

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 «Підвищення ефективності вакуумних
систем парових турбін шляхом застосування
рідинно-парових ежекторів»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Консультант з охорони праці

В. В. Фалько

Здобувач

Р. С. Чертков

ЗМІСТ

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----|
| | с. |
| Вступ | 3 |
| 2 Сучасні конденсаційні установки парових турбін | 9 |
| 2 Схема базової конденсаційної системи | 14 |
| 3 Принцип струминної термокомпресії та схема пронованих конденсаційних систем | 17 |
| 4 Розрахунок енергоефективності циклу | 21 |
| 5 Розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора | 23 |
| 6 Розрахунок і підбір апаратів | 32 |
| 7 Оцінка ексергетичної ефективності пропонованої схеми | 42 |
| 8 Термoeкономічний аналіз пропонованої схеми | 51 |
| 9 Охорона праці | 53 |
| Висновки | 69 |
| Перелік посилань | 71 |

| | | | | | | | |
|------------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|-------------|----------------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | | |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | | |
| <i>Розроб.</i> | | <i>Чертков</i> | | | <i>Лім.</i> | <i>Арк.</i> | <i>Акрушіє</i> |
| <i>Перевір.</i> | | <i>Шарапов</i> | | | 2 | | 73 |
| <i>Реценз.</i> | | | | | <i>СумДУ, К.м-11</i> | | |
| <i>Н. Контр.</i> | | <i>Шарапов</i> | | | | | |
| <i>Затверд.</i> | | <i>Ванєєв</i> | | | | | |

Підвищення ефективності вакуумних систем парових турбін шляхом застосування рідинно-парових ежекторів

ВСТУП

Однією з основних проблем, яка зараз вирішується світовою енергетикою, є її екологічна безпека, яка має забезпечуватися при збереженні необхідних потужностей при все більш зростаючих споживачах енергії. Одним з виходів є перехід на децентралізовані установки малої потужності, але це стосується лише нових систем, які будуть побудовані відповідно до нових вимог та стандартів. Що стосується існуючих установок, то за останні роки основною стратегією їх модернізації та приведення під існуючі Європейські та світові стандарти є оснащення їх газотурбінними та паротурбінними установками малої потужності. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного устаткування, режими роботи і управління. Такі установки на природному газі є єдиними енергетичними установками, які в конденсаційному режимі роботи виробляють електроенергію з електричною ефективністю більше 58 %.

Одним із основних способів досягнення високої термічної ефективності паротурбінної установки є зменшення режимних параметрів пари за турбіною. Зі зниженням тиску і температури пари, відпрацьованої в турбіні, зменшується кількість теплоти, що передається холодному джерелу. При постійних параметрах свіжа пара підвищує потужність турбіни і збільшує ефективність циклу в цілому за рахунок збільшення теплоперепаду в турбіні.

Зниження параметрів пари за турбіною зазвичай здійснюється до тиску, нижче атмосферного. Виникає необхідність забезпечення якомога кращої конденсації пари, відпрацьованої в турбіні. Саме тому паротурбінна установка обладнана конденсаційною установкою, яка, крім основного призначення, забезпечує також отримання чистого конденсату для живлення парового котла (парогенератора), замикаючи цикл.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 3 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

У сучасних конденсаційних установках для відкачування пароповітряної суміші використовуються багатоступеневі пароежекторні агрегати на базі пароструминних ежекторів, з цілим рядом недоліків, що суттєво знижують їх ефективність.

Досліджуване питання є актуальним з точки зору наукової проблематики для модернізації існуючих систем енергопостачання. Зокрема, необхідно мати існуючі джерела енергії, поки будуються нові енергоощадні установки нового покоління. З метою оцінювання очікуваного ефекту від їх модернізації, необхідно провести порівняльний аналіз пропонованих схем з існуючими та вибрати найкращі з них [1-3].

Енергоощадне теплопостачання промислових та побутових приміщень за останнє десятиріччя набуло загальнодержавного значення, оскільки спостерігається постійне зростання цін на енергоносії і відбувається активний пошук альтернативних джерел енергії. Водночас, відбувається стрімкий перехід від централізованого опалення до локального, що потребує зменшення потужності існуючих ТЕЦ зі збільшенням їх ККД. Однією з тенденцій розвитку сучасної енергетики є створення енергоблоків малої і середньої потужності (1,5-150 МВт) на основі газотурбінних установок (ГТУ). При цьому у великій енергетиці найбільше поширення отримали комбіновані парогазові установки (ПГУ) з реалізацією циклу Ренкіна в парових турбінах різної потужності. Крім того, на основі використання залишкової теплоти вихлопних газів ГТУ може бути реалізований цикл теплофікації, що забезпечує високу ефективність термодинамічних процесів в енергоблоках такого типу [4].

У зв'язку з підвищенням цін на природний газ, палива, що є основним видом, в ПГУ, в розвинених країнах почалося освоєння енерготехнологій, пов'язаних з газифікацією кам'яного і бурого вугілля, продуктів переробки нафти для отримання паливного газу ГТУ. Такий напрям розвитку теплоенергетики є дуже актуальним для України, враховуючи наявні запаси вугілля, але у зв'язку з високою наукоємністю цього напрямку робіт, доцільно

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 4 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

розширювати пошуки і інших перспективних напрямках. Зокрема, доцільно розвивати науково-дослідні і конструкторські роботи з метою створення і впровадження в експлуатацію низькотемпературних (температура робочого середовища 423-473 К) установок енергоутилізацій малої потужності (1,0-4,0 МВт), працюючих у складі енерготехнологічних установок різного призначення. Такі установки можуть отримати застосування вже сьогодні, будучи економічно вигідним доповненням до діючих ГТУ простого або складного робітника циклу малої і середньої потужності (6,0-25,0 МВт), працюючих як на природному газі, так і на продуктах газифікації.

Так, за останні десятиріччя перспективним напрямом модернізації теплових електростанцій є оснащення їх газотурбінними та паротурбінними установками малої потужності. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного устаткування, режими роботи і управління. ПГУ на природному газі - єдині енергетичні установки, які в конденсаційному режимі роботи відпускають електроенергію з електричним ККД більше 58%.

В енергетиці реалізований ряд теплових схем ПГУ, що мають свої особливості і відмінності в технологічному процесі. Відбувається постійна оптимізація як самих схем, так і поліпшення технічних характеристик її вузлів і елементів. Основними показниками, що характеризують якість роботи енергетичної установки, являються її продуктивність і надійність.

Парогазові установки (у англomовному світі використовується назва combined cycle power plant) – порівняно новий тип генеруючих станцій, працюючих на газі або на рідкому паливі. Принцип роботи найекономічнішої і поширенішої класичної схеми такий. Пристрій складається з двох блоків: газотурбінною (ГТУ) і паросиловою (ПС) установок. У ГТУ обертання валу турбіни забезпечується такими, що утворилися в результаті спалювання природного газу, мазуту або солярки продуктами горіння - газами. Згорання газотурбінної установки, що утворилися в камері, продукти горіння обертають ротор турбіни, а та, у свою чергу, крутить вал першого генератора [5].

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 5 |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | |

У першому, газотурбінному, циклі ККД рідко перевищує 38%. Що відпрацювали в ГТУ, але продукти горіння, що все ще зберігають високу температуру, поступають в так званий котел-утилізатор. Там вони нагрівають пару до температури і тиску (500 градусів за Цельсієм і 80 атмосфер), достатніх для роботи парової турбіни, до якої приєднаний ще один генератор. У другому, паросиловому, циклі використовується ще близько 20% енергії згорілого палива. В сумі ККД усієї установки виявляється близько 58%.

Найбільш доцільними сферами застосування низькотемпературних установок енергоутилізації є газова промисловість (компресорні станції магістральних газопроводів), газопереробні і нафтопереробні заводи, оскільки пентан і бутан, природні продукти нафто- і газопереробки, є ефективними робочими середовищами низькотемпературного робочого циклу. Проте, традиційна вугільна теплоенергетика (з урахуванням поширення парових турбін малої потужності з протитиском) також є доцільною сферою застосування низькотемпературних ГТУ в літній період експлуатації за відсутності необхідних теплових навантажень.

Одним із основних способів досягнення високого термічного ККД паротурбінної установки є зниження параметрів пари за турбіною. Зі зниженням тиску і температури пари, що відпрацювала в турбіні, зменшується кількість теплоти, що передається холодному джерелу, що, як відомо з термодинаміки, при постійних параметрах свіжої пари підвищує потужність турбіни (за рахунок збільшення теплоперепаду на неї) і економічність циклу в цілому.

Зниження параметрів пари за турбіною зазвичай здійснюється до тиску, нижче барометричного, для чого необхідно забезпечити конденсацію пари, що відпрацював в турбіні. Цій меті і служить конденсаційна установка, яка, крім вищезгаданого призначення, забезпечує також отримання чистого конденсату для живлення парового котла (парогенератора), замикаючи цикл.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 6 |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | |

У сучасних парогазових установках для відкачування пароповітряної суміші використовуються пароструминні ежектори, які є, як правило, багатоступеневими, що суттєво знижує їх ефективність. У роботі пропонується модернізація існуючих установок шляхом застосування рідинно-парового ежектора, який є більш енергоощадним. Також розглянуто комбінацію роботи рідинно-парового ежектора як форвакуумного агрегату в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом.

Проектна потужність установки 4 МВт, робоче середовище n-пентан. Як теплоносій для випаровування і перегрівання НРТ використовується вода від котла-утилізатора існуючої когенераційної установки.

Метою даного дослідження є оцінка ефективності застосування рідинно-парового ежектора (РПЕ) у складі конденсаційної установки парової турбіни та узгодженість його роботи в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом (РКВН).

Об'єкт дослідження – рідинно-паровий ежектор у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

Предмет дослідження – режимні та геометричні параметри рідинно-парового ежектора у складі вакуумної системи відкачування повітря з конденсатора парової турбіни.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні завдання:

- виконати опис традиційної конденсаційної установки та пропонуваніх схемних рішень на базі рідинно-парового ежектора та рідинно-парового ежектора і рідинно-кільцевого вакуумного насоса;
- виконати термодинамічний розрахунок циклу традиційної конденсаційної установки на базі пароструминного ежектора та альтернативних схем, одна з яких виконана на базі РПЕ, а інша на базі РПЕ+РКВН;
- виконати ексергетичний аналіз традиційної конденсаційної установки та пропонуваніх схем на базі РПЕ та РПЕ+РКВН та визначити досяжні показники ексергетичної ефективності модернізації паротурбінної установки;

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 7 |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | |

– виконати термoeкономічний аналіз традиційної конденсаційної установки та пропoнованих схем на базі РПЕ та РПЕ+РКВН з визначенням вартісних показники ефективності модернізації паротурбінної установки.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 8 |

1 СУЧАСНІ КОНДЕНСАЦІЙНІ УСТАНОВКИ ПАРОВИХ ТУРБІН

З розділу термодинаміки відомо, що термічний ККД паротурбінного циклу тим вище, що нижча температура пари наприкінці розширення. Для отримання низької температури у випускному патрубку турбіни, як впливає з властивостей водяної пари, тиск має бути нижчим за атмосферний, тобто. має бути створений вакуум. Це досягається в результаті конденсації відпрацьованої пари, що охолоджується циркуляційною водою; конденсат, що утворюється, відкачується насосами. При конденсації прихована теплота пароутворення пари, що відпрацьовала, сприймається циркуляційною водою, температура якої підвищується.

Для конденсації пари, що залишає турбіну, до вихлопного патрубку турбіни приєднується спеціальний теплообмінник – конденсатор. Вакуум в конденсаторі створюється при конденсації пари за допомогою охолоджувальної води і відсмоктування повітря ежекторами, вакуум-насосами та ін. при охолодженні їх у поверхневих теплообмінниках (поверхневі конденсатори).

У турбінних установках електростанцій застосовуються виключно поверхневі конденсатори, оскільки вони забезпечують як збереження кількості конденсату, так і необхідну його якість з вмістом солі, що дуже важливо для живлення котлоагрегатів високих параметрів великої потужності.

Пара з турбіни надходить у корпус конденсатора через горловину, що має фланець для приєднання до вихлопу турбіни. У циліндричній частині конденсатора розташована система прямих охолодних труб, закріплених з обох боків у трубних дошках. Трубна система розташовується в корпусі так, що по обидва боки її утворюються камери між трубними дошками та кришками корпусу.

Охолоджувальна вода по трубі, що підводить, надходить в нижню частину камери (вхідна камера), проходить по нижньому пучку труб і надходить в іншу поворотну камеру. З поворотної камери вода проходить по

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 9 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

верхньому пучку трубок у напрямку, зворотному початковому, після чого видаляється з верхньої частини вихідної камери, відокремленої перегородкою від вхідної камери, трубою. Конденсатори з такою схемою руху води у двох напрямках називають двоходовими. Аналогічно цьому можуть бути виконані одноходові, а також три- та чотириходові конденсатори.

Пара, омиваючи холодні зовнішні поверхні охолодних трубок, конденсується на них, віддаючи теплоту пароутворення, і конденсат, що утворився, стікає в нижню частину конденсатора, а звідти відкачується спеціальним насосом через патрубков. Цей насос називають конденсатним, а насос, що прокачує воду, що охолоджує через трубну систему конденсатора, - циркуляційним.

