент $M_{нер}$ виникає за рахунок різниці тисків на зрізі ТС і в навколишньому середовищі:

$$M_{нер} = f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \frac{D}{2} = f_{cp.m} P_{окр.ср} (S - 1) \frac{D}{2}, \quad (3.3)$$

де $f_{cp.m}$ - площа зрізу тягового сопла;

$P_{cp.m}$ - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

S – газодинамічна ступінь нерозраховання ТС ($S = P_{ср.т} / P_{окр.ср}$).

Момент $M_{с.в}$ дорівнює:

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2, \dots \dots \dots (3.4)$$

де $K_{с.в}$ - комплексний коефіцієнт аеродинамічного опору ротора, що обротається.

Окружний момент M_U дорівнює:

$$M_U = M_U' + M_{нер} = \left[G_m C_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2}, \quad (3.5)$$

де $f_{cp.m}$ - площа вихідного перерізу (зрізу) тягового сопла;

$P_{cp.m}$ - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

$P_{окр.ср}$ - тиск в навколишньому середовищі, куди витікає газ.

Для розрахункового режиму (при $P_{cp.m} = P_{окр.ср}$), момент на валу турбіни дорівнює:

$$M_T = M'_U - M_{c.в} . \quad (3.6)$$

Без урахування моменту опору обертання ротора в навколишньому середовищі, момент на валу турбіни дорівнює окружному моменту:

$$M_T = M_U . \quad (3.7)$$

Враховуючи, що $C_{cp.m} = W_{cp.m} - U$, отримуємо:

$$M_U = \left[G_m (W_{cp.m} - U) + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2} , \quad (3.8)$$

Потужність на валу СРТ:

$$N_T = M_T \cdot \omega_T . \quad (3.9)$$

ККД СРТ:

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{N_T}{N_s} , \quad (3.10)$$

де N_s - наявна потужність;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

G_n - витрата газу через підвідне сопло СРТ;

h_s - ізоентропна робота розширення 1 кг робочого тіла від параметрів гальмування на вході СРТ (P_n^*, T_n^*) до тиску навколишнього середовища ($P_{окр.сп}$).

$$h_s = \frac{k}{k-1} RT_n^* \left[1 - \left(\frac{P_{окр.сп}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3.11)$$

де k - показник ізоентропи;

R - питома газова стала;

T_n^*, P_n^* - температура і тиск гальмування перед підвідним соплом (на вході СРТ).

Витрата газу через підвідне сопло:

$$G_n = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}}, \quad (3.12)$$

де B - коефіцієнт, що залежить від показника ізоентропи газу

$$B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (3.13)$$

де $f_{кр.n}$ - площа критичного перерізу півідного сопла;

μ коефіцієнт витрати півідного сопла.

Витрату газу через тягове сопло можна визначити за рівнянням:

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$G_m = \frac{P_{cp.m}^* \cdot B \cdot f_{cp.m} \cdot q(\lambda_{cp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{cp.m}^*}} = \frac{P_{cp.m} \cdot B \cdot f_{cp.m} \cdot y(\lambda_{cp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{cp.m}^*}} = \frac{P_{кр.м}^* \cdot B \cdot f_{кр.м}}{\sqrt{R \cdot T_{кр.м}^*}}; \quad (3.14)$$

де $P_{cp.m}^*$, $T_{cp.m}^*$ - тиск і температура гальмування у вихідному перерізі

тягового сопла;

$q(\lambda_{cp.m})$, $y(\lambda_{cp.m})$ - газодинамічні функції:

$$q(\lambda_{cp.m}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{cp.m} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cp.m}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{f_{кр.м}}{f_{cp.м}} \quad (3.15)$$

$$y(\lambda_{cp.m}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\lambda_{cp.m}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{cp.m}^2} \quad (3.16)$$

При наявності надзвукової частини тягового сопла спочатку визначаємо

$$q(\lambda_{cp.m}) = \frac{f_{кр.м}}{f_{cp.м}}. \quad (3.17)$$

По $q(\lambda_{cp.m})$ знаходимо $\lambda_{cp.m}$ і $y(\lambda_{cp.m})$.

Якщо не враховувати витoku газу з проточної частини СРТ, то витрата газу через тягове сопло дорівнює витраті газу через підвідне сопло. Тоді отримаємо:

$$\frac{P_{cp.m} \cdot B \cdot f_{cp.m} \cdot y(\lambda_{cp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{cp.m}^*}} = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.н}}{\sqrt{R T_n^*}}. \quad (3.14)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

На пусковому режимі $T_n^* = T_{cp.m}^*$. Тоді статичний тиск на зрізі тягового сопла дорівнюватиме:

$$P_{cp.m} = \frac{\mu \cdot P_n^*}{\gamma(\lambda_{cp.m})} \cdot \frac{f_{кр.п}}{f_{cp.m}}. \quad (3.15)$$

3.2 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 3000 об/хв

Досліджуємо проточну частину СРТ, яка обертається зі швидкістю 3000 об/хв. Порівнювати будемо вплив зміни діаметру критичного перерізу ПС (від 5 мм до 10 мм).

Вводимо всі необхідні формули (див. п. 3.1, стр. 27) в Excel, отриманні результати показуємо у вигляді таблиці 3.1 та графіків 3.1, 3.2, 3.3.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Таблиця 3.1. – Результати розрахунків при зміні діаметру критичного перерізу підвідного сопла та при швидкості обертання ротора 3000 об/хв.

q(n)	0,223471	0,26851	0,317686	0,370992	0,42843	0,490001	0,555703	0,625538	0,699505	0,777605	0,8598361
л	1,977	1,9316	1,884	1,834	1,781	1,725	1,667	1,606	1,5318	1,4499	1,355
У(л)	8,946726	8,05759	7,276526	6,583926	5,960482	5,398276	4,898132	4,443468	3,968086	3,520606	3,0798396
с кр. мм	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
f кр, мм ²	19,63475	23,758	28,27404	33,18273	38,48411	44,17819	50,26496	56,74443	63,61659	70,88145	78,539
при давлени 4,9+0,101=5,001325 Мпа											
Gn кг/с	0,233909	0,28303	0,336829	0,395306	0,458461	0,526295	0,598806	0,675996	0,757864	0,844411	0,9356351
Fкр.т	21,23716	25,5176	30,1907	35,25652	40,71503	46,56625	52,81016	59,44677	66,47609	73,8981	81,712808
Рср.т, Па	109722,4	147414	194266,6	251977,3	322800,6	409154,2	513061,1	638462,5	801537	1006583	1274945,2
Ми, Н*м	13,70827	16,5293	19,53529	22,70802	26,02554	29,47007	33,03606	36,70117	40,33088	43,97724	47,591303
лD	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628
n	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
ω	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159	314,159
Nu	4306,577	5192,84	6137,187	7133,93	8176,159	9258,289	10378,58	11530	12670,31	13815,85	14951,236
Ns	45481,48	55032,6	65493,34	76863,71	89143,71	102333,3	116432,6	131441,5	147360	164188,2	181925,94
hs	194441,1	194441	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,12
ηu	0,094689	0,09436	0,093707	0,092813	0,091749	0,090472	0,089138	0,08772	0,085982	0,084146	0,0821831
Муд. Н*м*с/кг	58,6052	58,4015	57,99771	57,44419	56,76717	55,99538	55,16985	54,29196	53,21648	52,0804	50,865238