Конденсатор має бути герметично щільним. Наявність навіть невеликих нещільностей призводить до підсмоктування повітря з довкілля, що знижує вакуум і може різко погіршити процес тепловіддачі. Для підтримки парового простору конденсатора необхідного глибокого вакууму через патрубков здійснюється безперервний відсмоктування повітря. Так як разом з повітрям може бути видалено і деяка кількість пари (пароповітряна суміш), що не конденсується, то в місці відсмоктування повітря частину трубної поверхні відокремлюють перегородками, утворюючи охолоджувач повітря. У цій частині трубної поверхні повинна відбуватися більш інтенсивна конденсація пари з тим, щоб кількість пари у видаленій пароповітряній суміші була мінімальною.

Конденсат, що утворився в конденсаторі, використовується для живлення котлоагрегатів і тому представляє велику цінність, особливо в установках з високими параметрами пари, що вимагають застосування поживної води особливо високої якості. З цієї причини конденсатори повинні мати високу щільність не тільки по повітрю, але і по охолодній воді.

При хорошій щільності трубок системи охолодження конденсат турбіни може бути чистим дистилятом, тобто. водою, що не містить будь-яких домішок. Крім того, в нормально працюючому конденсаторі конденсат добре

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 10 |

дегазується, що усуває небезпеку корозії поживних трубопроводів та підігрівачів. Вода, що надходить для охолодження конденсатора (циркуляційна вода), забирається циркуляційним насосом або з поблизу станції природних джерел водопостачання (річка, озеро, море), або зі штучних водойм (стави, басейни). Водопостачання від природних джерел води називається прямоточним.

Конструкція конденсаторів повинна забезпечувати хорошу організацію процесів теплообміну між парою та охолоджувальною водою та гарантувати глибокий вакуум (шляхом зменшення опору конденсаторів з парової сторони та організації відсмоктування повітря).

Конденсат, що стікає з верхніх труб і охолоджений нижче за температуру насичення, змішуючись з парою в нижній частині конденсатора, знову нагрівається майже до температури насичення. Такі конденсатори називають регенеративними. У регенеративних конденсаторах усувається можливість охолодження конденсату до температури нижчої, ніж температура насиченого конденсується пари, тобто. переохолодження конденсату. Переохолодження є неприпустимою втратою, тому що при ньому збільшується тепло, що передається охолоджуючій воді, тобто. знижується тепловий ККД циклу. Центральний прохід пари повинен знизити опір конденсатора по паровій стороні та усунути небезпеку переохолодження конденсату.

Корпуси конденсаторів (зазвичай звареної конструкції) встановлюються на пружинних опорах, що полегшує компенсацію температурних деформацій. Трубки конденсаторів виготовляються з латуні (для морської води застосовується мідно-нікелевий сплав) і закріплюються у трубних дошках вальцюванням. Застосування латуні запобігає корозії трубок. Найбільш уживані розміри трубок конденсатора 25 мм при товщині стінок 1 мм.

Водяні камери конденсаторів часто бувають розділені вертикальною перегородкою на дві половини. Це дозволяє проводити чищення внутрішніх поверхонь охолодних трубок однієї половини конденсатора під час роботи

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 11 |

іншої половини (чистка «на ходу»). При чищенні конденсаторів на ходу навантаження турбіни доводиться дещо знижувати.

Для підтримки необхідного вакууму у конденсаторі необхідно безперервно видаляти повітря. Для цієї мети застосовують спеціальні повітровідсмоктувальні пристрої. Найбільш поширеними з них є пароструминні та водоструминні ежектори.

Ежектори (повітряні насоси) бувають паровими, водяними та відцентровими. В даний час найбільше поширення отримали парові ежектори (рис. 1.1). Одноступінчастий ежектор може створити розрідження до 650 мм рт. ст.

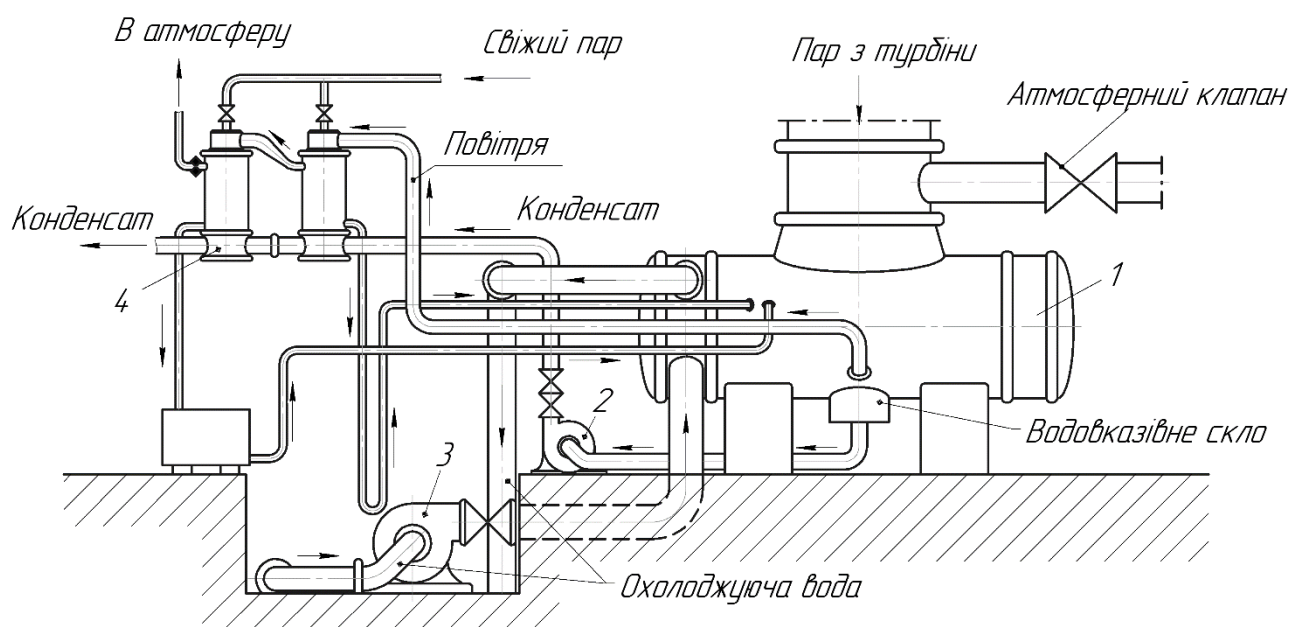


Рисунок 1.1 – Схема конденсаційної установки:

- 1 – конденсатор; 2 – конденсатний насос; 3 – циркуляційний насос; 4 - пароструминний ежектор

Для отримання більш глибокого розрідження при високій економічності ежектора застосовують дво-і навіть триступінчасті ежектори. Свіжа пара надходить у робоче сопло, де він розширюється і набуває великої швидкості,

| | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | | 12 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | | |

КМ 05.00.00.00 ПЗ

підсмоктуючи з конденсатора повітря (з невеликою домішкою пари) в камеру. Змішавшись з повітрям, робоча пара далі стискається до абсолютного тиску 0,2 бар у дифузорі і конденсується в холодильнику першого ступеня ежектора.

Повітря і частина пари, що не конденсується, відсмоктуються ежектором другого ступеня і в дифузорі цього ступеня дотискаються до тиску трохи вище атмосферного. До робочого сопла другого ступеня ежектора також підводять свіжу пару. Пара конденсується в холодильнику другого ступеня, а повітря і частина пари, що не конденсується викидаються в атмосферу через патрубок. Конденсат робочої пари із холодильників відводиться в конденсатор.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 13 |

2 СХЕМА БАЗОВОЇ КОНДЕНСАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Як базову установку розглянемо автономну електростанцію на базі газотурбінного двигуна з паровим блоком утилізації ПГУ- 20. Для видалення повітря з конденсатора паротурбінного контуру передбачено застосування двоступеневого ежекторного агрегату, працюючого на технологічній парі (див. рис. 2.1). Паротурбінна «надбудова» газотурбінного двигуна реалізована на обмежені параметри генерованої водяної пари і на застосування осерядіальної парової турбіни. Остання обставина обумовлює підтримку більш високих тисків конденсації, що прийнято для установок з осьовими турбоагрегатами.

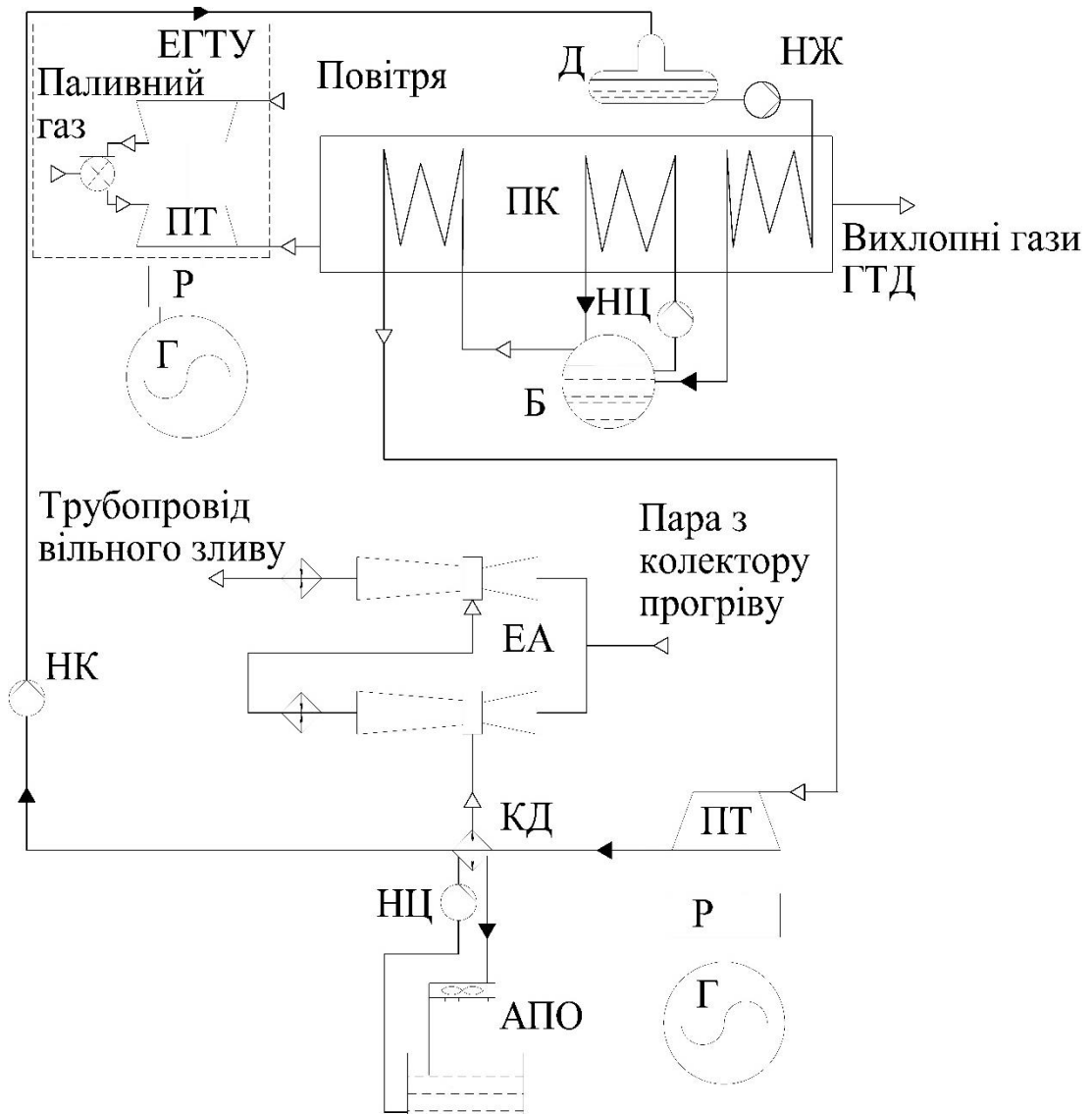


Рисунок 2.1 – Базова схема вакуумування

Основне і допоміжне устаткування ПГУ- 20

ЕА – двоступеневий ежекторний агрегат, ПК – паровий котел, ПТ – парова турбіна, КД – конденсатор, НЦ – насос циркуляційний, НК – насос конденсаційний, Д – деаератор, НЖ – насос живильний, Б – барабан, Г – генератор, Р – редуктор, ЕГТУ – енергогазотурбінна установка

1) установка газотурбогенератора з паровим котлом-утилізатором (КУ);

2) паротурбінна установка:

- парова турбіна;

- генератор;

- конденсатор;

- деаератор;

- конденсатні насоси;

- підживлюючі насоси КТУ;

- циркуляційні насоси КТУ;

- устаткування системи мастила генератора з насосними агрегатами,

маслоохолоджувачами і маслобаком;

- блок агрегатів водяного охолодження генератора;

- градирні;

- апарати повітряного охолодження.

3) система пускового, паливного і імпульсного газу;

4) станційна система маслопостачання;

5) електротехнічне устаткування;

6) система автоматизованого управління і регулювання;

7) високовольтне устаткування і трансформатори власних потреб.

Принцип роботи парогазової установки базується на перетворенні теплової енергії газового потоку на механічну роботу обертання ротора газової турбіни, яка, у свою чергу, є приводом електричного генератора, а також додатковому виробленні електроенергії в паротурбогенераторному агрегаті за рахунок утилізації тепла вихлопних газів газової турбіни.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 15 |

Перегрита пара вироблена в котлі 2, шляхом утилізації тепла вихлопних газів газотурбінного двигуна поступає до парової турбіни 3, де розширюючись здійснює механічну роботу приводячи в обертання електрогенератор Г. Відпрацьована пара подається в конденсатор 4, де охолоджується і конденсується циркуляційною водою. Постачання циркуляційної води здійснюється насосом 5.

З конденсатора насосами 6 конденсат подається в деаератор 7, після чого деаерована вода подається живильними насосами 8 в паровий котел 2.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 16 |

3 ПРИНЦИП СТРУМИННОЇ ТЕРМОКОМПРЕСІЇ ТА СХЕМА ПРОНОВАНИХ КОНДЕНСАЦІЙНИХ СИСТЕМ

У даній технологічній схемі замість звичайного пароструминного ежектра використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора, робочий процес якого заснований на принципі струминної термокомпресії (рис. 3.1).

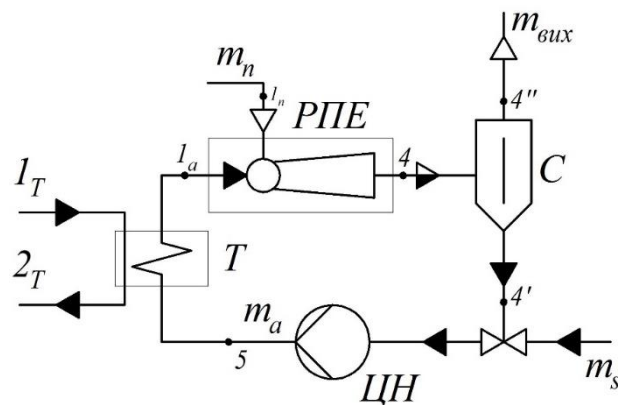


Рисунок 3.1 – Схема вакуумного агрегату на базі РПЕ:

С – сепаратор; Т – теплообмінник-підігрівач; ЦН – циркуляційний насос

Цей принцип базується на тому, що проходження робочої речовини активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в тій його частині, яка розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. У вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним вмістом пари, тиск якої менший, ніж тиск навколишнього середовища ($p_a < p_{o.c.}$). Протікання робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю відповідає процесу $1a-2a$ (рис. 3.2). Потім ця пара інжектуює робочу речовину пасивного потоку, що надходить до приймальної камери з тиском p_{02} .

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | | Арк. |
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | 17 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

На вході до камери змішування тиски робочих речовин активного та пасивного потоків вирівнюються (процеси $2a-2k$ та $1n-2k$ відповідно), і відбувається їх змішування в єдиний двофазний потік з досягненням тиску p_3 (процес $2k-3$), після цього в дифузорі відбувається подальше стиснення змішаного потоку і досягнення тиску p_4 , що дорівнює тиску на виході з ежектора (процес $3-4$).

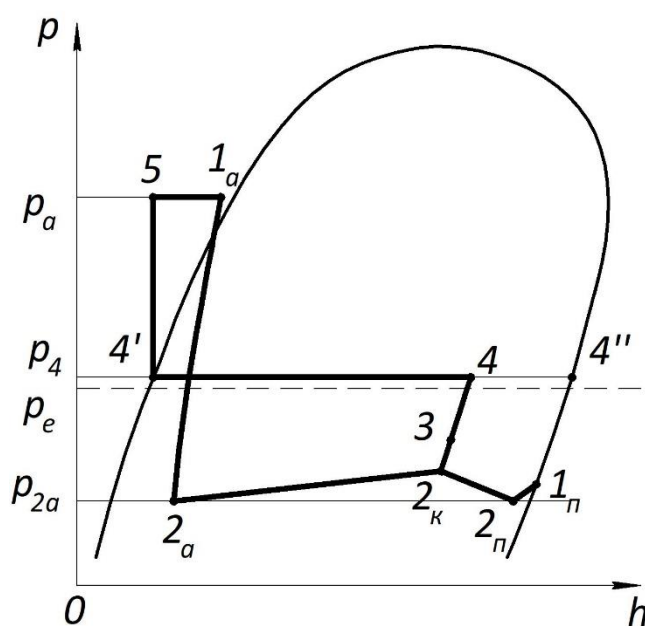


Рисунок 3.2 – Зображення робочого процесу РПЕ у p,h -координатах

Стиснена в РПЕ пара відділяється в сепараторі інерційного типу (процес $4-4'$), з якого насичена рідина відводиться насосом у циркуляційний контур (процес $4'-5$) і після підігрівання в теплообміннику-підігрівачі (процес $5-1a$) знову подається у сопло активного потоку.

Пропоноване схемне рішення, в якості застосування вакуумного агрегату на базі РПЕ, дозволяє замінити двоступеневий пароструминний ежектор на одноступеневий рідинно-паровий (див. рис. 3.3), з досконалішим циклом перетворення енергії і високим ексергетичним ККД, що веде до значного зменшення споживання котельної пари і зниження початкових параметрів робочого середовища активний потік на вході в апарат.

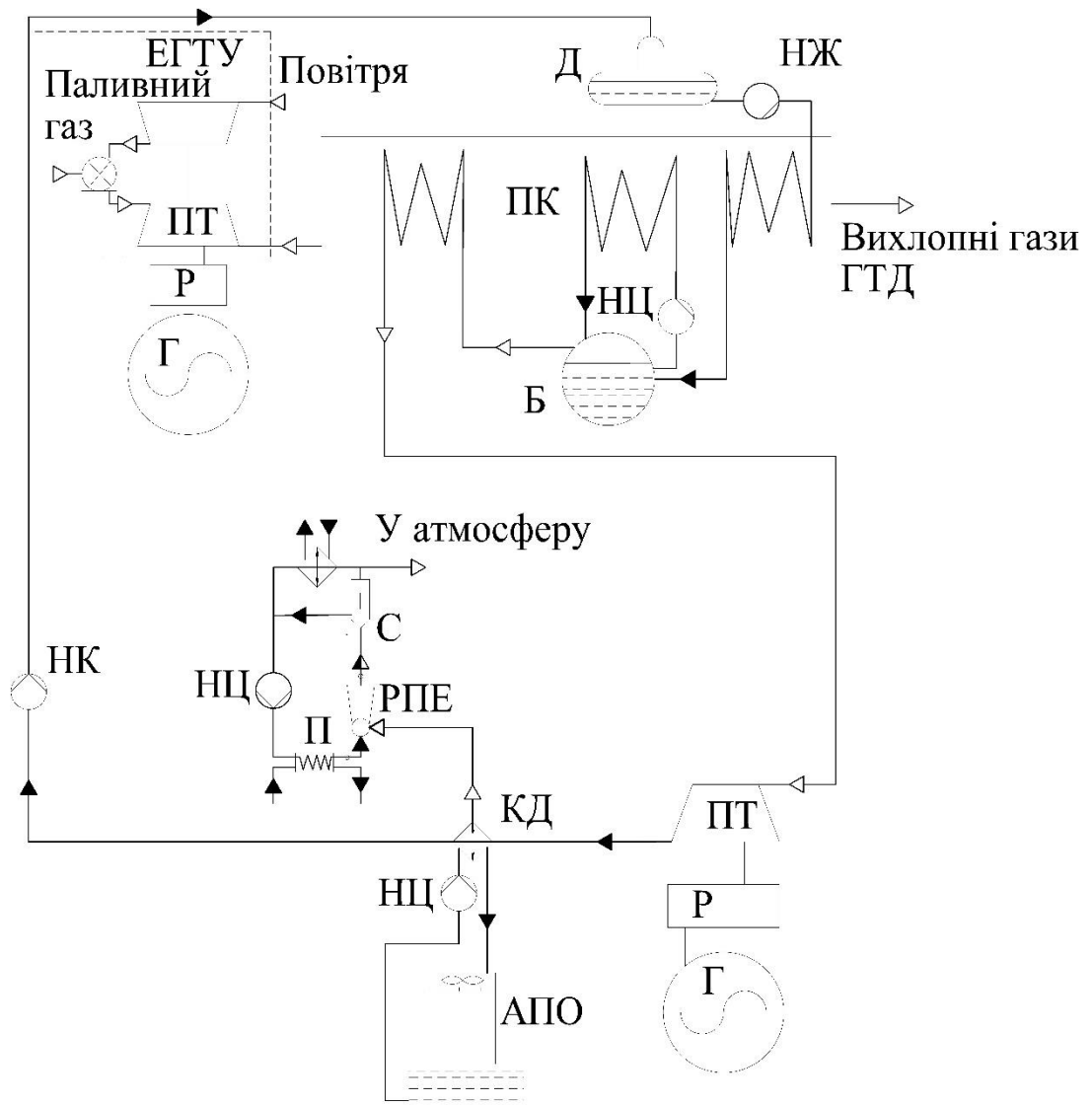


Рисунок 3.3 – Альтернативна схема вакуумування на базі РПЕ:
 РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос,
 П – теплообмінник-підігрівач

Також розглянемо схему, в якій рідинно-паровий ежектор у складі вакуумного агрегату використовується як форвакуумний апарат, а подальше підвищення тиску пасивного потоку здійснюється у рідинно-кільцевому вакуумному насосі (рис. 3.4)

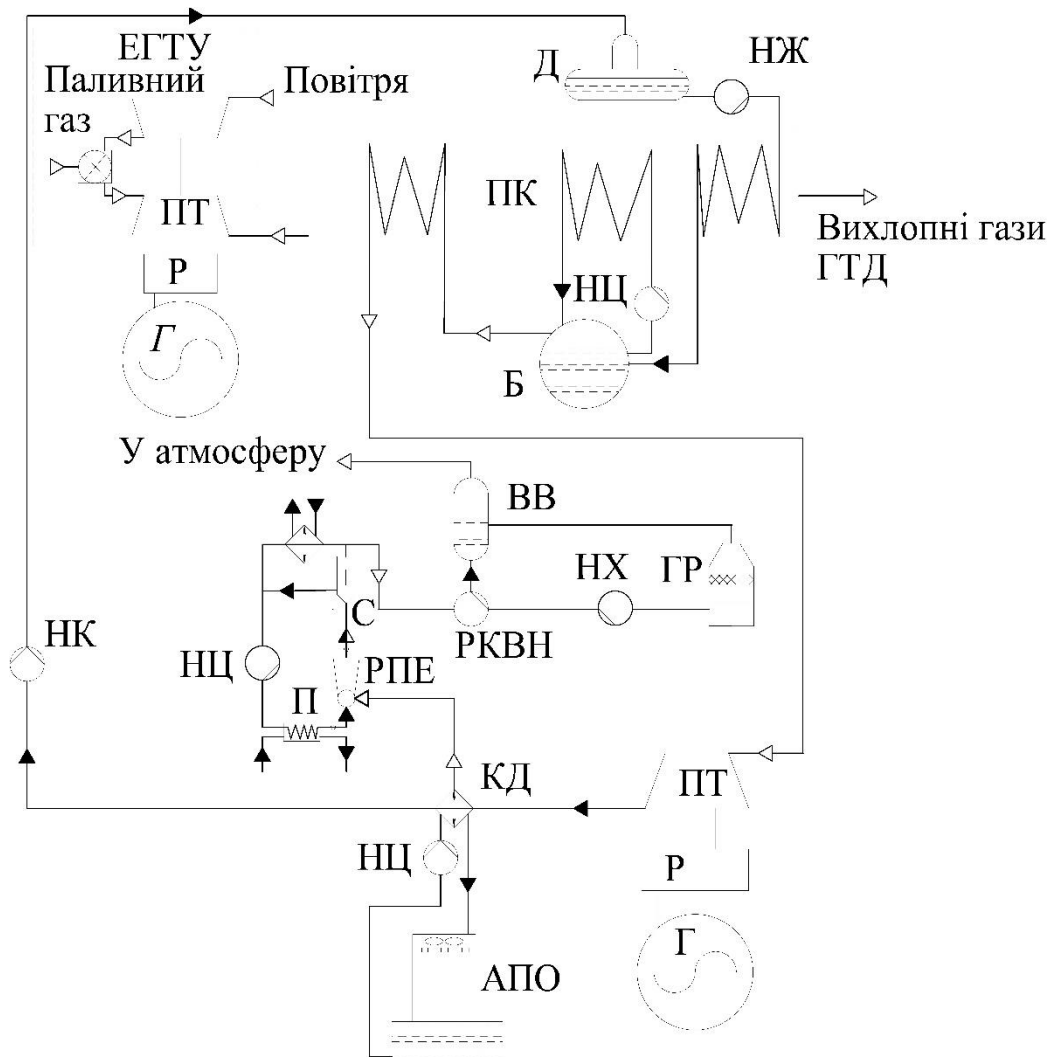


Рисунок 3.4 – Альтернативна схема вакуумування на базі РПЕ з рідинно-кільцевим вакуумним насосом: РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос, П – теплообмінник-підігрівач, РКВН – рідинно-кільцевий вакуумний насос, ВВ – відділювач води, ВТ – вентилятор, ГР – градирня, Нх – насос холодоносія

4 РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ

Розрахунок ефективності конденсаційної установки на базі рідинно-парового ежектора потребує попереднього термодинамічного розрахунку за методикою, яка викладена у роботі [14]. Дана методика передбачає знаходження режимних параметрів у вузлових точках циклу. Розрахунки було проведено для двох варіантів альтернативних схем: на базі РПЕ та на базі РПЕ+РКВН.

Режимні параметри двох альтернативних варіантів наведено у табл. 4.1. Результати термодинамічного розрахунку подані у табл. 4.2.