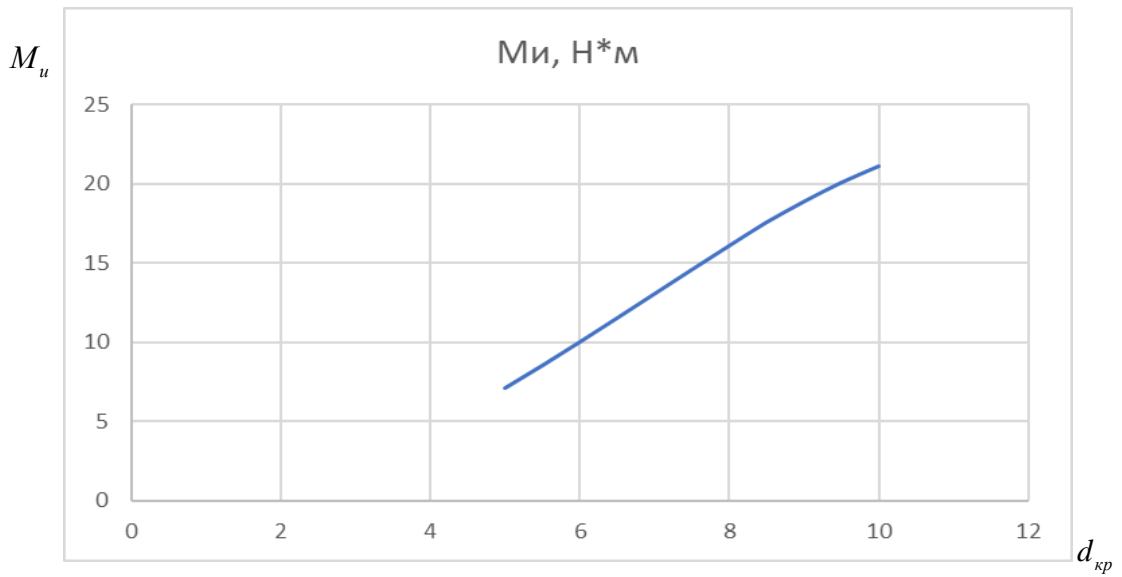


Рисунок 3.1 – Пусковой момент на валу ротора СРТ

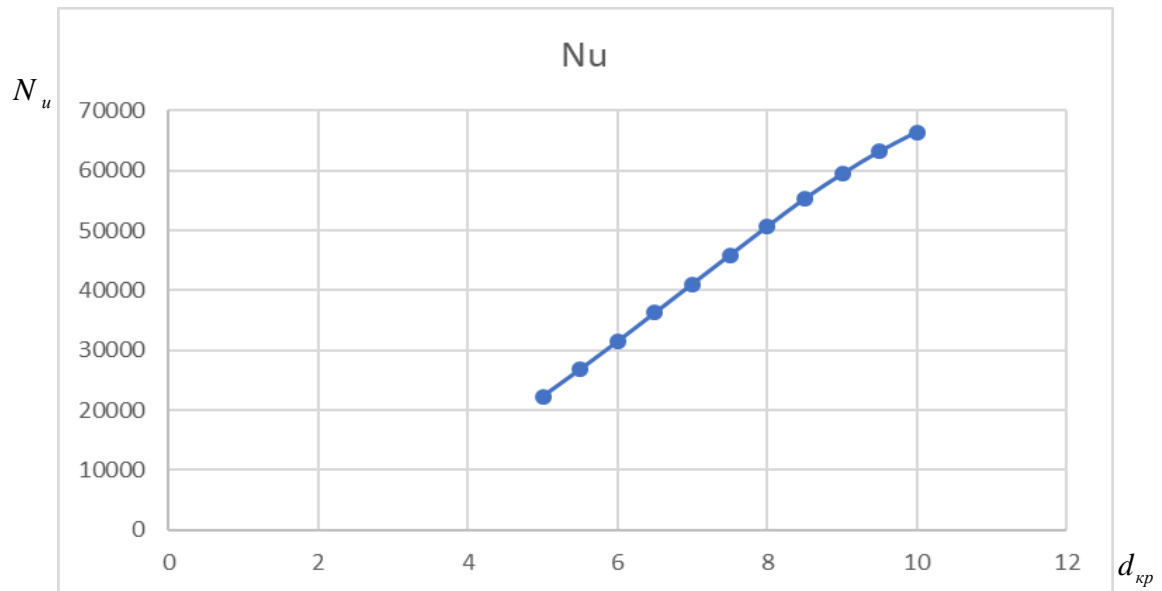


Рисунок 3.2 – Потужність на валу ротора СРТ

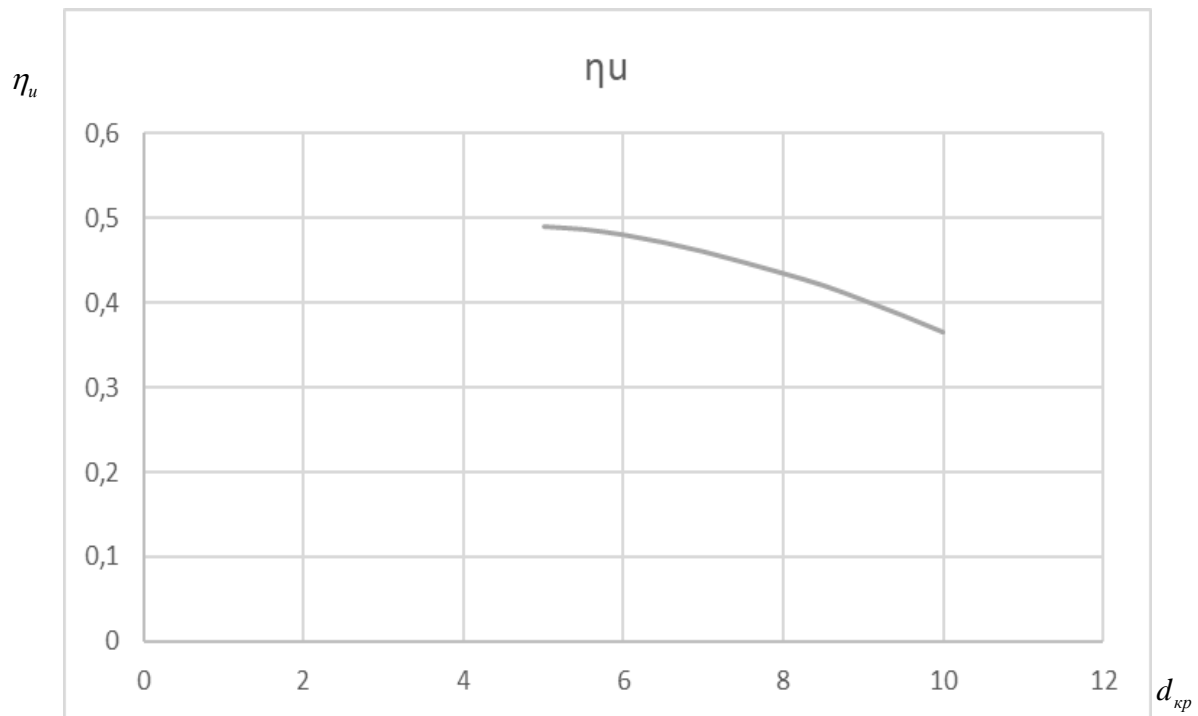


Рисунок 3.3 – ККД СРТ

3.3 Розрахунок пускового моменту, потужності та ККД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 10000 об/хв

Досліджуємо проточну частину СРТ, яка обертається зі швидкістю 10000 об/хв. Порівнювати будемо вплив зміни діаметру критичного перерізу ПС (від 5 мм до 10 мм).

Вводимо всі необхідні формули (див. п. 3.1. стр. 27) в Excel, отриманні результати показуємо у вигляді таблиці 3.2 та графіків 3.4, 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. – Результати розрахунків при зміні діаметру критичного перерізу відповідного сопла та при швидкості обертання ротора 10000 об/хв.

d кр, мм	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
f кр, мм ²	19,63475	23,758	28,27404	33,18273	38,48411	44,17819	50,26496	56,74443	63,61659	70,88145	78,539
при давленні 4,9+0,101=5,001325 Мпа											
Gn кг/с	0,215982	0,26134	0,311014	0,36501	0,423325	0,48596	0,552915	0,624189	0,699782	0,779696	0,863929
Fкр,Т	21,23716	25,5176	30,1907	35,25652	40,71503	46,56625	52,81016	59,44677	66,47609	73,8981	81,712808
Рср,т, Па	109722,4	147414	194266,6	251977,3	322800,6	409154,2	513061,1	638462,5	801537	1006583	1274945,2
Ми, Н*м	13,34233	16,1171	19,0829	22,22414	25,52219	28,9624	32,54112	36,24058	39,94837	43,71568	47,51284
пD	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628
n	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000
ω	104,6667	104,667	104,6667	104,6667	104,6667	104,6667	104,6667	104,6667	104,6667	104,6667	104,66667
Nu	1396,497	1686,93	1997,343	2326,126	2671,323	3031,398	3405,971	3793,181	4181,263	4575,574	4973,0106
Nr	1406,095	7683,93	15276,95	24212,02	34533,41	46258,31	59356,67	73892	90373,42	108569,1	128771,31
hs	6510,232	29402,2	49119,74	66332,48	81576,55	95189,52	107352,3	118380,9	129145	139245,5	149053,12
ηu	0,214508	0,05737	0,040663	0,035068	0,032746	0,031846	0,031727	0,032042	0,032376	0,03286	0,033364
Муд, Н*м*с/кг	61,77511	61,6715	61,35695	60,88638	60,2898	59,59832	58,85379	58,0603	57,08684	56,0676	54,996232