Таблиця 4.1 - Режимні параметри конденсаційних установок

| № п/п | Найменування показника | Варіант схеми | |
|----------|-----------------------------------------------|---------------|--------------|
| | | з РПЕ | з РПЕ + РКВН |
| 1 | Тиск рідини на вході в активне сопло РПЕ, бар | 1,6 | 1,6 |
| 2 | Температура на вході в РПЕ, °C | 104 | 104 |
| 3 | Тиск пасивного потоку на вході в РПЕ, бар | 0,17 | 0,17 |
| 4 | Тиск змішаного потоку на виході з РПЕ, бар | 1 | 0,8 |
| 5 | Коефіцієнт інжекції РПЕ | 0,04147 | 0,0334 |
| 6 | Ступінь перевиробництва пари | 1,165 | 1,209 |
| 7 | Ефективність РПЕ | 0,657 | 0,714 |

Таблиця 4.2 - Результати термодинамічного розрахунку

| № п/п | Найменування показника | Варіант схеми | | |
|----------|--------------------------------------------------------------------|---------------|-------|-----------------|
| | | базовий | з РПЕ | з РПЕ + РКВН |
| 1 | Початковий тиск у системі вакуумування, <i>бар</i> | 0,17 | 0,17 | 0,17 |
| 2 | Тиск котельної пари, <i>бар</i> | 9 | 1,6 | 1,6 |
| 3 | Температура котельної пари, <i>°C</i> | 210 | 104 | 104 |
| 4 | Масова витрата котельної пари, <i>кг/с</i> | 448 | 1,489 | 1,489 |
| 5 | Масова витрата повітря, <i>кг/с</i> | 28 | 28 | 28 |
| 6 | Масова витрата пари, <i>кг/с</i> | 25 | 25 | 25 |
| 7 | Питома потужність циркуляційного насосу, <i>кВт</i> | – | 0,09 | 0,04 |
| 8 | Питома потужність насосу холодоносія, <i>кВт</i> | – | – | 0,01 |
| 9 | Питома потужність вентилятора градирні, <i>кВт</i> | – | – | 0,007 |
| 10 | Питома потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса, <i>кВт</i> | – | – | 0,03 |

Одержані результати термодинамічного аналізу свідчать про перспективу застосування пропонованого рішення завдяки зниженню початкового тиску та масової витрати котельної пари.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |

5 РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА

Оптимізаційним параметром для ефективної роботи рідинно-парового ежектора як форвакуумного агрегату в поєднанні з РКВН є різниця температур активного потоку на вході до РПЕ і рідкої фази на виході із сепаратора Δt_n , що визначає навантаження і витрату котельної пари на теплообмінник-підігрівач. На базі математичної моделі робочого процесу РПЕ, поданої цій роботі, були виконані числові дослідження впливу цієї величини на показники ефективності робочого процесу при варіюванні початкових параметрів робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ. На рисунку 5.1 подано зв'язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для цієї випарної установки.

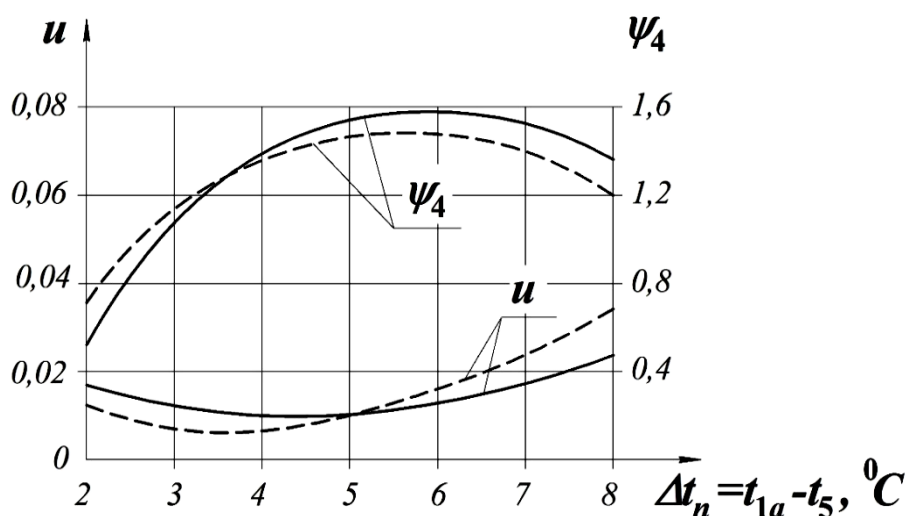


Рисунок 5.1 – Режимні параметри РПЕ для умов: $p_{1a} = 1,5\text{--}2,5$ бар,
 $t_{1a} = 92\text{--}104$ °C: ———— $p_n = 0,17$ кПа, - - - - - $p_n = 0,2$ кПа

Після вибору оптимальних значень початкових параметрів робочої рідини на вході в РПЕ виконуємо розрахунок режимних параметрів для двох варіантів альтернативних схем: без РКВН (рис. 5.2, а) та з РКВН (рис. 5.2, б).

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего паровоздушную смесь

| Исходные данные | | Результаты расчета | | | | | |
|------------------------------------------------------------------|------|---------------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|-------------|
| Исходные данные | | Рабочая струя пара | | | | | |
| Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С | 104 | $t_{01н}$, С | Δt_{01} , град. | $(1-e_{s0})$ | h_{01} , кДж/кг | s_{01} , кДж/(кг*К) | w_f , м/с |
| Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар | 1,6 | 113,32 | 9,32 | 0,28 | 435,8 | 1,3518 | 9,625 |
| Давление смеси на выходе из эжектора P_4 , бар | 1 | w_a , м/с | v_a , м ³ /кг | x_a | s_a , кДж/(кг*К) | f_a | z_a |
| Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар | 0,17 | 157,447 | 0,7 | 0,0787 | 1,3538 | 41,048 | 38,68 |
| Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_{02} , бар | 0,17 | Инжектируемая струя пара | | | | | |
| Массовое содержание воздуха в паровоздушной смеси $x_{п}$ | 1 | v_{02} , м ³ /кг | h_{02} , кДж/кг | s_{02} , кДж/(кг*К) | | | |
| Коэффициент расхода входного участка сопла | 0,97 | 8,92 | 2603,5 | 7,9655 | | | |
| Коэффициент метастабильности расхода | 1,03 | Приемная камера | | | | | |
| Угол диффузорности выходного участка эжектора, град | 8 | w_k , м/с | v_1 , м ³ /кг | β_{a1} | M_1 | f_1 | |
| Скоростные коэффициенты элементов эжектора: | | 154,189 | 0,71 | 0,999 | 1,22 | 1,025 | |
| - активного сопла | 0,97 | P_2 , бар | x_2 | v_2 , м ³ /кг | h_2 , кДж/кг | M_2 | f_k |
| - входного участка | 0,98 | 0,158 | 0,997 | 9,52 | 2605,7 | 0,34 | 0,36 |
| - пассивного сопла | 0,95 | Камера эжектора | | | | | |
| - диффузора | 0,92 | $P_{п}$, бар | P_3 , бар | x_3 | β_{a3} | w_3 , м/с | |
| KPD _s | 0,8 | 0,345 | 0,752 | 0,059 | 0,9921 | 79,35 | |
| n | 0,5 | v_3 , м ³ /кг | f_3 | s_3 , кДж/(кг*К) | h_3 , кДж/кг | | |
| M_3 | 0,7 | 0,00104 | 0,174 | 1,5819 | 519,1 | | |
| Запуск расчета | | Диффузор | | | | | |
| | | v_4 , м ³ /кг | x_4 | β_{a4} | h_4 , кДж/(кг*К) | s_4 , кДж/кг | |
| | | 0,00104 | 0,0464 | 0,9875 | 522,2 | 1,5836 | |
| | | Достижимые показатели | | | | | |
| | | U_k | Ψ_{i4} | KPD_{ei} | | | |
| | | 0,04147 | 1,165 | 0,657 | | | |

Рисунок 5.2, а – Результати розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора за схемою, зображеною на рис. 2.1 (без РКВН)

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего паровоздушную смесь

| Исходные данные | | Результаты расчета | | | | | |
|------------------------------------------------------------------------|------|---------------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|----------------------|
| Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С | 104 | Рабочая струя пара | | | | | |
| Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_{01} , бар | 1,6 | $t_{01н}$, С | Δt_{01} , град. | $(1-e_{s0})$ | h_{01} , кДж/кг | s_{01} , кДж/(кг*К) | w_f , м/с |
| Давление на выходе из эжектора P_4 , бар | 0,8 | 113,32 | 9,32 | 0,28 | 435,8 | 1,3518 | 9,625 |
| Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a , бар | 0,17 | w_a , м/с | v_a , м ³ /кг | x_a | s_a , кДж/(кг*К) | f_a | z_a |
| Давление паровоздушной смеси на входе в пассивное сопло P_{02} , бар | 0,17 | 157,447 | 0,7 | 0,0787 | 1,3538 | 41,048 | 38,68 |
| Содержание пара в паровоздушной смеси x_p | 1 | Инжектируемая струя пара | | | | | |
| Коэффициент расхода входного участка сопла | 0,97 | v_{02} , м ³ /кг | h_{02} , кДж/кг | s_{02} , кДж/(кг*К) | | | |
| Коэффициент метастабильности расхода | 1,03 | 8,92 | 2603,5 | 7,9655 | | | |
| Угол диффузности выходного участка эжектора, град. | 8 | Приемная камера | | | | | |
| Скоростные коэффициенты элементов эжектора: | | w_k , м/с | v_1 , м ³ /кг | β_{01} | M_1 | f_1 | |
| - активного сопла | 0,97 | 154,189 | 0,71 | 0,999 | 1,22 | 1,025 | |
| - входного участка | 0,98 | P_2 , бар | x_2 | v_2 , м ³ /кг | h_2 , кДж/кг | M_2 | f_k |
| - пассивного сопла | 0,95 | 0,156 | 0,9964 | 9,63 | 2603,8 | 0,35 | 1,072 |
| - диффузора | 0,92 | Камера эжектора | | | | | |
| KPD_s | 0,8 | P_n , бар | P_3 , бар | x_3 | β_{03} | w_3 , м/с | |
| n | 0,5 | 0,303 | 0,589 | 0,0367 | 0,99 | 62,165 | |
| M_3 | 0,7 | v_3 , м ³ /кг | f_3 | s_3 , кДж/(кг*К) | h_3 , кДж/кг | | |
| | | 0,00103 | 0,376 | 1,3747 | 442,1 | | |
| | | Диффузор | | | | | |
| | | v_4 , м ³ /кг | x_4 | β_{04} | h_4 , кДж/(кг*К) | s_4 , кДж/кг | t_{01-t_4} , град. |
| | | 0,00104 | 0,023 | 0,9793 | 444,1 | 1,3757 | 10,4895 |
| | | Достижимые показатели | | | | | |
| | | U_k | Ψ_{04} | KPD_{ei} | | | |
| | | 0,0334 | 1,209 | 0,714 | | | |

Запуск расчета

Рисунок 5.2, б – Результати розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора за схемою, зображеною на рис. 2.2 (з РКВН)

Розрахунок геометричних параметрів базується на термогазодинамічних характеристиках робочого процесу РПЕ за умовами функціонування вакуумної системи, в яку він входить, що задаються.

Схема основних розмірів РПЕ представлена на рисунку 5.3.

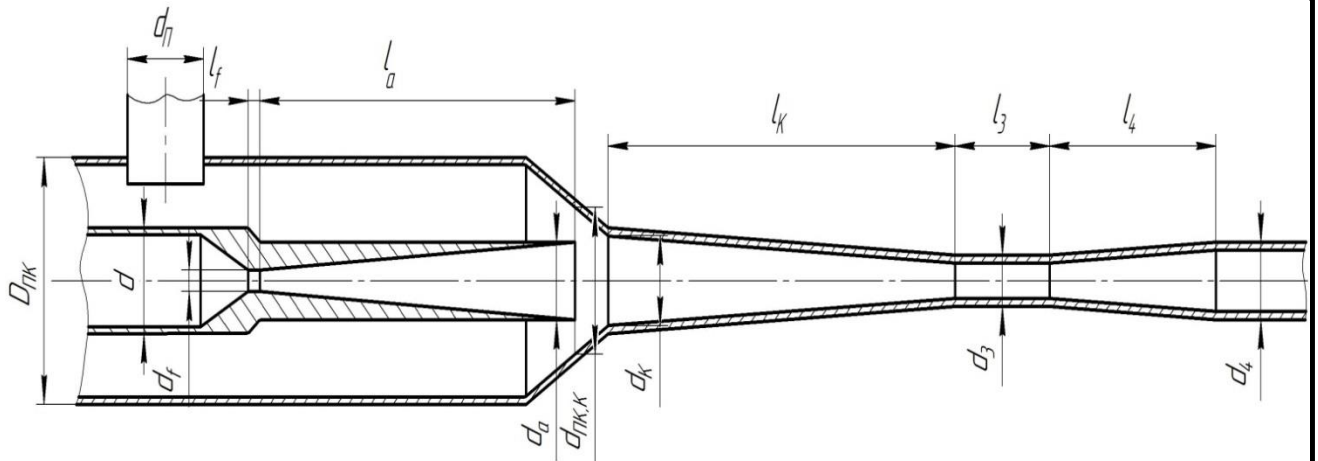


Рисунок 5.3 - Основні розміри рідинно-парового струминного ежектора

Розрахунок виконується в послідовності робочого процесу для наступних елементів: сопло активного потоку, приймальна камера, камера змішення, дифузор.

Геометричні параметри сопла активного потоку

1. Площа витратного перерізу, (переріз f - f):

$$F_f = \frac{\dot{m}_a \cdot v_0}{w_f} = \frac{0,407 \cdot 0,00104}{9,625} = 0,0000044 \text{ м}^2 \quad (5.1)$$

де $\dot{m}_a = 0,407 \text{ кг/с}$ - масова витрата активного потоку;

$v_0 = 0,00104 \text{ м}^3/\text{кг}$ - питомий об'єм робочої рідини на вході в сопло;

$w_f = 9,625 \text{ м/с}$ - швидкість рідкої фази активного потоку в переріз (f - f) (з вікна програми).