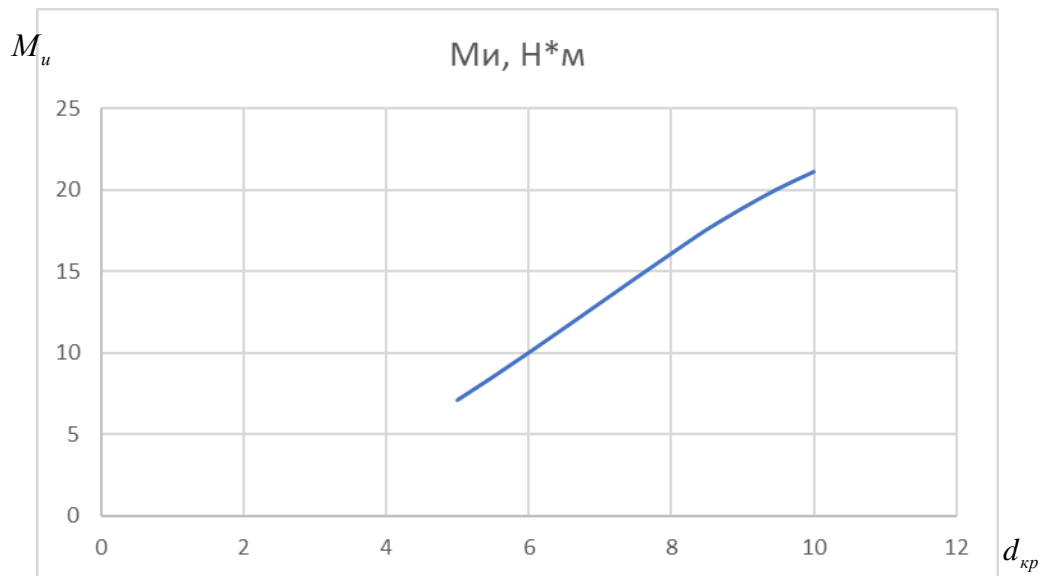


Рисунок 3.4 – Пусковой момент на валу ротора СРТ

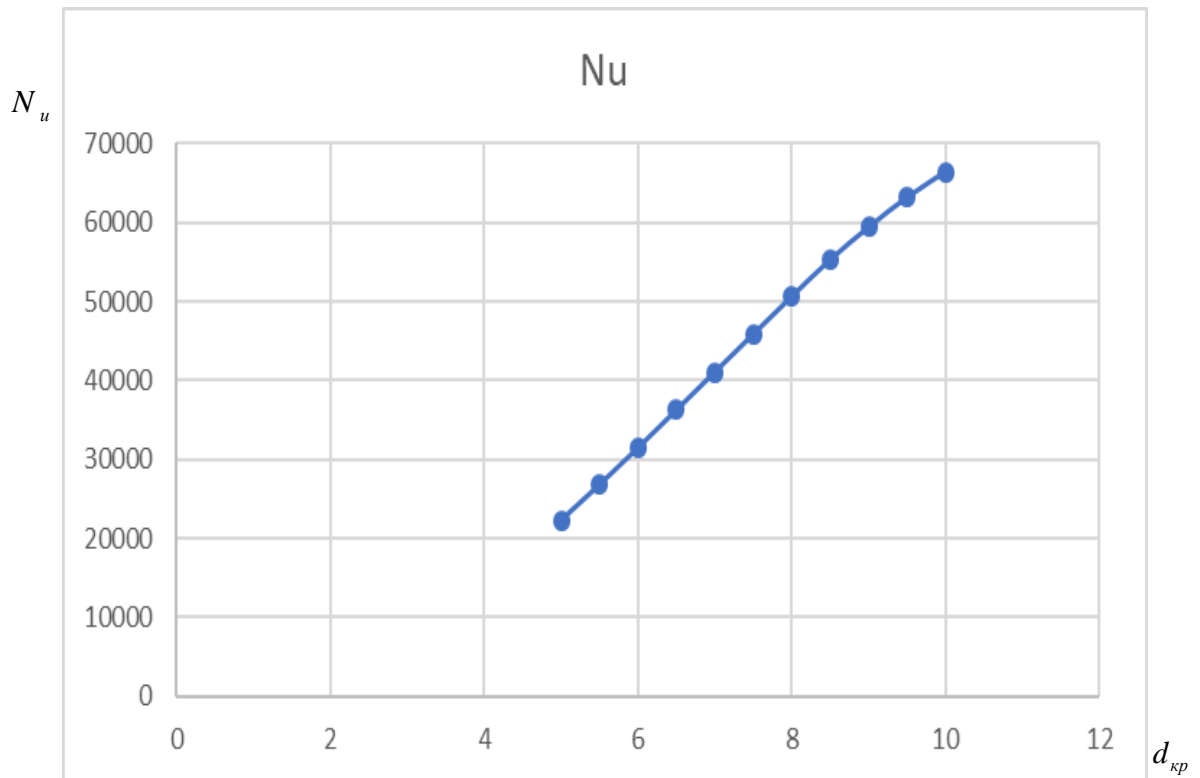


Рисунок 3.5 – Потужність на валу ротора СРТ

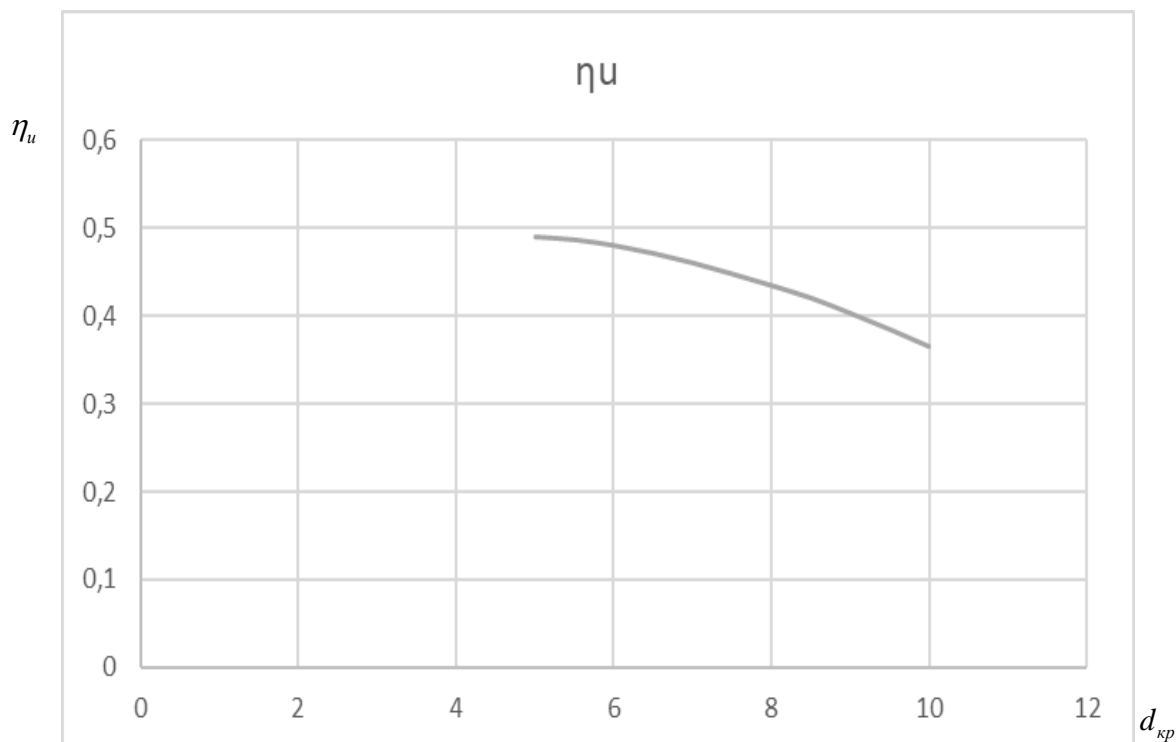


Рисунок 3.6 – ККД СРТ

3.4 Розрахунок пускового моменту, потужності та ККД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 20000 об/хв

Досліджуємо проточну частину СРТ, яка обертається зі швидкістю 20000 об/хв. Порівнювати будемо вплив зміни діаметру критичного перерізу ПС (від 5 мм до 10 мм).

Вводимо всі необхідні формули (див. п. 3.1, стр. 27) в Excel, отриманні результати показуємо у вигляді таблиці 3.3 та графіків 3.7, 3.8, 3.9.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків при зміні діаметру критичного перерізу підвідного сопла та при швидкості обертання ротора 20000 об/хв.

q(л)	0,223471	0,26851	0,317686	0,370992	0,42843	0,490001	0,555703	0,625538	0,699505	0,777605	0,8598361
л	1,977	1,9316	1,884	1,834	1,781	1,725	1,667	1,606	1,5318	1,4499	1,355
У(л)	8,946726	8,05759	7,276526	6,583926	5,960482	5,398276	4,898132	4,443468	3,968086	3,520606	3,0798396
d кр. мм	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
f кр, мм ²	19,63475	23,758	28,27404	33,18273	38,48411	44,17819	50,26496	56,74443	63,61659	70,88145	78,539
при давлени 4,9+0,101=5,001325 Мпа											
Gn кг/с	0,233909	0,28303	0,336829	0,395306	0,458461	0,526295	0,598806	0,675996	0,757864	0,844411	0,9356351
Fкр.т	21,23716	25,5176	30,1907	35,25652	40,71503	46,56625	52,81016	59,44677	66,47609	73,8981	81,712808
Рср.т, Па	109722,4	147414	194266,6	251977,3	322800,6	409154,2	513061,1	638462,5	801537	1006583	1274945,2
Ми, Н*м	9,544147	11,4908	13,53895	15,67065	17,86386	20,10079	22,3759	24,66685	26,83912	28,94476	30,934805
πD	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628
η	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000
ω	2094,393	2094,39	2094,393	2094,393	2094,393	2094,393	2094,393	2094,393	2094,393	2094,393	2094,3933
Nu	19989,2	24066,2	28355,89	32820,51	37413,95	42098,97	46863,94	51662,09	56211,66	60621,7	64789,65
Ns	45481,48	55032,6	65493,34	76863,71	89143,71	102333,3	116432,6	131441,5	147360	164188,2	181925,94
hs	194441,1	194441	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,12
ηu	0,439502	0,43731	0,432958	0,426996	0,419704	0,411391	0,402498	0,393042	0,381458	0,369221	0,356132
Муд. Н*м*с/кг	40,80286	40,5991	40,19536	39,64184	38,96483	38,19304	37,3675	36,48962	35,41414	34,27805	33,062895

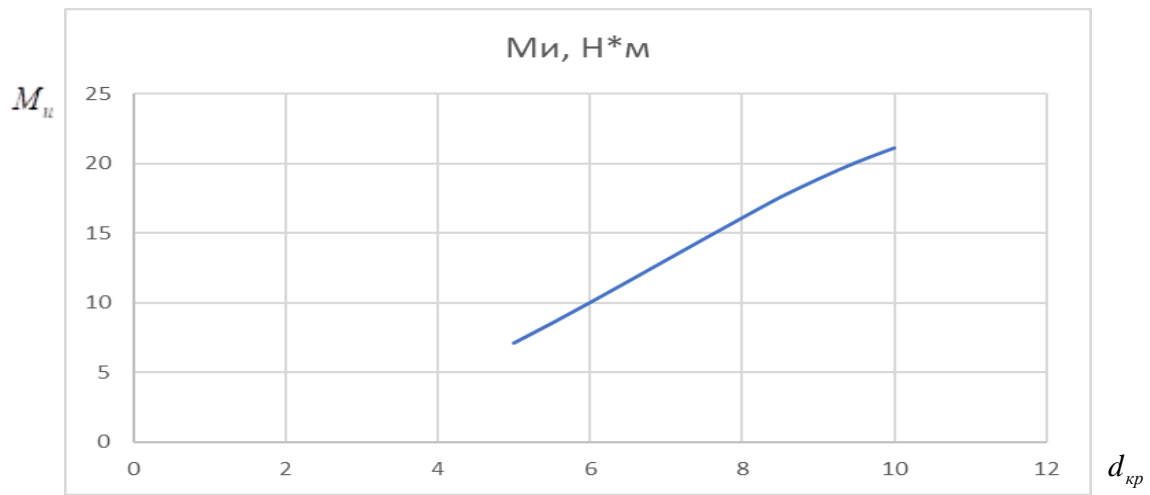


Рисунок 3.7 – Пусковой момент на валу ротора СРТ

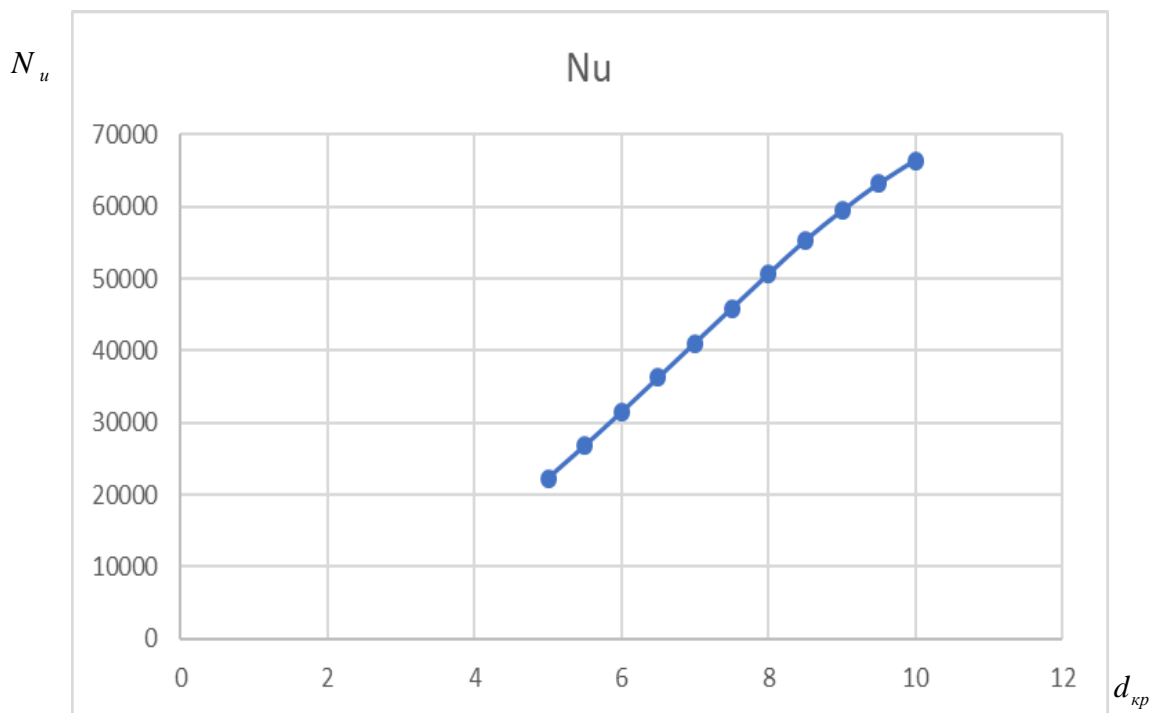


Рисунок 3.8 – Потужність на валу ротора СРТ

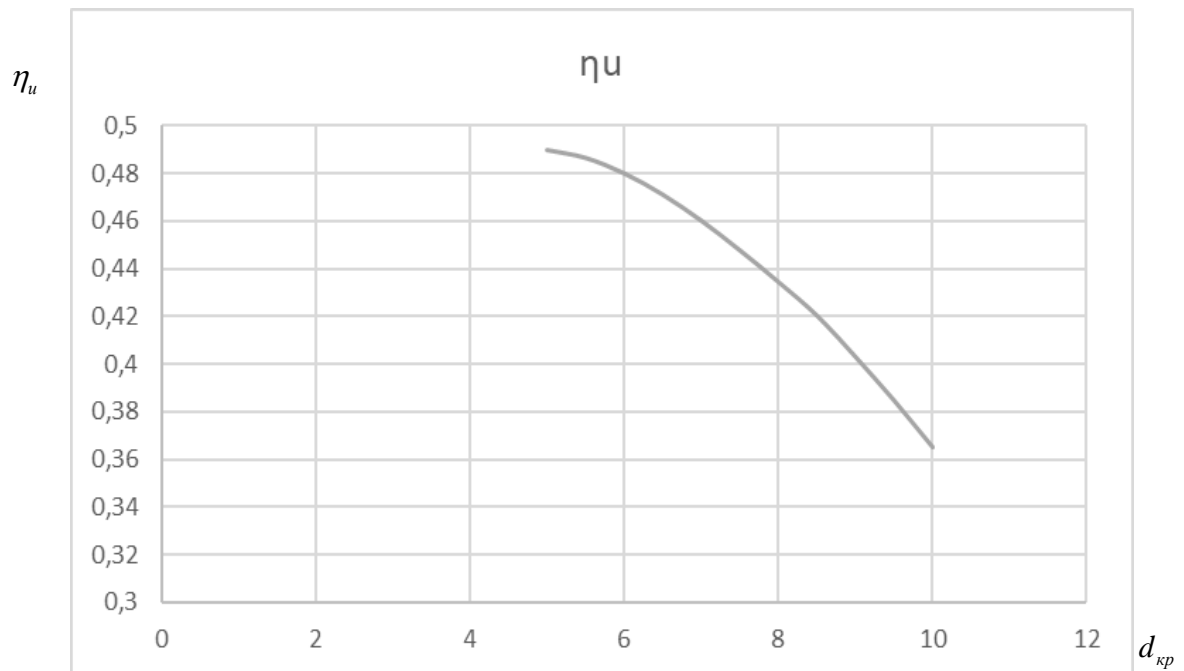


Рисунок 3.9 – КПД СРТ

3.5 Розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та швидкості обертання 30000 об/хв

Досліджуємо проточну частину СРТ, яка обертається зі швидкістю 30000 об/хв. Порівнювати будемо вплив зміни діаметру критичного перерізу ПС (від 5 мм до 10 мм).