2. Діаметр витратного перерізу, d_f :

$$d_f = \sqrt{\frac{4 \cdot F_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000044}{3,14}} = 0,0074 \text{ м} = 7,4 \text{ мм} \quad (5.2)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 26 |

3. Довжина витратного перерізу, l_f :

$$l_f = d_f = 7,4 \text{ мм} \quad (5.3)$$

4. Діаметр входу активного середовища, d :

$$d = 6 \cdot d_f = 6 \cdot 7,4 = 44,4 \text{ мм} \quad (5.4)$$

5. Довжина конічної частини вхідної ділянки, $l_{\text{вх}}$:

$$l_{\text{вх}} = \frac{d-d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{вх}}}{2}} = \frac{44,4-7,4}{2 \operatorname{tg} \frac{60}{2}} = 32,06 \text{ мм} \quad (5.5)$$

де $\alpha_{\text{вх}} = 60^\circ$ - кут конфузорності входу ділянки.

6. Площа виходу активного потоку, F_a :

$$F_a = f_a \cdot F_f = 41,048 \cdot 0,0000044 = 0,001805 \text{ м}^2 \quad (5.6)$$

де $f_a = 41,048$ - геометрична міра розширення каналу на виході з сопла.

7. Діаметр виходу активного потоку, d_a :

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001805}{3,14}} = 0,0479 \text{ м} = 47,9 \text{ мм} \quad (5.7)$$

8. Довжина дифузорної частини каналу, l_a :

$$l_a = \frac{d_a-d_f}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2}} = \frac{47,9-7,4}{2 \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 289,69 \text{ мм} \quad (5.8)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 27 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

де $\alpha_a = 8^\circ$ - кут розкриття частини дифузора сопла.

Геометричні розміри приймальної камери

1. Щільність середовища пасивного потоку, ρ_{Π} :

$$\rho_{\Pi} = \frac{1}{v_{02}} = \frac{1}{8,92} = 0,1121 \text{ кг/м}^3 \quad (5.9)$$

2. Об'ємна витрата пасивного потоку, \dot{V}_{Π} :

$$\dot{V}_{\Pi} = \frac{\dot{m}_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} = \frac{0,000441}{0,1121} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.10)$$

3. Площа перерізу патрубку пасивного потоку, f_{Π} :

$$f_{\Pi} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\Pi}} = \frac{0,0039}{40} = 0,0000983 \text{ м}^2 \quad (5.11)$$

де $w_{\Pi} = 40 \dots 60$ м/с- швидкість пасивного потоку в перерізі вхідного патрубку.

4. Внутрішній діаметр патрубку пасивного потоку, d_{Π} :

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Pi}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000983}{3,14}} = 0,01119 \text{ м} \quad (5.12)$$

5. Площа кільцевого перерізу приймальної камери (прохідного перерізу пасивного потоку), $F_{\PiК}$:

$$F_{\PiК} = \frac{\dot{V}_{\Pi}}{\omega_{\PiК}} = \frac{0,00393}{40} = 0,0000983 \text{ м}^2 \quad (5.13)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 28 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

де $w_{\text{ПК}} = 40 \dots 50$ м/с - швидкість пасивного потоку в кільцевому перерізі приймальної камери.

6. Діаметр приймальної камери, $D_{\text{ПК}}$:

$$D_{\text{ПК}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ПК}}}{\pi} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000983}{3,14} + 0,0479^2} = 0,049 \text{ м} \quad (5.14)$$

7. Площа кільцевого перерізу на зрізі сопла активного потоку (у перерізі "а-а"), $d_{\text{ПК,К}}$

$$F_{\text{ПК,К}} = \frac{\dot{V}_{\text{П}}}{\omega_{\text{К}}} = \frac{0,00393}{154,189} = 0,000025 \text{ м}^2 \quad (5.15)$$

де $w_{\text{К}}$ - швидкість пасивного потоку в перерізі "а-а".

8. Діаметр кінчної частини приймальної камери в перерізі "а-а", $d_{\text{ПК,К}}$:

$$d_{\text{ПК,К}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ПК,К}}}{3,14} + d_a^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000025}{3,14} + 0,0479^2} = 0,0482 \text{ м} \quad (5.16)$$

Геометричні розміри камери змішення і дифузора

1. Площа перерізу на вході в камеру змішення , $F_{\text{К}}$:

$$F_{\text{К}} = f_{\text{К}} \cdot F_{\text{а}} = 0,36 \cdot 0,001805 = 0,000649 \text{ м}^2 \quad (5.17)$$

де $f_{\text{К}} = 0,36$ - відносна площа розширення каналу (з вікна програми).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 29 |

2. Діаметр входу в конічну частину камери змішення d_K :

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000649}{3,14}} = 0,02877 \text{ м} \quad (5.18)$$

3. Площа перерізу циліндричної частини камери змішення, F_3 :

$$F_3 = f_3 \cdot F_a = 0,174 \cdot 0,001805 = 0,000314 \quad (5.19)$$

де $f_3 = 0,174$ - геометрична міра розширення каналу на виході з камери змішення

4. Діаметр циліндричної ділянки камери змішення, d_3 :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000314}{3,14}} = 0,02 \text{ м} \quad (5.20)$$

5. Довжина конфузорної частини камери змішення, l_K :

$$l_K = \frac{d_K - d_3}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}} = \frac{0,0287 - 0,02}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{6^\circ}{2}} = 0,083 \text{ м} = 83 \text{ мм} \quad (5.21)$$

де $\alpha_K = 6^\circ$ - кут конфузорності камери змішення

6. Довжина циліндричної ділянки, l_3 :

$$l_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 0,02 = 0,12 \text{ м} \quad (5.22)$$

7. Довжина дифузора, l_4 :

$$l_4 = 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,02 = 0,2 \text{ м} \quad (5.23)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 30 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

8. Діаметр виходу з дифузора, d_4 :

$$d_4 = 2tg \frac{\alpha_4}{2} \cdot l_4 + d_3 = 2tg \frac{8}{2} \cdot 0,2 + 0,02 = 0,048 \text{ м} \quad (5.24)$$

де $\alpha_4 = 8^\circ$ - кут розкриття дифузора.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

6 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР АПАРАТІВ

6.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,407 \cdot 80 = 32,601 \text{ кВт}$$

де m_A - масова витрата активного потоку (витрата робочого середовища на вході в активне сопло), кг/с ;

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 435,99 - 355,95 = 80 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - питома тепловий навантаження;

$c_A = 4,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - теплоємність рідини в інтервалі $T_{1A} \dots T_2$;

$T_{1A} = 104^\circ\text{C}$ - температура входу активного потоку в РПЕ ;

$T_2 = 60^\circ\text{C}$ - температура рідини після насоса.

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{104 - 85}{\ln \frac{210 - 85}{210 - 104}} = 115,23^\circ\text{C}$$

де t_{Π} - температура котельної пари

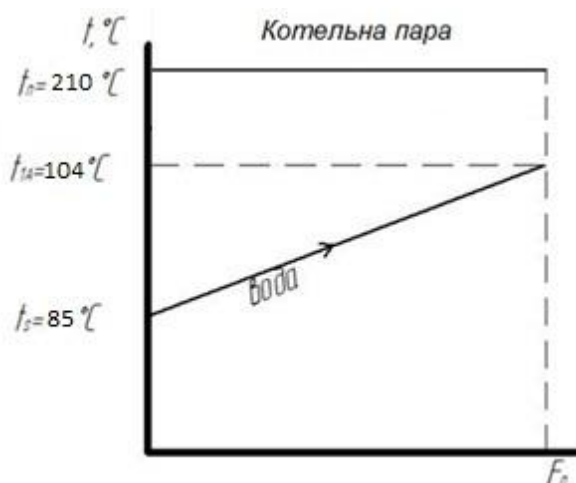


Рисунок 6.1 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 32 |

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

міжтрубному просторі

Теплопередавальна поверхня

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{32,601 \cdot 10^3}{2000 \cdot 115,23} = 0,141 м^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1,02 \cdot Q_{\Pi}}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 32,601}{1899,6} = 0,0176 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

$$\text{Для котельної пари } \Delta i_{Т-П} = r(t_{\Pi}) = r(210^{\circ}C) = 1899,6 \frac{кДж}{кг}$$

Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кп})_{Т-П} = (m_{кп})_{Т-П} \cdot \Delta e_{кп} = 0,0176 \cdot 737,524 = 12,9 кВТ$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кп} = r(t_{\Pi}) - T_{oc}(S'' - S') = 1899,6 - 293 \cdot (6,356 - 2,424) = 737,524 \frac{кДж}{кг}$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при t_{Π} ;

T_{oc} - Температура довкілля, приймаємо 293К.

6.2 Розрахунок сепаратора

Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 0,407 \frac{кг}{с}$;
- коефіцієнт ежекції РПК, $u = 0,04147$;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,0464$;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_2 = 0,17$ бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_2 = 60^{\circ}C$;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,048$ м;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 33 |

- допустиме винесення крапельної рідини, $S = 25 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$.

Розрахункова схема сепаратора для механічного розділення потоку змішування на виході з РПЕ представлена на рисунку 6.2.

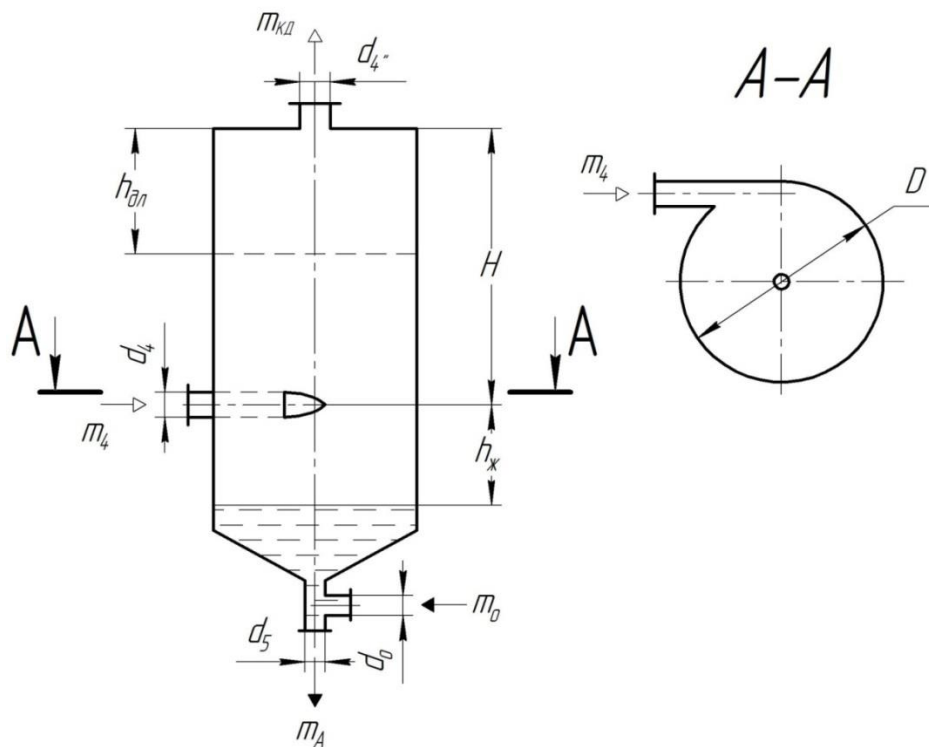


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема сепаратора

Позначення режимних і конструктивних параметрів на рис. 5.2:

\dot{m}_4 – масова витрата потоку змішування на виході з РПЕ;

$\dot{m}_{\text{ВА}}$ – масова витрата парового потоку йде на випарний апарат;

\dot{m}_0 – масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК-модуля з випарного апарату;

\dot{m}_A – масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку);

d_4, d_4'', d_5, d_0 – внутрішні діаметри патрубків підведення і відведення робочого середовища в різних фазових станах;

D – внутрішній діаметр сепаратора;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 34 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

H – висота апарату від рівня введення паро-рідинної суміші;

$h_{ж}$ – відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію;

$h_{дл}$ – висота установки дірчастого листа або жалюзі.

З відповідних інформаційних джерел [9, 10] визначаємо нижче наведені параметри:

$$v'_4 = 0.0010324 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 2,8259 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{— питомих об'єм рідкої і парової фази;}$$

$$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0,354 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{— густина рідкої і парової фази;}$$

$$v'_4 = 0,28 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, v''_4 = 33,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{— кінематична в'язкість рідкої і парової фази;}$$

$$\mu'_4 = 33,25 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,79 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{— динамічна в'язкість рідкої і парової фази;}$$

$$\sigma = 630 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}}{\text{м}} \text{— поверхневий натяг рідкої фази;}$$

Вибір наведених величин проводиться при температурі $t_4 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском $P_4 = 0,17 \text{ бар}$.

Теплофізичні властивості потоку змішування, що надходить на сепарацію який визначається за такими розрахунковими залежностями.

Питома об'єм і густина:

$$v_4 = \frac{(1 - x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1 - 0,0464)}{968,62} + \frac{0,0464}{0,354} = 0,132$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0,132} = 7,57 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} v_4 &= (1 - x_4) \cdot v'_4 + x_4 \cdot v''_4 = (1 - 0,0464) \cdot 0,28 \cdot 10^{-6} + 0,0464 \cdot 33,94 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,84 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 1.84 \cdot 10^{-6} \cdot 7.57 = 13.947 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

6.2.4 Розрахунок критерію циклонного процесу в сепараторі

Згідно [6] розділювальна здатність циклонного сепаратора характеризується наступним критерієм:

$$C_y = \frac{D^2 \cdot w_{\text{окр}}^2}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho'_4 - \rho''_4)}{\rho''_4}$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора;

$w_{\text{окр}}^2$ – окружна складова швидкості розділювального потоку насиченої пари (парокапельного середовища).