Вводимо всі необхідні формули (див. п. 3.1, стр. 27) в Excel, отриманні результати показуємо у вигляді таблиці 3.4 та графіків 3.10, 3.11, 3.12.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків при зміні діаметру критичного перерізу підвідного сопла та при швидкості обертання ротора 30000 об/хв.

q(n)	0,223471	0,26851	0,317686	0,370992	0,42843	0,490001	0,555703	0,625538	0,699505	0,777605	0,8598361
л	1,977	1,9316	1,884	1,834	1,781	1,725	1,667	1,606	1,5318	1,4499	1,355
У(n)	8,946726	8,05759	7,276526	6,583926	5,960482	5,398276	4,898132	4,443468	3,968086	3,520606	3,0798396
d кр. мм	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
f кр, мм2	19,63475	23,758	28,27404	33,18273	38,48411	44,17819	50,26496	56,74443	63,61659	70,88145	78,539
при давлени 4,9+0,101=5,001325 Мпа											
Gn кг/с	0,233909	0,28303	0,336829	0,395306	0,458461	0,526295	0,598806	0,675996	0,757864	0,844411	0,9356351
Fкр.т	21,23716	25,5176	30,1907	35,25652	40,71503	46,56625	52,81016	59,44677	66,47609	73,8981	81,712808
Рср.т, Па	109722,4	147414	194266,6	251977,3	322800,6	409154,2	513061,1	638462,5	801537	1006583	1274945,2
Ми, Н*м	7,094662	8,52687	10,01169	11,53102	13,06287	14,58945	16,10522	17,58784	18,90278	20,10211	21,136866
пD	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628	0,628
n	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000
ω	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59	3141,59
Nu	-	26787,9	31452,63	36225,75	41038,18	45834,08	50596	55253,78	59384,8	63152,6	66403,365
Ns	45481,48	55032,6	65493,34	76863,71	89143,71	102333,3	116432,6	131441,5	147360	164188,2	181925,94
hs	194441,1	194441	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,1	194441,12
ηu	0,490057	0,48676	0,480242	0,471298	0,46036	0,44789	0,434552	0,420368	0,402991	0,384636	0,3650022
Муд. Н*м*с/кг	30,33089	30,1271	29,7234	29,16988	28,49286	27,72107	26,89554	26,01765	24,94217	23,80609	22,590928

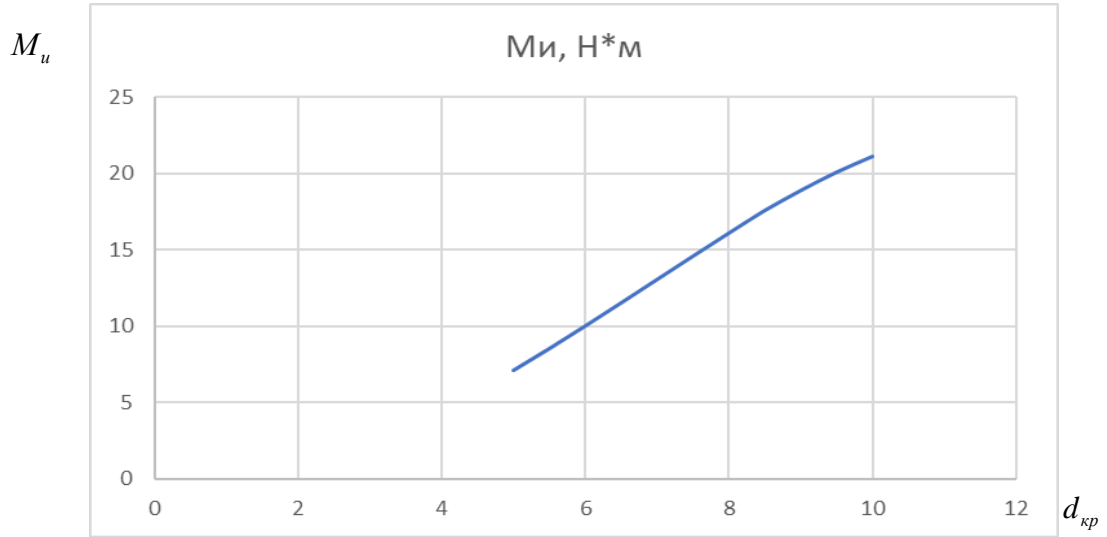


Рисунок 3.10 – Пусковой момент на валу ротора СРТ

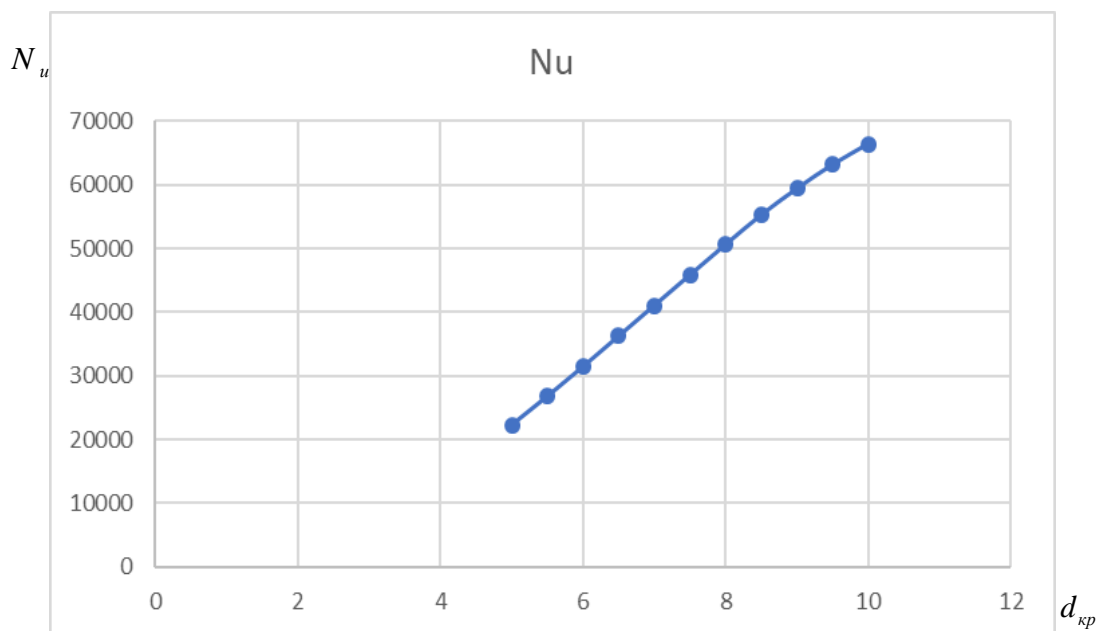


Рисунок 3.11 – Потужність на валу ротора СРТ

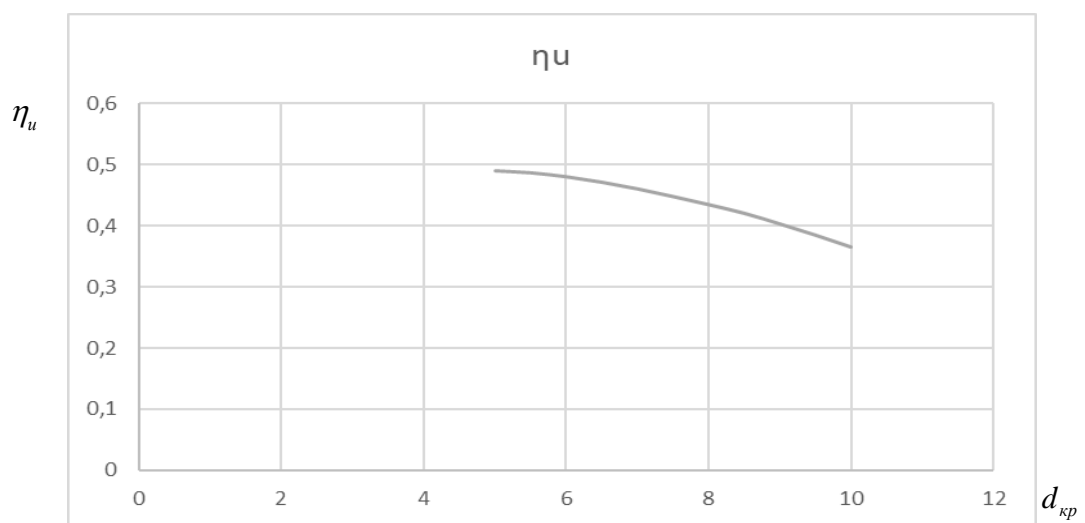


Рисунок 3.12 – КПД СРТ

Дослідження показали, що:

1. Найвище значення пускового моменту досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв (рис. 3.10).
2. Найвище значення потужності досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв. (рис. 3.11).
3. Найвище значення КПД досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв. (рис. 3.12).

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

4. ВПЛИВ СТЕПЕНІ НЕРОЗРАХУНКОВОСТІ ТЯГОВОГО СОПЛА СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ НА ЇЇ ЕФЕКТИВНІСТЬ

Для СРТ в якості корисного ефекту прийнята потужність на валу турбіни, а в якості розполагаемой роботи - робота в одиницю часу, яку може зробити робоче тіло в ізоентропном процесі розширення в тому ж діапазоні тисків, що і в дійсному процесі, тобто наявна потужність. Тоді:

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_T}{G_n h_s}, \quad (4.1)$$

де η_T - ізоентропний КПД СРТ;

N_T - потужність на валу СРТ;

N_s - розполагаема мощностьпотужність;

G_n - витрата газу через підвідне сопло СРТ;

h_s - ізоентропна робота розширення 1 кг робочого тіла від параметрів гальмування на вході СРТ (p_n^*, T_n^*) до тиску навколишнього середовища ($p_{o.c}$)

$$h_s = \frac{k}{k-1} RT_n^* \left[1 - \left(\frac{p_{o.c}}{p_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (4.2)$$

где k - показник ізоентропи;

R - газова стала;

T_n^*, p_n^* - температура і тиск загальмованого потоку перед підвідним соплом (на вході СРТ).

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

ККД струминно-реактивної турбіни на розрахунковому режимі через безрозмірні величини, які характеризують втрати енергії, визначається наступним чином:

$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{N_T}{N_s} = \frac{M_T \omega_T}{N_s} = \frac{(M_U - M_{c.в}) \omega_T}{N_s} = \frac{N_U - N_{c.в}}{N_s} = \\ &= \frac{G_m h_U - N_{c.в}}{G_n h_s} = \eta_U \frac{G_m}{G_n} - \frac{N_{c.в}}{N_s} = \eta_U (1 - \alpha_{ym}) - \frac{N_{c.в}}{N_s}\end{aligned}\quad (4.3)$$

де N_U - потужність, що відноситься до моменту M_U ;

$N_{c.в}$ - потужність, що відноситься до моменту $M_{c.в}$;

h_U - робота 1 кг газу, що проходить через тягове сопло (робота Ейлера)

$$h_U = \frac{N_U}{G_m} = \frac{M_U \omega_T}{G_m} = \frac{G_m C_{cp.m} U_{cp.m} L}{G_m L} = C_{cp.m} U_{cp.m}; \quad (4.4)$$

η_U - окружний КПД

$$\eta_U = \frac{h_U}{h_s} = \frac{C_{cp.m} U_{cp.m}}{h_s} = \frac{2C_{cp.m} U_{cp.m}}{C_s^2} = 2\bar{U}\bar{C}_{cp.m}, \quad (4.5)$$

де C_s - швидкість, яка відповідає ізентропній роботі h_s , тобто швидкість, яку мав би 1 кг газу при розширенні без будь-яких втрат енергії і теплообміну з навколишнім середовищем від параметрів гальмування на вході в турбіну до тиску навколишнього середовища:

$$C_s = \sqrt{2h_s} \quad (4.6)$$

\bar{U} - наведена колова швидкість робочого колеса

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$\bar{U} = \frac{U_{out.t}}{C_s} \quad (4.7)$$

$\bar{C}_{out.t}$ – наведена абсолютна швидкість газу на зрізі тягового сопла

$$\bar{C}_{out.t} = \frac{C_{out.t}}{C_s} \quad (4.8)$$

Коловий ККД СРТ враховує втрати енергії на тертя по довжині газового тракту, хвильові втрати (втрата на стрибкі ущільнення) і втрати з вихідною швидкістю.