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}}^2 = w_4$$

де w_4 – середня швидкість потоку у вхідному патрубку сепаратора.

З огляду на те, що діаметр сепаратора на даній стадії розрахунку невідома, вводимо в розгляд параметр співвідношення площ:

$$\bar{f} = \frac{F_c}{F_4} = \left(\frac{D}{d_4} \right)^2$$

де F_c і F_4 – площі вільних перерізів сепаратора і вхідного патрубка.

Рекомендовані значення співвідношення площ: $\bar{f} = 4 \dots 16$, приймаємо $\bar{f} = 4$

Задавшись величиною \bar{f} і знаючи діаметр d_4 отримаємо:

$$D^2 = \bar{f} \cdot d_4^2$$

У свою чергу швидкість w_4 , визначається залежністю:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 30.94 \text{ м /с}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

Після підстановки отримаємо:

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2} \cdot \frac{(\rho'_4 - \rho''_4)}{\rho''_4} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 0.42^2}{3.14^2 \cdot 13.94^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0.048^2} \cdot \frac{968.62 - 0.354}{0.354}$$

$$= 7.117 \cdot 10^{15} = 71.117 \cdot 10^{14}$$

де \dot{m}_4 - масова витрата потоку Змішування на виході з РПЕ:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_A \cdot (1 + u) = 0.407 \cdot (1 + 0.04147) = 0.42 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

При:

$C_y < 1.8 \cdot 10^{14}$ – має місце ламінарний режим сепарації;

$1.8 \cdot 10^{14} < C_y < 2.75 \cdot 10^{14}$ – зона перехідного режиму;

$C_y > 2.75 \cdot 10^{14}$ – область турбулентного режиму.

Тоді $C_y = 71.117 \cdot 10^{14} > 2.75 \cdot 10^{14}$ - область турбулентного режиму.

Залежно від режиму сепарації перенесення крапельної рідини з паровим потоком розраховується за такими формулами:

Для ламінарного режиму:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.63}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для перехідного режиму:

$$S = B \cdot C_y^{3.71} \cdot K_p^{-0.73} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} / H \right)^{1.32}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для турбулентного режиму:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.27} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} / H \right)^{0.91}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

У даних рівняннях величиною K_p позначений критерій, який характеризує відношення абсолютного тиску в системі до скачка тиску на межі поділу фаз. Його вираз записується у вигляді:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 37 |

де w_5 - швидкість відводу рідкої робочого середовища, приймаємо $w_5 = 3 \text{ м/с}$

Масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК– модуля з випарного апарата дорівнює:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.407 \cdot 0.0414 \cdot (1.165 - 1) = 0,0027 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $\psi_4 = 1,165$ –коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{\text{BA}} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.407 \cdot 0.0414 \cdot 1.165 = 0,019 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{BA}}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{\text{BA}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.019}{3.14 \cdot 0.354 \cdot 50}} = 0.037 \text{ м}$$

де w_{BA} - швидкість парового потоку, що йде на ВА, приймаємо $w_{\text{BA}} = 50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

6.3 Підбір циркуляційного насоса

Для підбору циркуляційного насоса треба визначити необхідний тиск насоса, його потужність, об'ємну витрату (подачу) рідини циркулюючої через насос. Необхідний напір насоса визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{H}} = P_a - P_4 = 160 - 100 = 60 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де $P_a = 160 \text{ кПа}$ –тиск активного потоку;

$P_4 = 100 \text{ кПа}$ – тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_{\text{H}} = \frac{V_{\text{H}} \cdot \Delta P_{\text{H}}}{\eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{ДВ}}}, \text{ кВт}$$

де V_{H} – об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

$\eta_n = 0.75$ —ккд насоса;

$\eta_{дв} = 0.9$ —ккд електродвигуна.

Об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища визначається по формулі:

$$V_n = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{0.407}{968.62} = 0.00042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1.5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де $\dot{m}_A = 0,407 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 968,62 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ —густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_n = \frac{0.00042 \cdot 60}{0.75 \cdot 0.9} = 0.373 \text{ кВт}$$

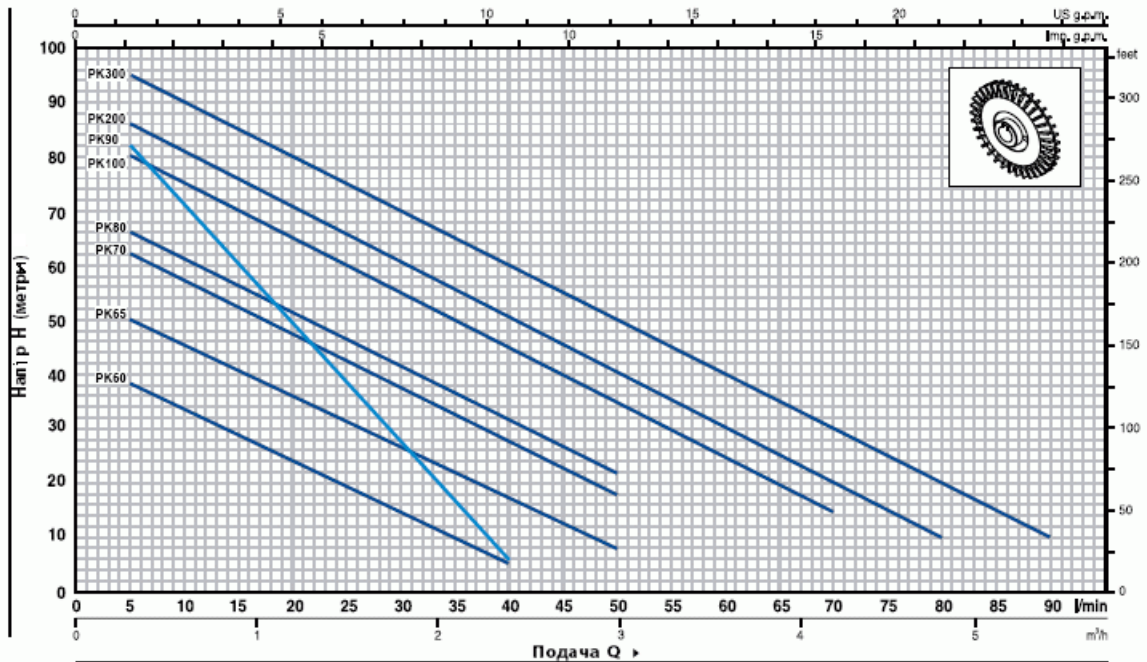
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 65:

1. Вихровий насос з чавунним корпусом.
2. Робоче колесо – латунь.
3. Подача до 50 л/хв. (3 м3/год)
4. Напір до 50 м
5. Манометрична висота всмоктування до 8 м
6. Температура рідини від -10 до +60°C
7. Максимальна температура довкілля +45°C

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 40 |

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв H5= 0 м

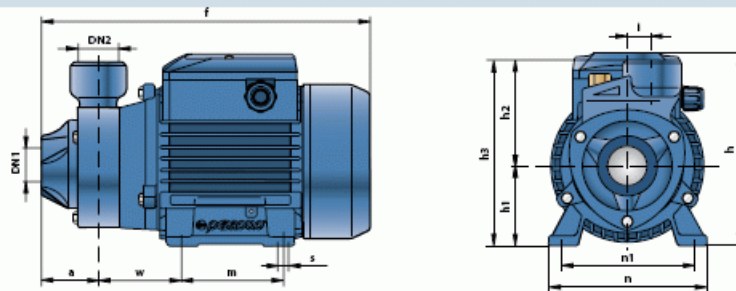


| ТИП | | ПОТУЖНІСТЬ | | Q | H метри | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|--------------------|------------|------|------|---------|----|------|------|-----|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--|--|
| Однофазный | Трехфазный | кВт | л.с. | | М³/год | 0 | 0,3 | 0,6 | 0,9 | 1,2 | 1,5 | 1,8 | 2,1 | 2,4 | 3,0 | 3,6 | 4,2 | 4,8 | 5,4 | | |
| PKm 60 [®] | PK 60 [®] | 0,37 | 0,50 | л/хв | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | | | |
| PKm 65 | PK 65 | 0,50 | 0,70 | | 40 | 38 | 33,5 | 29 | 24 | 19,5 | 15 | 10 | 5 | | | | | | | | |
| PKm 70 | PK 70 | 0,60 | 0,85 | | 55 | 50 | 45,5 | 40,5 | 36 | 31 | 27 | 22 | 17 | 8 | | | | | | | |
| PKm 80 | PK 80 | 0,75 | 1 | | 65 | 62 | 57 | 52 | 47 | 42 | 37 | 32 | 27 | 18 | | | | | | | |
| PKm 90 | PK 90 | 0,75 | 1 | | 70 | 66 | 61 | 56 | 51 | 46 | 41 | 36,5 | 31 | 22 | | | | | | | |
| PKm 100 | PK 100 | 1,1 | 1,5 | | 90 | 82 | 71 | 60 | 49 | 38 | 27 | 17 | 5 | | | | | | | | |
| PKm 200 | PK 200 | 1,5 | 2 | | 85 | 80 | 75 | 70 | 65 | 60 | 55 | 50 | 45 | 35 | 25 | 15 | | | | | |
| - | PK 300 | 2,2 | 3 | | 90 | 86 | 81 | 76 | 71 | 65,5 | 60 | 55 | 50 | 40 | 30 | 20 | 10 | | | | |
| | | | | | 100 | 95 | 90 | 85 | 80 | 75 | 70 | 65 | 60 | 50 | 40 | 30 | 20 | 10 | | | |

Q = Подача H = Общий манометрический напор H5 = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии с EN ISO 9906

РАЗМЕРЫ И ВЕС



| ТИП | | ПАТРУБКИ | | РОЗМІРИ мм | | | | | | | | | | | | кг | |
|---------------------|--------------------|----------|-----|------------|------|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| Однофазный | Трехфазный | DN1 | DN2 | a | f | h | h1 | h2 | h3 | i | m | n | n1 | w | s | 1~ | 3~ |
| PKm 60 [®] | PK 60 [®] | 1" | 1" | 42 | 245 | 152 | 63 | 75 | 138 | 20 | 80 | 120 | 100 | 55 | 7 | 5,3 | 5,3 |
| PKm 65 | PK 65 | | | 80 | 143 | 6,9 | 6,4 | | | | | | | | | | |
| PKm 70 | PK 70 | | | 55 | 285 | 180 | 71 | 85 | 156 | | | | | | | 10,1 | 9,0 |
| PKm 80 | PK 80 | ¾" | ¾" | 58 | 282 | 180 | 71 | 95 | 166 | 90 | 140 | 112 | 62 | 10,1 | 9,0 | | |
| PKm 90 | PK 90 | | | 14,4 | 12,4 | | | | | | | | | | | | |
| PKm 100 | PK 100 | 1" | 1" | 55 | 350 | 212 | 80 | 94 | 174 | 100 | 164 | 125 | 85 | 9 | 15,5 | 13,4 | |
| PKm 200 | PK 200 | | | - | - | | | | | | | | | | | | |
| - | PK 300 | | | | | | | | | | | | | | | - | 15,6 |

Рисунок 6.3 – Характеристики циркуляционного насоса Pedrollo PKm 60

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |
|------|------|----------|--------|------|

7 ОЦІНКА ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОПОНОВАНОЇ СХЕМИ

Для оцінювання енергетичної ефективності вакуумного агрегата на базі РПЕ найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу. Використання цього методу дозволяє однозначно виражати й ранжувати різноманітні енергетичні потоки в термомеханічних системах.

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній вакуумній системі базується на сучасній термінології і положеннях, викладених у працях [2, 7, 8]. Проведення ексергетичного аналізу виконують з такими покроковими процедурами:

- вибирають межі системи;
- складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у цілому і за компонентами системи;
- розраховують значення ексергетичних потоків, що перетинають межі системи або компонентів;
- виконують класифікацію ексергетичних потоків на категорії «паливо», «продукт», «деструкція», «втрати»;
- визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу;
- визначають напрямки оптимізації системи в цілому або окремих її компонентів.

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності ε_{ex} :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (7.1)$$

де E_P – ексергія потоку продукту (product) системи;

E_F – ексергія потоку палива (fuel) системи.

Різниця значень E_F та E_P дає значення деструкції E_D і втрат ексергії E_L у процесах енергоперетворень у даній системі, тобто

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 42 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (7.2)$$

Необхідно відзначити, що величина E_D характеризує рівень дисипативних втрат за рахунок внутрішньої незворотності, а E_L зумовлена наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям.

Застосування ексергетичного аналізу даного виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі, як це впливає з рівняння (7.2).

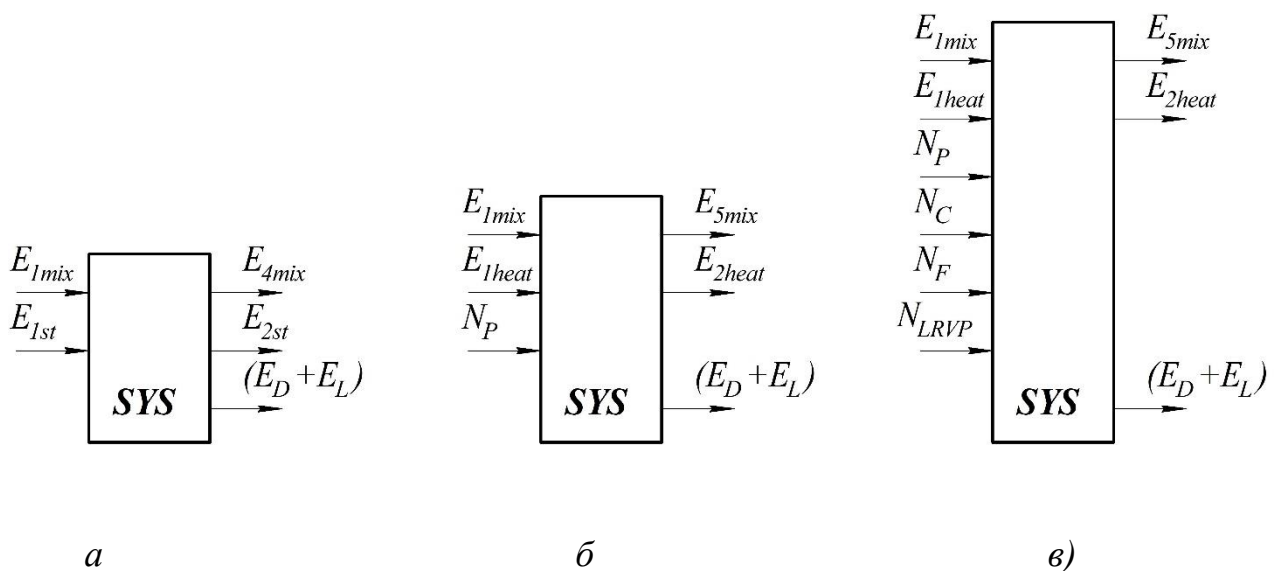


Рис. 5. Схема ексергетичних перетворень: *а* – традиційної конденсаційної установки, *б* – установки на базі рідинно-парового ежектора, *в* – установки на базі «рідинно-паровий ежектора+рідинно-кільцевий вакуумний насос» (E_{1mix} – ексергія пароповітряної суміші на вході до ежекторного агрегату, E_{4mix} – ексергія пароповітряної суміші на виході з ежекторного агрегату, E_{1st} – ексергія котельної пари на вході до ежекторного агрегату, E_{2st} – ексергія котельної пари на виході з ежекторного агрегату, E_{1mix} – ексергія пароповітряної суміші на вході до рідинно-парового ежектора, E_{5mix} – ексергія пароповітряної суміші на виході з рідинно-парового ежектора, E_{1heat} – ексергія охолоджувальної води на

вході до теплообмінника, $E_{2\text{heat}}$ – ексергія охолоджувальної води на виході з теплообмінника, N_P – потужність насоса циркуляційного, N_C – потужність насосу холодоносія, N_F – потужність вентилятора градирні, N_{LRVP} – потужність рідинно-кільцевого вакуумного насосу, $(E_D + E_L)$ – абсолютна деструкція ексергії та абсолютні втрати ексергії)

Ексергетична ефективність у межах системи, яка не включає котел-утилізатор, турбіну і конденсатор (рис. 7.1), записується у вигляді:

Для базової схеми:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

$$E_{P\text{баз}} = E_{4B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{4B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{P\text{баз}} = E_{4ПВС} - E_{1ПВС} = \dot{m}_{ПВС} \cdot (e_{4ПВС} - e_{1ПВС});$$

– ексергія потоку палива

$$E_{F\text{баз}} = E_{1n} - E_{4n} = \dot{m}_n \cdot (e_{1n} - e_{4n}).$$

Для схеми на базі РПЕ:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

$$E_{PЖПЭ} = E_{5B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{5B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{PЖПЭ} = E_{5ПВС} - E_{1ПВС} = \dot{m}_{ПВС} \cdot (e_{5ПВС} - e_{1ПВС});$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 44 |

– ексергія потоку палива

$$E_{F_{\text{газ}}} = (E_{1T} - E_{2T}) + N_H = \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H.$$

де E_{1B} (e_{1B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на вході до ежектора;

E_{4B} (e_{4B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з пароструминного ежектора;

E_{1n} (e_{1n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до ежектора;

E_{4n} (e_{4n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з ежектора;

E_{5B} (e_{5B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з РПЕ;

\dot{m}_B – масова витрата повітря;

\dot{m}_n – масова витрата котельної пари;

$\dot{m}_{ПВС}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

$E_{1ПВС}$ ($e_{1ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4ПВС}$ ($e_{4ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5ПВС}$ ($e_{5ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

\dot{m}_T – масова витрата котельної пари через теплообмінник-підігрівач;

E_{1T} (e_{1T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до теплообмінника- підігрівача;

E_{2T} (e_{2T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника- підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса.

Для схеми на базі РПЕ + РКВН:

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні повітря)

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 45 |

$$E_{PЖИЭ} = E_{5B} - E_{1B} = \dot{m}_B \cdot (e_{5B} - e_{1B});$$

– ексергія потоку продукту (при ежектуванні пароповітряної суміші)

$$E_{PЖИЭ} = E_{5ПВС} - E_{1ПВС} = \dot{m}_{ПВС} \cdot (e_{5ПВС} - e_{1ПВС});$$

– ексергія потоку палива

$$\begin{aligned} E_{Fбаз} &= (E_{1T} - E_{2T}) + N_H + N_X + N_{BT} + N_{PKBH} = \\ &= \dot{m}_T \cdot (e_{1T} - e_{2T}) + N_H + N_X + N_{BT} + N_{PKBH} \end{aligned}$$

де E_{1B} (e_{1B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на вході до ежектора;

E_{4B} (e_{4B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з пароструминного ежектора;

E_{1n} (e_{1n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до ежектора;

E_{4n} (e_{4n}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з ежектора;

E_{5B} (e_{5B}) – ексергія (питома ексергія) повітря на виході з РПЕ;

\dot{m}_B – масова витрата повітря;

\dot{m}_n – масова витрата котельної пари;

$\dot{m}_{ПВС}$ – масова витрата пароповітряної суміші;

$E_{1ПВС}$ ($e_{1ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора;

$E_{4ПВС}$ ($e_{4ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з ежектора;

$E_{5ПВС}$ ($e_{5ПВС}$) – ексергія (питома ексергія) пароповітряної суміші на виході з РПЕ;

\dot{m}_T – масова витрата котельної пари через теплообмінник-підігрівач;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 46 |

E_{1T} (e_{1T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на вході до теплообмінника- підігрівача;

E_{2T} (e_{2T}) – ексергія (питома ексергія) котельної пари на виході з теплообмінника- підігрівача;

N_H – споживана потужність циркуляційного насоса;

N_X – споживана потужність насоса холодної води;

N_{BT} – споживана потужність вентилятора градирні;

N_{PKBH} – споживана потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

Після ексергетичних перетворень для базової схеми маємо:

– при ежектуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_e \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{4B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{4B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{P_{4B}}{P_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

– при ежектуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_{ПВС} \cdot (T_{4ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_{ПВС} \cdot \ln \frac{T_{4ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{P_{4ПВС}}{P_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_n \cdot \left[(h_{1n} - h_{4n}) - T_{o.c.} \cdot (s_{1n} - s_{4n}) \right]},$$

де \tilde{c}_p – питома теплоємність повітря за середньої температури,

T_{1B} – температура повітря на вході до пароструминного ежектора,

T_{4B} – температура повітря на виході з пароструминного ежектора,

$T_{o.c.}$ – температура оточуючого середовища,

p_{1B} – тиск повітря на вході до пароструминного ежектора,

p_{4B} – тиск повітря на виході з пароструминного ежектора,

R – газова стала повітря (пароповітряної суміші) за середньої температури,

h_{1n} – ентальпія котельної пари на вході до пароструминного ежектора,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 47 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

h_{4n} – ентальпія котельної пари на виході з пароструминного ежектора,
 s_{1n} – ентропія котельної пари на вході до пароструминного ежектора,
 s_{4n} – ентропія котельної пари на виході з пароструминного ежектора,
 $T_{1ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$T_{4ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора,

$p_{1ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на вході до пароструминного ежектора,

$p_{4ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з пароструминного ежектора.

Для схеми з термокомпресією:

– при ежектуванні повітря

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_e \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5B} - T_{1B}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5B}}{T_{1B}} - R \cdot \ln \frac{p_{5B}}{p_{1B}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

– при ежектуванні пароповітряної суміші

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{ПВС} \cdot \left[\tilde{c}_p \cdot (T_{5ПВС} - T_{1ПВС}) - T_{o.c.} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_{5ПВС}}{T_{1ПВС}} - R \cdot \ln \frac{p_{5ПВС}}{p_{1ПВС}} \right) \right]}{\dot{m}_T \cdot \left[\tilde{c}_T \cdot (T_{2T} - T_{1T}) - T_{o.c.} \cdot \tilde{c}_T \cdot \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} + \frac{p_{1T} - p_{2T}}{\rho_T} \right]},$$

де T_{5B} – температура повітря на виході з РПЕ,

p_{5B} – тиск повітря на виході з РПЕ,

\tilde{c}_T – питома теплоємність котельної пари за середньої температури,

T_{1T} – температура котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача,

T_{2T} – температура котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача,

p_{1T} – тиск котельної пари на вході до теплообмінника-підігрівача,

p_{2T} – тиск котельної пари на виході з теплообмінника-підігрівача,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 48 |

ρ_T – густина котельної пари за середньої температури у теплообміннику-підігрівачі,

$T_{5ПВС}$ – температура пароповітряної суміші на виході з РПЕ,

$p_{5ПВС}$ – тиск пароповітряної суміші на виході з РПЕ.

Результати розрахунку режимних і енергетичних параметрів по порівняльним схемам наведені у табл. 7.1, ексергетичні показники – у табл. 7.2.

Таблиця 7.1 – Режимні і енергетичні параметри варіантів схемних рішень

| № п/п | Найменування показника | Варіант схеми | | |
|----------|--------------------------------------------------------------------|---------------|-------|-----------------|
| | | базовий | з РПЕ | з РПЕ + РКВН |
| 1. | Початковий тиск у системі вакуумування, <i>бар</i> | 0,17 | 0,17 | 0,17 |
| 2. | Тиск котельної пари, <i>бар</i> | 9 | 1,6 | 1,6 |
| 3. | Температура котельної пари, $^{\circ}\text{C}$ | 210 | 104 | 104 |
| 4. | Масова витрата котельної пари, <i>кг/с</i> | 448 | 1,489 | 1,489 |
| 5. | Масова витрата повітря, <i>кг/с</i> | 28 | 28 | 28 |
| 6. | Масова витрата пари, <i>кг/с</i> | 25 | 25 | 25 |
| 7. | Питома потужність циркуляційного насосу, <i>кВт</i> | - | 0,09 | 0,04 |
| 8. | Питома потужність насосу холодоносія, <i>кВт</i> | - | - | 0,01 |
| 9. | Питома потужність вентилятора градирні, <i>кВт</i> | - | - | 0,007 |
| 10. | Питома потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса, <i>кВт</i> | - | - | 0,03 |

Таблиця 7.2 – Ексергетичні показники варіантів схемних рішень

| № п/п | Найменування показника | Варіант схеми | | |
|----------|--------------------------------------|---------------|-------|-----------------|
| | | базовий | з РПЕ | з РПЕ + РКВН |
| 1. | Ексергія потоку палива, <i>кВт</i> | 297,2 | 62,95 | 58,74 |
| 2. | Ексергія потоку продукту, <i>кВт</i> | 93,05 | 44,86 | 44,86 |
| 3. | Ексергетична ефективність | 0,313 | 0,713 | 0,764 |

У результаті ексергетичного аналізу можна зробити висновок, що ефективність схеми конденсаційної установки на базі рідинно-парового ежектора в 2,3 рази більше, ніж у традиційної. Застосування РКВН в альтернативній схемі та переведення РПЕ у форвакуумний режим роботи дозволяє додатково підвищити ефективність на 17 % порівняно зі схемою на базі РПЕ, що у 2,44 рази більше порівняно з альтернативною схемою.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 50 |

8 ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОПОНОВАНОЇ СХЕМИ

Термоeкономічний аналіз – це синтез термодинаміки як науки, яка визначає ефективність всіх агрегатів з позицій виконання законів термодинаміки та економіки, яка відтворює вартість одиниці енергії в грошовому виразі.

Термоeкономічний аналіз є новим методом оцінки ефективності термомеханічних систем та полягає у визначенні вартості енергоресурсів, необхідних для базової та енергозберігаючої схем. Термоeкономічний метод аналізу термомеханічних систем – це комбінація ексергетичного (термодинамічного) та вартісного аналізу. Основний критерій термоeкономічного методу аналізу – це ексергетична вартість продукту системи (його частини, компоненту і т. д.) [9].

Загальна вартість палива для традиційної схеми визначається за формулою:

$$C_1 = C_{st1} \cdot \dot{V}_{w1} \cdot \tau_p + C_{e1} \cdot \sum N_1 \cdot \tau_p, \quad (8.1)$$

де C_{st1} – вартість 1 м³ котельної пари води, \dot{V}_{st1} – об'ємна витрата котельної пари, C_{e1} – вартість електроенергії, $\sum N_1$ – сума споживаних потужностей, яка витрачається на привод та насосів, τ_p – розрахунковий період роботи установки.