У теорії і практиці розширювальних турбомашин важливе значення має залежність ККД турбіни від наведеної колової швидкості робочого колеса $\eta_T = f(\bar{U})$. Для СРТ ця залежність виражається наступним рівнянням [13]:

$$\eta_T = 2\bar{U} \left\{ (1 - \alpha_{ym}) \left[\lambda_{cp.m} \sqrt{\frac{a_{kp}^2}{C_s^2} + z \frac{k-1}{k+1} \bar{U}^2} - \bar{U} + \frac{a_{kp}(S-1)}{C_s k \beta_{kp} y(\lambda_{cp.m}) S} \right] - \frac{\bar{U}^2 C_s K_{c.g}}{L^3 G_n} \right\} \quad (4.9)$$

На рис. 4.1 зображена залежність $\eta_T = f(\bar{U})$ для природного газу при різних тисках на вході в СРТ згідно рівняню (4.9). Геометричні параметри (див. стр. 18) ($\lambda_{cp.m} = 1,8$, $z = 1$, $\alpha_{ym} = 0$, ($d_{kp.п} = 5,2$ мм), $k = 1,33$ $L = 0,1$ м, $K_{c.g} = 2 \cdot 10^{-7}$ кг · м², $T_n^* = 288$ К).

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

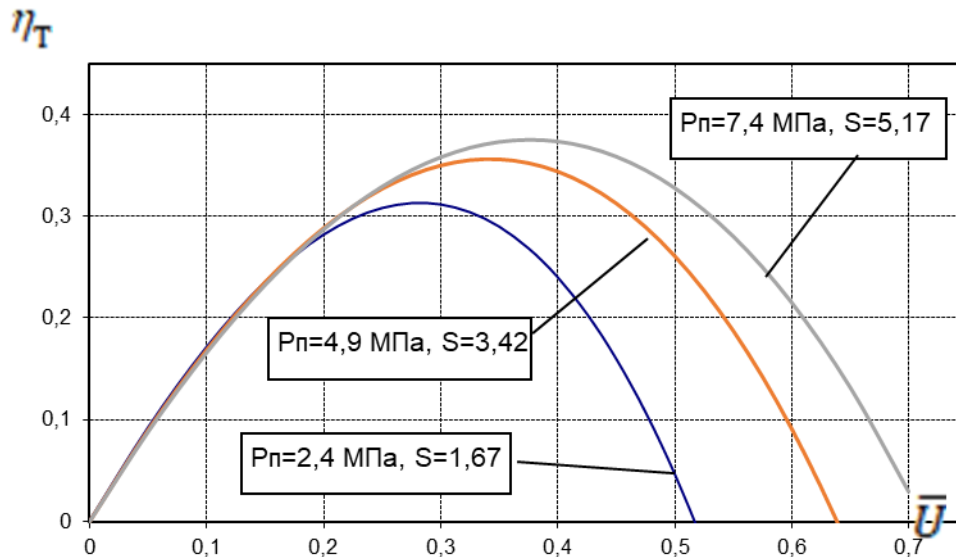


Рисунок 4.1 – Залежність зміни ККД на розрахунковому режимі від наведеної колової швидкості, при тиску на вході $P_n = 2,4; 4,9; 7,4$ МПа

При степені нерозрахунковості $S = 1$ та з врахуванням різниці між швидкостями $W_{cp.m}$ и $C_{cp.m.n=0}$ рівняння (4.9) має вигляд:

$$\eta_T = 2\bar{U} \left[(1 - \alpha_{ym}) \left(\lambda_{cp.m} \sqrt{\frac{a_{kp}^2}{C_s^2} + z \frac{k-1}{k+1} \bar{U}^2} - \bar{U} \right) \right] - \frac{2\bar{U}^3 C_s K_{c.g.}}{L^3 G_n}. \quad (4.10)$$

На рис. 4.2 зображена залежність $\eta_T = f(\bar{U})$ згідно рівнянню (4.10).

Аналіз графіків, наведених на рис. 4.1 і 4.2 дозволяє оцінити вплив ступеня нерозрахунковості на ККД СРТ: видно, що $S = 1$ в досліджуваному діапазоні тисків на вході в СРТ максимальні значення ККД на 1,2-10,9% вище, ніж для залежностей, зображених на рис. 4.1, а максимум ККД зміщується в бік більших значень наведеної окружної швидкості

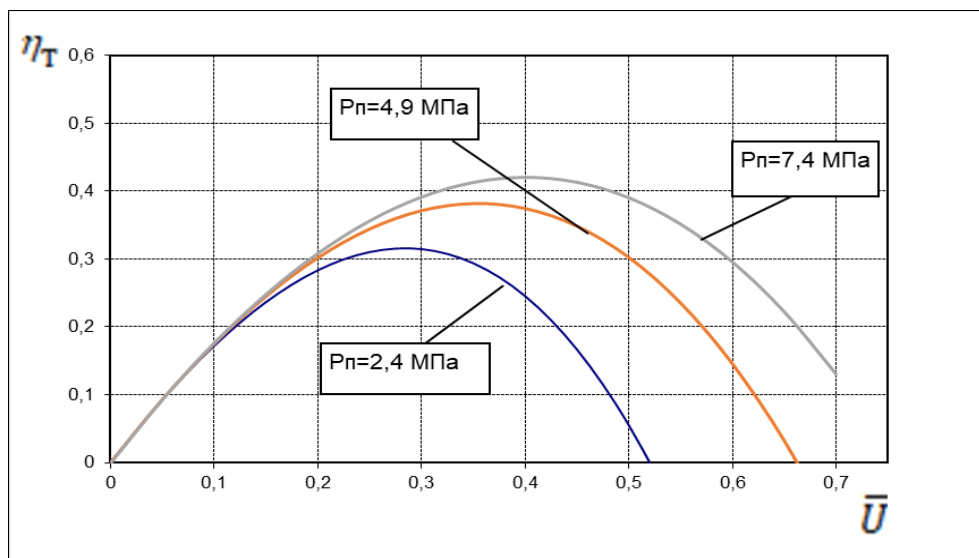


Рисунок 4.2 – Залежність КПД СРТ від наведених окружних швидкостей робочого колеса при різних тисках на вході в СРТ для степені нерозрахунковості $S = 1$

Без врахування різниці між швидкостями $W_{cp.m}$ и $C_{cp.m.n=0}$ рівняння (4.9) перетворюється до вигляду:

$$\eta_T = 2\bar{U} \left[(1 - \alpha_{ym}) \left(\frac{\lambda_{cp.m} \cdot a_{кр}}{C_s} - \bar{U} \right) + \frac{p_n^* f_{кр.п} (1 - \alpha_{ym}) (S - 1)}{C_s G_n y (\lambda_{cp.m}) S} - \frac{\bar{U}^2 C_s K_{c.в}}{L^3 G_n} \right]. \quad (4.11)$$

На рис. 4.3 зображені залежності $\eta_T = f(\bar{U})$ згідно рівняню (4.11). Аналіз графіків, наведених на рис. 4.1 та 4.3 дозволяє оцінити вплив різниці між швидкостями $W_{cp.m}$ и $C_{cp.m.n=0}$, що виникає при обертанні робочого колеса за рахунок компресорного ефекту, на ККД СРТ. Видно, що це вплив менш значний, ніж вплив ступеня нерозрахованих тягового сопла: заміна швидкості $W_{cp.m}$ більше просто визначається швидкістю $C_{cp.m.n=0}$ призводить в досліджуваному діапазоні тисків на вході в СРТ до зменшення максимальних значень ККД в діапазоні 3-4% і незначного зсуву їх в сторону менших значень наведеної окружної швидкості.

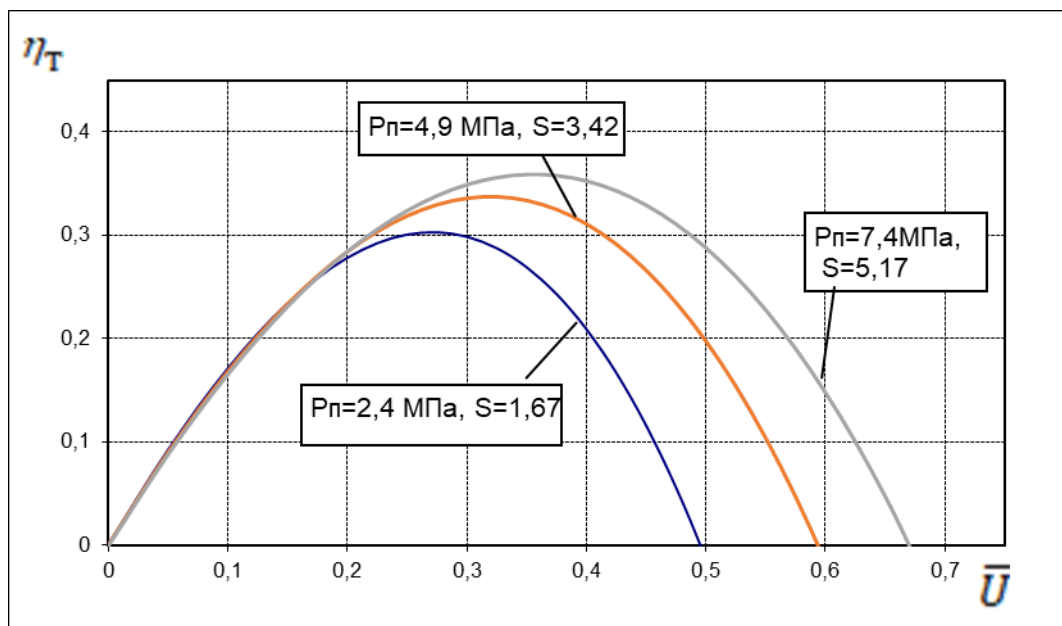


Рисунок 4.3 – Залежність КПД СРТ від наведеної колової швидкості робочого колеса при різних тисках на вході в СРТ и $W_{cp.m} = C_{cp.m.n=0}$.

Формула, яка пов'язує між собою наведену швидкість у вихідному перерізі тягового сопла та степінь нерозрахунковості тягового сопла наведена нижче:

$$\lambda_{зр.т.п} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{a.p} \cdot S}{P_n \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.12)$$

де k – коефіцієнт ізоентропи газу; $P_{a.p}$ – тиск навколишнього середовища; σ – коефіцієнт відновлення повного тиску в проточній частині СРТ від входу в підвідне сопло до виходу з тягового сопла.

На графіку 4.4 представлена залежність зміни безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі ТС на нерозрахунковому режимі від степені нерозрахунковості тягового сопла та тиску на вході СРТ, відповідно формулі 4.12. З графіка видно, що при $\lambda_{cp.m} = 1,8$ степінь нерозрахунковості для кожного тиску буде максимальна, та при збільшенні лямди степінь нерозрахунковості зменшується.

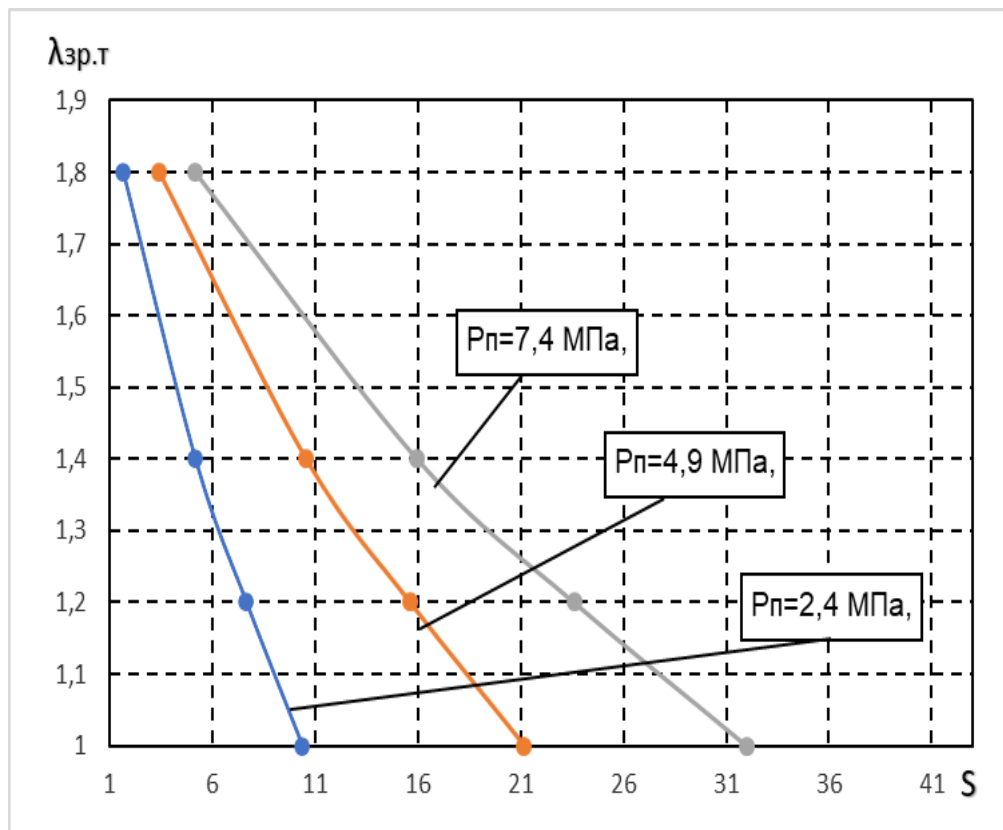


Рисунок 4.4– Залежність зміни безрозмірної швидкості потоку газу на зрізі ТС на нерозрахунковому режимі від степені нерозрахунковості тягового сопла, при тиску на вході $P_p = 2,4$ МПа; $4,9$ МПа; $7,4$ МПа

На рис. 4.5 представлені залежності зміни максимальних значень ККД на розрахунковому і нерозрахунковому режимі від зміни степені нерозрахунковості СРТ для всього досліджуваного діапазону параметрів. З графіка зрозуміло, що при степені нерозрахунковості $S=1$ (тобто при розрахунковому режимі роботи) показник ККД має найбільші значення, ця залежність спостерігається при будь-якому тиску .

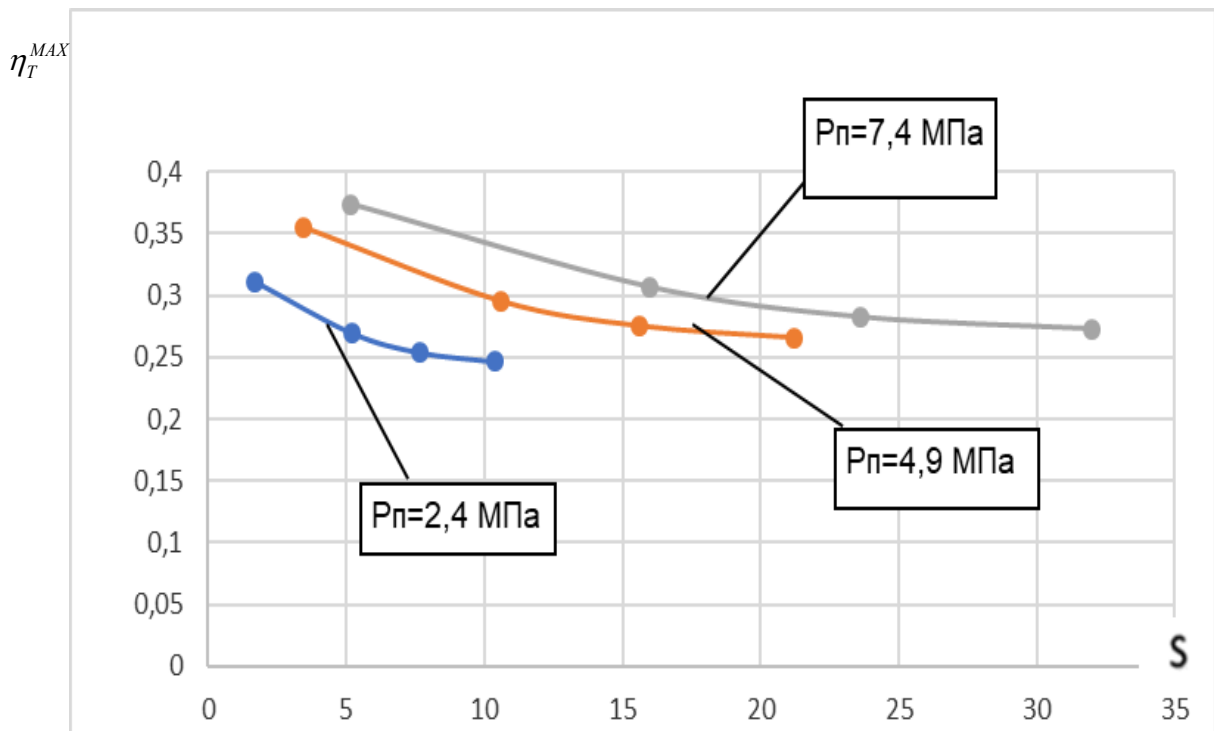


Рисунок 4.5 – Залежність зміни максимальних значень ККД на нерозрахунковому режимі від степені нерозрахунковості тягового сопла, при тиску на вході $P_{п} = 2,4; 4,9; 7,4$ МПа

На рис. 4.6 представлені залежності зміни максимальних значень ККД від безрозмірної швидкості на виході з тягового сопла ($\lambda_{ср.т} = 1; \lambda_{ср.т} = 1,2; \lambda_{ср.т} = 1,4; \lambda_{ср.т} = 1,8$), при різних значеннях тиску на вході СРТ для всього досліджуваного діапазону параметрів. З графіка зрозуміло, що чим більше безрозмірна швидкість на виході з тягового сопла (тобто чим степеь нерозрахунковості S би́жче до 1), тим значення максимального ККД більші.

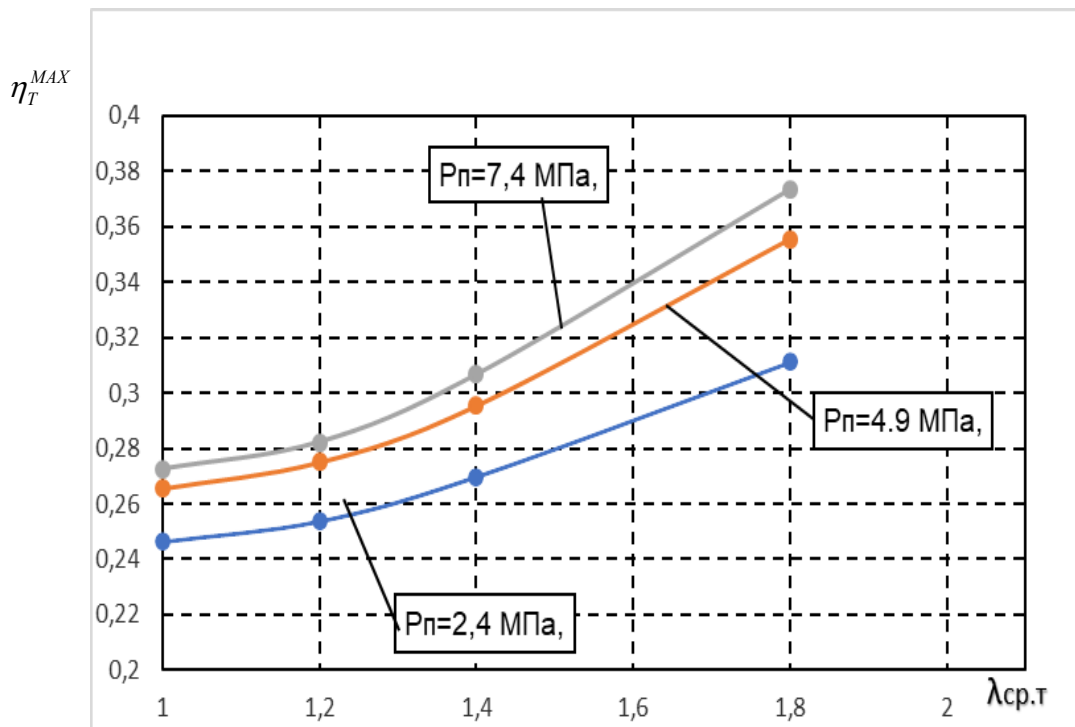


Рисунок 4.6 - Залежність зміни максимальних значень ККД від степені нерозрахунковості тягового сопла, при тиску на вході 2,4 МПа; 4,9 МПа; 7,4 МПа

В роботі проведений аналіз факторів, які впливають на ефективність роботи струминно-реактивної турбіни. Отриманий коефіцієнт корисної дії для струминно-реактивної турбіни в залежності від наведеної безрозмірної швидкості $\lambda_{ср.г}$ при тиску на вході в підвідне сопло 2,4; 4,9; та 7,4 МПа на розрахунковому режимі (при степені нерозрахунковості $S=1$) та на нерозрахунковому режимах роботи ($S> 1$).

Побудовані графічні залежності ККД струминно-реактивної турбіни від наведеної окружної швидкості робочого колеса ($\bar{U} = 0...0,7$). Із виконаних досліджень зрозуміло, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло ККД турбіни збільшується та оптимум по ККД зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса, як на розрахунковому, так і на нерозрахунковому режимах роботи. Виявлено, що найбільшого значення ККД набуває при розрахунковому режимі роботи тягового сопла, тобто при $S = 1$.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Небезпечні і шкідливі фактори компресорного виробництва

Так як шарові крані з струминно-реактивними приводами використовуються на компресорних станція і по довжині магістральних газопроводів, то розглянемо небезпечні і шкідливі фактори компресорного виробництва.

Небезпечними основними потенційними факторами при роботі компресора можуть бути:

- вибухонебезпечність;
- пожежонебезпека;
- ураження електричним струмом.

До шкідливих потенційним чинників відносять:

- шум при роботі агрегату;
- вібрація.

Протипожежний захист має забезпечуватися:

- засобами пожежогасіння;
- автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння;
- засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

У виробничому приміщенні застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, схоронність електронного устаткування. Діелектричні властивості CO₂, дозволяють використовувати дані вогнегасника в разі неможливості знеструмлення агрегату.

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий фактор призводить до

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

захворювання або зниження працездатності, то його вважають шкідливим (ГОСТ 12.0.002-80).

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а при тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

У ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація »наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони підрозділяються на чотири групи: фізичні хімічні, біологічні та психофізичні. До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: незадовільні метеорологічні умови; забрудненість повітря виробничого пилом і шкідливими речовинами; несприятливий освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, які рухаються виробни (матеріали, заготовки), руйнуються конструкції і ряд інших чинників.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених Санітарними нормами (СН), відповідними главами Будівельних норм і правил (СНіП) і Державними стандартами (ГОСТ).

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Нагляду підлягає проектна та конструкторська документація, виробнича документація (машини, апарати, судини, технологічні трубопроводи, трубопровідна арматура, складальні одиниці, елементи, деталі). До переліку піднаглядний продукції входять також прилади контролю та регулювання технологічних процесів, програмно-технічні комплекси управління технологічними процесами, системи протиаварійного захисту, їх елементи, вибухозахищене обладнання.

Обладнання повинно відповідати встановленим вимогам технічної безпеки, загальних правил вибухо- і пожежобезпеки виробничих комплексів, правилам будови і безпечної експлуатації повітряних чи газових компресорів.

Основні небезпечні та шкідливі чинники компресорного устаткування:

- обертові частини;
- дія предметів, що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів;
- віброшумове вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих; підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей і інструменту.

Керівники підприємства, власник, зобов'язані щорічно розробляти та реалізовувати організаційно-технічні заходи для створення безпечних і нешкідливих умов праці при експлуатації компресорного устаткування, які повинні відповідати вимогам чинних законодавчих і нормативних актів про охорону праці та нормативно-технічної документації, забезпечувати постійний контроль за відповідністю обладнання умовами безпеки, дотримання

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

працівниками вимог норм і правил з охорони праці та обслуговування р обоча місця, використання індивідуальних засобів захисту.

В даний час підприємства мають зношений парк обладнання (об'єктів), а коштів для його заміни і модернізації у них недостатньо. Тому підвищення його надійності і безпечної експлуатації є актуальним завданням. Необхідно продовжувати залишковий ресурс об'єктів і економити кошти при проведенні ремонтів.

Не допускається залишати працюючі компресори (крім повністю автоматизованих) без нагляду осіб, допущених до їх обслуговування.

Не допускається зберігання легкозаймистих рідин в приміщенні машинного залу компресорної установки.

Під час роботи компресорної установки слід контролювати:

- а) тиск і температуру стисненого газу після кожного ступеня стиснення;
- б) температуру стисненого газу після холодильників;
- в) безперервність надходження в компресори і холодильники охолоджуючої води;
- г) температуру охолоджуючої води, що надходить і виходить із системи охолодження по точках;
- д) тиск і температуру масла в системі змащення;
- е) величину струму статора, а при синхронному електроприводі - струму ротора електродвигуна;
- ж) правильність дії лубрикантів і рівень масла в них. Показання приладів через встановлені інструкцією проміжки часу, але не рідше ніж через дві години, повинні реєструватися в журналі обліку роботи компресора.

Застосування відкритого вогню в приміщенні компресорної станції не допускається. Виробництво монтажних і ремонтних робіт із застосуванням відкритого вогню та електрозварювання в приміщенні компресорної станції, проводиться відповідно до вимог нормативно-технічної документації на проведення цих робіт.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Повітропроводи і газопроводи слід укладати з ухилом 0,005 в бік лінійних водовідокремлювачів. Слід виключати утворення застійних зон і ділянок, де можуть накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, слід встановлювати лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою, доступні для обслуговування.

Всі пристрої для видалення скупчуються в повітропроводі масла і води необхідно регулярно перевіряти обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв відігрівання їх дозволяється проводити гарячою водою, паром або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню не допускається. [7]

5.1.1 Ураження електричним струмом

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, а також статичної електрики.

Небезпека ураження електричним струмом, на відміну від інших небезпек, посилюється тим, що людина не може без спеціальних приладів виявляти присутність високої напруги дистанційно. Найчастіше виявлення небезпеки відбувається в момент отримання травми.

Основними джерелами ураження електричним струмом є:

- випадковий дотик до струмоведучих частин, що знаходяться в даний момент під напругою;
- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робітника з струмоведучих частин;
- поява напруги на металевих частинах виробничого обладнання (огорожах, корпусах і ін.) Нормально не знаходяться під напругою. Останнє відбувається в результаті пошкодження ізоляції струмоведучих частин електрообладнання;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Результат впливу електричного струму на людину може призводити до наступного: виникають порушення діяльності життєво важливих органів людини (мозок, серце, легені); опіки окремих ділянок тіла; нагрів кровеносних судин, а також, що супроводжує перебіг по тілу електричного струму, судомні скорочення м'язів серця і легенів, аж до повного припинення діяльності органів дихання і кровообігу.

Вимоги з електробезпеки регламентовані ГОСТ 12.1.030-81

Захисне заземлення і занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електрично струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою. Захисного заземлення та занулення підлягають металеві частини електроустановок, доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати:

- при номінальній напрузі 380В і вище змінного струму 440В і вище постійного струму в усіх випадках;
- при номінальній напрузі від 42 В до 380 В змінного струму і від 110В до 440В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по ГОСТ 12.1.013-78.

Заходи, що запобігають вплив електричного струму на людину, передбачені ГОСТ 12.1.010-76

Для забезпечення захисту від випадкового дотику до струмоведучих частин необхідно застосовувати:

- захисні огорожі;
- ізоляція струмоведучих частин;
- захисні відключення;
- засоби індивідуального захисту;
- захисне заземлення (при пошкодженні ізоляції). [7]

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

5.1.2 Вібрація

Джерелами виникнення вібрації є:

- невірноважені обертові маси агрегату;
- удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли);
- дефекти і розпушеності з'єднань окремих частин машини.

Віробезпечного повинна забезпечуватися:

- дотриманням правил і умов експлуатації;
- підтриманням належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;
- застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

Найбільш небезпечним діянням вібрації є вплив її на людину обслуговуючого обладнання.

Вплив вібрації на людину-оператора, тобто людини більшу частину часу перебуває в безпосередній близькості з машиною, класифікується:

- за способом передачі вібрації на людину;
- у напрямку дії вібрації;
- по тимчасовій характеристиці вібрації.

Як фактори, що впливають на ступінь і характер несприятливого впливу, повинні враховуватися:

- ризик прояву різних патологій, аж до професійної вібраційної хвороби;
- показники фізичного навантаження і нервово-емоційної напруги;
- вплив супутніх чинників посилюють вплив вібрації (охолодження, вологість, шум і т.п.);
- тривалість і переривчастість впливу вібрацій;
- тривалість робочої зміни. [9]

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

5.1.3 Вибухонебезпечність

Джерелами виникнення вибуху може бути недоброякісна мастило, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі і вибухонебезпечних матеріалів. Для природного газу межа вибуховості 4,5-15%.

Вплив вибуху на людину може бути найрізноманітніше: травми, удари, опіки різного ступеня тяжкості, смерть.

Вимоги регламентовані ГОСТ 12.1.010-76

Виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці протягом року становила 10⁻⁶. У разі технічної або економічної недоцільності забезпечення зазначеної ймовірності виникнення вибуху виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність впливу небезпечних чинників вибуху на людей протягом року не перевищувала 10⁻⁶ на людину. При цьому прийняте значення ймовірності виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці повинно забезпечуватися і бути погоджено в установленому порядку з органами держнагляду.

Вибухонебезпечність повинна бути забезпечена вибухопопередженням і вибухозахистом, а також організаційно-технічними заходами. [11]

5.1.4 Монтаж трубопроводів

Безпека експлуатації трубопроводів забезпечується їх правильним прокладанням, якісним монтажем, установкою компенсаторів і необхідної арматури, облаштуванням в необхідних випадках обігріву та дренажу, контролю їх технічного стану і своєчасного ремонту.

Прокладка трубопроводів на підприємствах буває підземної в прохідних каналах (тунелях) і безканальної (безпосередньо в ґрунті). Наземне прокладання трубопроводів виробляють на опорах, а надземне - на естакадах,

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

стояках, кронштейнах, а також на колонах, стінах будівель. Трубопроводи наземного прокладання в рази служать довше, ніж підземні. Мінімальна висота прокладання трубопроводів - не менше, а над дорогами - не менше. Трубопроводи слід прокладати з певним ухилом в бік руху газу для видалення конденсату або масла, але необхідно уникати знижених ділянок і тупиків де може накопичуватися рідина. Паропроводи і газопроводи, в яких може утворюватися конденсат повинні мати дренажні пристосування для відведення конденсату і води.

З метою полегшення ремонту і монтажу фланцевих з'єднань їх необхідно розміщувати в зручних місцях. Забороняється розміщувати їх над проходами, робочими місцями, над електроустановками. На кожному фланцевому з'єднанні трубопроводу, по якому транспортуються хімічні речовини, повинен бути захисний кожух, який оберігає викид струмені небезпечної речовини під тиском.

З метою запобігання виникнення небезпечних теплових напружень (які можуть привести до розриву при охолодженні або вигину при нагріванні труб, відрив фланців) на трубопроводах передбачаються компенсуючі елементи. Компенсатори виготовляють із зігнутих труб: П- і U-образними.

На трубопроводах повинні бути справними і належним чином відрегульовані зворотні, редукторні, запірні, запобіжні клапани. Зворотні клапани пропускають газ або рідина лише в одному напрямку.

Важливим елементом трубопроводів є запобіжні клапани. Вони застосовуються для попередження виникнення в трубопроводі тиску, яке перевищує допустимий. У разі перевищення тиску через клапани частина газу або рідини викидається в атмосферу. Встановлення будь-якої іншої арматури між запобіжним клапаном і джерелом тиску забороняється.

Трубопроводи періодично підлягають зовнішньому огляду і гідравлічному випробуванню. При зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих конструкцій. Проводиться гідравлічне випробування

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

встановленим тиском в залежності від матеріалу трубопроводу. Результати гідравлічного випробування вважаються задовільними, якщо тиск не знизилася, а в зварних швах, трубах, корпусах арматури не виявлено ознак розривів, або запотівання [7]

5.1.5 Шум при роботі агрегату

Характеристики та допустимі рівні шуму на робочому місці. Характеристикою постійного шуму на робочих місцях є рівні звукового тиску в октавних смугах з середньгеометричними частотами. Для орієнтовної оцінки можна користуватися величиною рівня звуку в децибелах за шкалою А.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях слід приймати: для широкосмугового постійного та непостійного (крім імпульсного) шуму - по таблиці 7.

Забороняється навіть короточасне перебування в зонах з октановими рівнями звукового тиску понад в будь-який октанове смузі:

Захист від шуму. При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зниження шуму, що діє на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі:

- розробкою шумобезопасной техніки;
- застосуванням засобів і методів колективного захисту по ГОСТ 12.1.029-80;
- застосуванням засобів індивідуального захисту по ГОСТ 12.4.051-78.

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище А повинні бути позначені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76.

На підприємствах, в організаціях та установах повинен бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

Зниження рівня звуку.

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і по території підприємств відповідно до санітарних норм проектування промислових підприємств і ГОСТ 12.1.003-83 при тривалій безперервній роботі компресорів не повинен перевищувати 85 за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів до зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна здійснити шляхом:

- розміщення компресорів в звукоізоляційній камері;
- застосування виброізолюючих підстав будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізолюючих прокладок в місцях з'єднання компресора з повітропроводами і іншими частинами, а також спеціальних глушників на повітропроводах продувки судин і вихлопу повітря в атмосферу;
- встановлення металевих щитів у фільтрів всмоктування повітря;
- покриття глушників, стін і дахів в приміщенні компресорної станції звукопоглинальними матеріалами; [9]

5.1.6 Шум реактивних двигунів

Шум реактивних двигунів (РД) виникає при їх випробуванні на двигунобудівних підприємствах, на яких реактивні двигуни використовуються за прямим призначенням. Завдання зниження шуму РД виникає також при їх використанні в якості силових установок приводу компресорних газоперекачувальних станцій, компресорів промислових магістралей стисненого повітря, і т.п. Шум цих установок нерідко є причиною перешкод проживанню в довколишніх населених територіях.

До основних джерел шуму РД відносяться вихлопна струмись, що закінчується з вихлопного сопла, і внутрішні джерела шуму: компресор, камера згоряння і робоча турбіна.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Загальний рівень звукової потужності шуму одноконтурного РД з малим ступенем двоконтурного на номінальному і максимальному режимах визначається шумом вихлопної струменя при роботі двигуна. Через високу початкову турбулентності потоку вихлопних газів у вихідному перерізі сопла і через шум внутрішніх джерел (турбіни) інтенсивність шуму турбулентності вихлопної струменя підвищується приблизно на 8 дБа

5.2 Методи зниження шуму вихлопного струменя реактивних двигунів

Методи зниження шуму струменя діляться на активні і пасивні. Під активними методами розуміється вплив на процес випромінювання шуму турбулентної областю струменя. Ці методи можуть включати як способи впливу на турбулентні характеристики струменя з метою зменшення їх рівня. До активної методу впливу відносяться застосування багатотрубчатого насадка, сітчастого екрану, подачі додаткового газу в зону змішування струменя. Зниження шуму струменя при використанні цих методів здійснюється внаслідок зменшення градієнта середньої швидкості і посилення процесу змішування. Для зниження шуму струменя також використовуються сопла, що створюють «перевернутий» профіль температур швидкостей і температур. При застосуванні таких сопел на початку струменя по її периферії значення швидкості і температури потоку вище, ніж біля осі струменя. В цьому випадку звукові хвилі, що утворилися в межах струменя, не можуть вийти за її межі внаслідок рефракції звуку, яка відбувається до осі струменя.

Пасивні методи передбачають зниження вже утворився шуму за допомогою застосування глушників в основному за рахунок загасання акустичної енергії в звукопоглинальних матеріалах. [9]

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

5.3 Розрахунок шуму СРД з глушником.

Вхідні данні:

- кількість встановлених джерел (СРД) $N = 6 \text{ шт}$;
- їх звуковий рівень без глушника $P_1 = 30 \text{ дБ}$;
- їх звуковий рівень з глушником $P_2 = 10 \text{ дБ}$.

Рішення

1. Розрахуємо рівень шуму однакових джерел шуму без глушника:

$$P_{\text{общ1}} = P_1 + 10 \cdot \lg N = 30 + 10 \cdot \lg 6 = 38 \text{ дБ}.$$

2. . Розрахуємо рівень шуму однакових джерел шуму з глушником:

$$P_{\text{общ2}} = P_2 + 10 \cdot \lg N = 10 + 10 \cdot \lg 6 = 18 \text{ дБ}.$$

3. Ефективність роботи глушника:

$$\Delta L_T = 10 \cdot \lg \left(\frac{P_{\text{общ1}}}{P_{\text{общ2}}} \right) = 10 \cdot \lg \left(\frac{38}{18} \right) = 3,25$$

4. Визначаємо, як зміниться сумарний рівень шуму

$$\Delta P = P_{\text{общ2}} - P_{\text{общ1}} = 38 - 18 = 20 \text{ дБ}.$$

Сумарний рівень шуму зменшиться на 20 дБ.

Рівень шуму СРД не повинен перевищувати 75 дБ [10].

При підвищенні рівня шуму і наявності вібрацій зупинити привід і провести огляд і усунути несправності. У разі серйозних пошкоджень демонтувати складальні одиниці приводу.

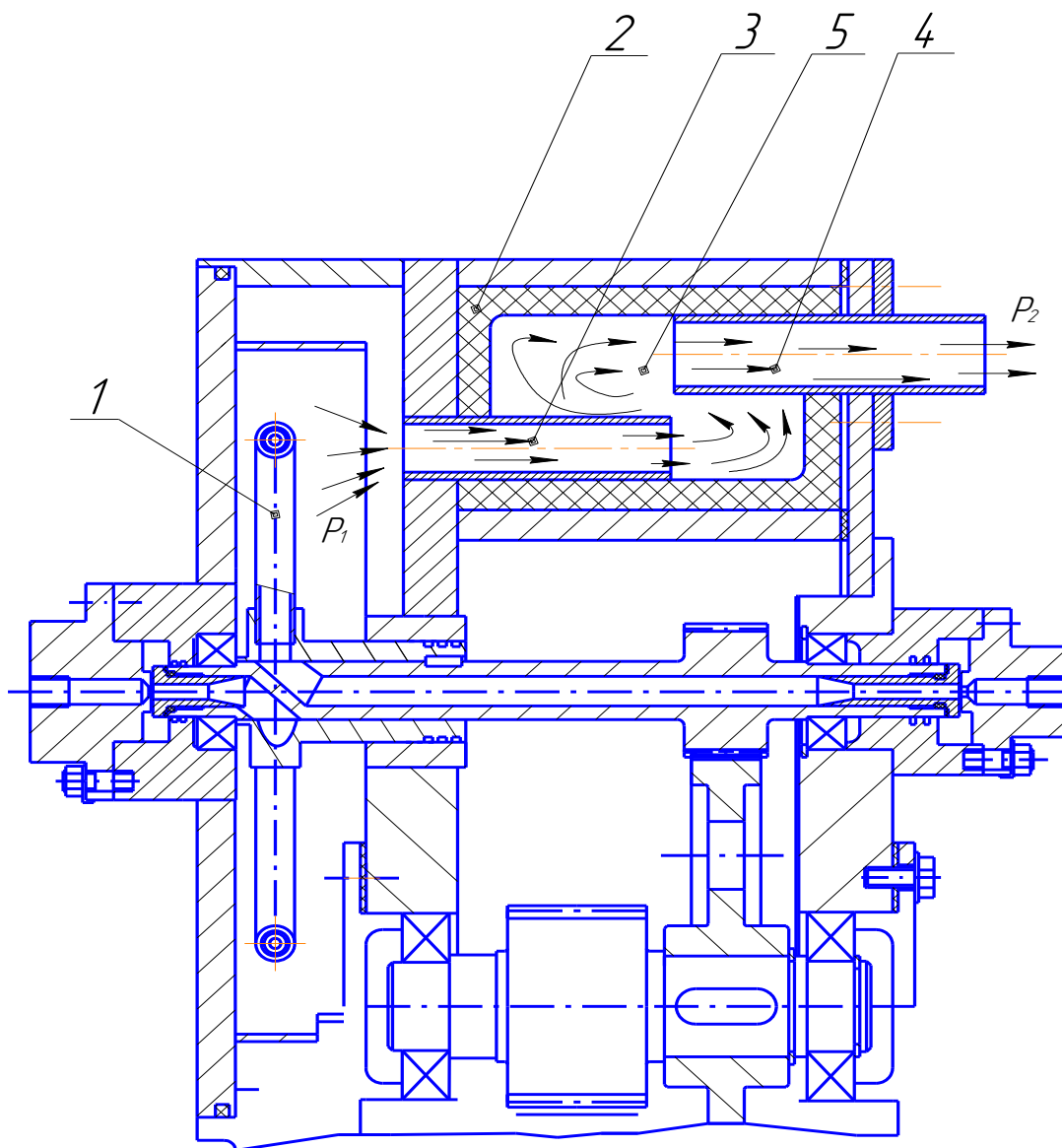


Рисунок 5.1-Коротка схема струминно-реактивного двигуна (СРД)

- 1-струминно-реактивна турбіна (СРТ),
- 2-звукопоглинаючий матеріал,
- 3-прийомна труба глушника,
- 4-выпускна труба,
- 5-глушник шуму.

Висновки

По другому розділу можемо зробити такий висновок, що серед трьох розглянутих конструктивних виконань проточної частини СРТ доцільно обрати третє виконання, так як значення досліджуваних параметрів (сила тяги, пусковий момент, питомий пусковий момент і коефіцієнт відновлення повного тиску) найбільші саме для 3 конструктивного виконання (з втулкою-дифузором з кутом розкриття 8°) проточної частини турбіни з третім варіантом налаштувань граничний. Також з рисунку 2.4 чітко видно, що зі збільшенням тиску від 2,4 МПа до 7,4 МПа показники плавно збільшуються.

В третьому розділі проводився розрахунок пускового моменту, потужності та КПД на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та змінній швидкості обертання .

Дослідження показали, що:

1. Найвище значення пускового моменту досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв (рис. 3.10).

2. Найвище значення потужності досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв. (рис. 3.11).

3. Найвище значення КПД досягається при діаметрі критичного перерізу ПС 10 мм та обертанні ротора зі швидкістю 30000 об/хв. (рис. 3.12).

В четвертому розділі із виконаних досліджень зрозуміло, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло ККД турбіни збільшується та оптимум по ККД зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса, як на розрахунковому, так і на нерозрахунковому режимах роботи. Виявлено, що найбільшого значення ККД набуває при розрахунковому режимі роботи тягового сопла, тобто при $S = 1$.

В п'ятому розділі проведено аналіз шкідливих та небезпечних факторів, компресорного виробництва. Розглянуті методи зниження шуму вихлопного струменя реактивних двигунів. Проведено розрахунок глушника шуму для струминно-реактивного двигуна.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Література

1. Ванеев С.М., Королев С.К. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение.- 1999. - Вып.35. - С. 76-83.
2. С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С.К. Королев. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць, тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». - 8'2012, №8, С. 82-90.
3. С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой // Газотурбинные технологии. - 2014. - №1(120). - С. 40-43.
4. С.М. Ванеев, В.В. Гетало, А.С. Бережной, С.К. Королев. Создание турбодетандерного агрегата ТДА-СРТ-100 со струйно-реактивной тягой // Газотурбинные технологии. - 2014. - №2(121). - С. 34-37.
5. Чернавский С.А., Боков К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин - М.: Машиностроение, 1988-416 с.416
6. Дунаев П.Ф., Леликов А.П. Конструирование узлов и деталей машин Высшая школа, 1985-416 с.416
7. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении. Уч. для вузов. М., «Машиностроение», 1976, с.335.
8. Инструкция по охране труда машиниста компрессорных установок” № 42-75.
9. Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В. и др. Борьба с шумом на производстве (справочник) М. машиностроение 1985 с.400
10. Руководство по эксплуатации струйно-реактивного двигателя ОАО СНМПО им. Фрунзе, Сумы с.80
11. ГОСТ 12.1.005-88. Предел допустимых концентраций вредных веществ в рабочих зонах.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

12. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры «машиностроение» Л. 1969 с.890.

13. Ванєєв С.М., Тодимченко Т. Мелейчук С.С., Бага В.М., Болотнікова О.О. Вплив степені нерозрахунковості тягового сопла струминно-реактивної турбіни на її ефективність.

14. <http://www.flowvision.ru/>.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72