Загальна вартість палива для пропонованої схеми визначається за формулою:

$$C_2 = C_{st2} \cdot \dot{V}_{w2} \cdot \tau_p + C_{e2} \cdot \sum N_2 \cdot \tau_p, \quad (8.2)$$

де C_{st2} – вартість 1 м³ котельної пари, \dot{V}_{st2} – об'ємна витрата котельної пари, C_{e2} – вартість електроенергії, $\sum N_2$ – сума споживаних потужностей, яка

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 51 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

витрачається на привід насосів, τ_p – розрахунковий період роботи установки.

Результати термoeкономічного аналізу наведено у табл. 8.1.

Таблиця 4 - Результати термoeкономічного аналізу

| № п/п | Найменування параметру | Варіант схеми | | |
|-------|----------------------------------------------------|---------------|--------|--------------|
| | | базовий | з РПЕ | з РПЕ + РКВН |
| 1 | Загальна вартість палива, у. о. | 1348,57 | 643,88 | 644,71 |
| 2 | Питома вартість одиниці продукту, у. о./т | 2,17 | 1,06 | 1,08 |
| 3 | Питома вартість одиниці пари, у. о./м ³ | 3,01 | 2,11 | 2,13 |

Одержані результати розрахунку загальної вартості палива та питомої вартості одиниці продукту дають можливість стверджувати, що застосування РПЕ в конденсаційних установках парових турбін є доцільним. Це дозволяє зменшити витрати на генерацію котельної пари та знизити вартість кінцевого продукту паротурбінної установки приблизно на 51 %.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

9.1 Техніка безпеки при експлуатації парових турбін

Параметри роботи системи регулювання парових турбін повинні задовольняти державним стандартам України та технічним умовам на постачання турбін.

Ступінь нерівномірності регулювання тиску пари в регульованих відборах та протитиску має задовольняти вимогам споживача, узгодженим із заводом - виробником турбін, і не допускати спрацьовування запобіжних клапанів (пристроїв).

Усі перевірки та випробування системи регулювання та захисту турбіни від підвищення частоти обертання повинні виконуватись відповідно до інструкцій заводів-виробників турбін та діючих керівних документів.

Автомат безпеки повинен спрацьовувати при підвищенні частоти обертання ротора турбіни на 10 - 12% понад номінальну або до значення, вказаного заводом-виробником.

Налаштування автомата безпеки рекомендується виконувати на спеціальному розгінному стенді.

При спрацьовуванні автомата безпеки слід закриватися:
стопорні, регулюючі (стопорно-регулюючі) клапани свіжої пари та пари промперегріву;

стопорні (відсічні), регулюючі та зворотні клапани, а також регулюючі діафрагми та заслінки відборів пари;

відсічні клапани на паропроводах зв'язку зі сторонніми джерелами пари.

Система захисту турбіни від підвищення частоти обертання ротора (включаючи всі її елементи) повинна бути випробувана збільшенням частоти обертання вище номінальної у наступних випадках:

- а) після монтажу турбіни;
- б) після капітального ремонту;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 53 |

в) перед випробуванням системи регулювання скидання навантаження із відключенням генератора від мережі;

г) під час пуску після розбирання автомата безпеки;

д) при пуску після тривалого (більше 3 міс.) простою турбіни у разі відсутності можливості перевірки спрацьовування бойків автомата безпеки та всіх ланцюгів захисту (з впливом на виконавчі органи) без збільшення частоти обертання вище за номінальну;

е) при пуску після простою турбіни у резерві більше 1 міс. у разі відсутності можливості перевірки спрацьовування бойків автомата безпеки та всіх ланцюгів захисту (з впливом на виконавчі органи) без збільшення частоти обертання вище за номінальну;

ж) під час пуску після розбирання системи регулювання або її окремих вузлів;

з) під час проведення планових випробувань (не рідше 1 разу на 4 міс.).

У випадках "ж" і "з" допускається випробування захисту без збільшення частоти обертання вище за номінальну (в діапазоні, вказаному заводом - виробником турбіни), але з обов'язковою перевіркою дії всіх ланцюгів захисту.

Випробування захисту турбіни збільшенням частоти обертання повинні проводитись під керівництвом начальника цеху чи його заступника.

Щільність стопорних та регулюючих клапанів свіжої пари повинна перевірятись окремим випробуванням кожної групи.

Критерієм щільності служить частота обертання ротора турбіни, яка встановлюється після повного закриття клапанів, що перевіряються при повному (номінальному) або частковому тиску пари перед цими клапанами. Допустиме значення частоти обертання визначається інструкцією заводу-виробника або діючими керівними документами, а для турбін критерії, перевірки яких не обумовлені в інструкціях заводу-виробника або діючих керівних документах, не повинно бути вище 50% номінальної при номінальних параметрах перед клапанами, що перевіряються, і номінальному парі.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 54 |

При одночасному закритті всіх стопорних і регулюючих клапанів та номінальних параметрах свіжої пари та протитиску (вакууму) пропуск пари через них не повинен викликати обертання ротора турбіни.

Перевірка щільності клапанів повинна проводитися після монтажу турбіни, перед випробуванням автомата безпеки підвищенням частоти обертання, перед зупинкою турбіни в капітальний ремонт, при пуску після нього, але не менше 1 разу на рік. При виявленні в процесі експлуатації турбіни ознак зниження щільності клапанів має бути проведена позачергова перевірка їхньої щільності.

Стопорні та регулюючі клапани свіжої пари, стопорні (відсічні) та регулюючі клапани (діафрагми) відборів пари, відсічні клапани на паропроводах зв'язку зі сторонніми джерелами пари повинні ходити: на повний хід - перед пуском турбіни та у випадках, передбачених інструкцією заводу-виробника; на частину ходу – щодобово під час роботи турбіни.

При розходженні клапанів на повний хід повинні бути проконтрольовані плавність їхнього ходу та посадка.

Щільність зворотних клапанів регульованих відборів та спрацьовування запобіжних клапанів цих відборів повинні перевірятися не рідше 1 разу на рік та перед випробуванням турбіни на скидання навантаження.

Зворотні клапани регульованих опалювальних відборів пари, що не мають зв'язку з відборами інших турбін, РОУ та іншими джерелами пари, на перевірку на щільність можна не піддавати, якщо немає спеціальних вказівок заводу-виробника.

Посадка зворотних клапанів усіх відборів повинна бути перевірена перед кожним пуском і при зупинці турбіни, а при нормальній роботі періодично за графіком, який визначається технічним керівником електростанції, але не рідше 1 разу на 4 міс.

При несправності зворотного клапана робота турбіни з відповідним відбором пари не допускається.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 55 |

Перевірка часу закриття стопорних (захисних, відсікових) клапанів, а також зняття характеристик системи регулювання на зупиненій турбіні та при її роботі на холостому ході має виконуватися:

- після монтажу турбіни;
- безпосередньо до та після капітального ремонту турбіни чи ремонту основних вузлів системи регулювання чи паророзподілу.

Випробування системи регулювання турбіни миттєвим скиданням навантаження, що відповідає максимальній витраті пари, повинні виконуватися:

- при прийманні турбін в експлуатацію після монтажу;
- після реконструкції, що змінює динамічну характеристику турбоагрегату або статичну та динамічну характеристики системи регулювання.

При виявленні відхилень фактичних характеристик регулювання та захисту від нормативних значень, збільшення часу закриття клапанів понад зазначений завод-виробник або в місцевій інструкції або погіршення їх щільності повинні бути визначені та усунуті причини цих відхилень.

Експлуатація турбін із введеним у роботу обмежувачем потужності допускається як тимчасовий захід лише за умов механічного стану турбоустановки з дозволу технічного керівника електростанції. При цьому навантаження турбіни має бути нижчим від уставки обмежувача не менше ніж на 5%.

Запірна арматура, що встановлюється на лініях системи змащування, регулювання та ущільнень генератора, помилкове перемикання якої може призвести до зупинки або пошкодження обладнання, повинна бути опломбована в робочому положенні.

Перед пуском турбіни після середнього або капітального ремонту має бути перевірена справність та готовність до включення основного та допоміжного обладнання, КВП, засобів дистанційного та автоматичного управління, пристроїв технологічного захисту, блокувань, засобів інформації та оперативного зв'язку. Виявлені при цьому несправності мають бути усунені.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 56 |

Перед пуском турбіни з холодного стану (після знаходження її в резерві більше 3 діб) повинні бути перевірені: справність та готовність до включення обладнання та КВП, а також працездатність засобів дистанційного та автоматичного управління, пристроїв технологічного захисту, блокувань, засобів інформації та оперативного зв'язку; проходження команд технологічних захистів на всі виконавчі пристрої; справність та готовність до включення тих засобів та обладнання, на яких за час простою проводилися ремонтні роботи. Виявлені при цьому несправності мають бути усунені до запуску.

Керувати пуском турбіни повинен начальник зміни цеху чи старший машиніст, а після капітального чи середнього ремонту – начальник цеху чи його заступник.

Пуск турбіни не допускається у випадках:

- відхилення показників теплового та механічного станів турбіни від допустимих значень, регламентованих заводом-виробником турбіни;
- несправності хоча б одного із захистів, що діють на зупинку турбіни;
- наявності дефектів системи регулювання та паророзподілу, які можуть призвести до розгону турбіни;
- несправності одного з масляних насосів мастила, регулювання, ущільнень генератора або пристроїв для їх автоматичного включення (АВР);
- відхилення якості олії від норм на експлуатаційні олії або зниження температури олії нижче встановленої заводом-виробником межі;
- відхилення якості свіжої пари за хімічним складом від норм.

Без включення валоповоротного пристрою подача пари на ущільнення турбіни, скидання гарячої води та пари в конденсатор, подача пари для прогрівання турбіни не допускається. Умови подачі пари в турбіну, яка не має валоповоротного пристрою, визначаються місцевою інструкцією.

Скидання в конденсатор робочого середовища з котла або паропроводів та подача пари в турбіну для її пуску повинні здійснюватися при тисках пари в

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 57 |

конденсаторі, зазначених в інструкціях або інших документах заводів-виробників турбін, але не вище 0,6 (60 кПа).

При експлуатації турбоагрегатів середні квадратичні значення віброшвидкості підшипникових опор мають бути не вищими за $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

При перевищенні нормативного значення вібрації повинні бути вжиті заходи щодо її зниження в строк не більше 30 діб.

При вібрації понад $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ не допускається експлуатувати турбоагрегати більше 7 діб, а при вібрації $11,2 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ турбіна повинна бути відключена дією захисту або вручну.

Турбіна повинна бути негайно зупинена, якщо при встановленому режимі відбувається одночасна раптова зміна вібрації оборотної частоти двох опор одного ротора, або суміжних опор, або двох компонентів вібрації однієї опори на $1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ і більше від будь-якого початкового рівня.

Турбіна повинна бути розвантажена та зупинена, якщо протягом 13 діб відбудеться плавне зростання будь-якого компонента вібрації однієї з опор підшипників на $2 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Експлуатація турбоагрегату при низькочастотній вібрації неприпустима. При появі низькочастотної вібрації, що перевищує $1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, повинні бути вжиті заходи для її усунення.

Тимчасово до оснащення необхідною апаратурою дозволяється контроль вібрації по розмаху вібропереміщення. При цьому тривала експлуатація допускається при розмаху коливань до 30 мкм при частоті 3000 об/хв обертання і до 50 мкм при частоті обертання 1500 об/хв; зміна вібрації на $12 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ еквівалентно зміни розмаху коливань на 1020 мкм при частоті обертання 3000 об/хв і 2040 мкм при частоті обертання 1500 об/хв.

Вібрацію турбоагрегатів потужністю 50 МВт і більше слід вимірювати та реєструвати за допомогою стаціонарної апаратури безперервного контролю вібрації підшипникових опор, що відповідає державним стандартам.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 58 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Для контролю за станом проточної частини турбіни та занесенням її солями не рідше 1 разу на місяць повинні перевірятися значення тиску пари в контрольних щаблях турбіни при близьких до номінальних витратах пари через контрольовані відсіки.

Підвищення тиску в контрольних щаблях порівняно з номінальною при даній витраті пари має бути не більше 10%. При цьому тиск не повинен перевищувати граничних значень, встановлених заводом-виробником.

При досягненні в контрольних щаблях граничних значень тиску через сольове занесення повинно бути проведене промивання або очищення проточної частини турбіни. Спосіб промивання або очищення повинен бути обраний виходячи зі складу та характеру відкладень та місцевих умов.

У процесі експлуатації економічність турбоустановки має постійно контролюватись шляхом систематичного аналізу показників, що характеризують роботу обладнання.

Для виявлення причин зниження економічності турбоустановки оцінки ефективності ремонту повинні проводитися експлуатаційні (експрес) випробування обладнання.

Турбіна повинна бути негайно зупинена (відключена) персоналом при відмові в роботі захисту або за їх відсутності у випадках:

- підвищення частоти обертання ротора понад уставки спрацьовування автомата безпеки;
- неприпустимого осьового зсуву ротора;
- неприпустимої зміни положення роторів щодо циліндрів;
- неприпустимого зниження тиску олії (вогнестійкої рідини) у системі мастила;
- неприпустимого зниження рівня олії в масляному баку;
- неприпустимого підвищення температури олії на сливі з будь-якого підшипника, підшипників ущільнень валу генератора, будь-якої колодки завзятого підшипника турбоагрегату;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 59 |

- займання олії та водню на турбоагрегаті;
- неприпустимого зниження перепаду тисків "масло-водень" у системі ущільнень валу турбогенератора;
- неприпустимого зниження рівня олії в демпферному баку системи олійного забезпечення ущільнень валу турбогенератора;
- відключення всіх масляних насосів системи водневого охолодження турбогенератора (для безінжекторних схем маслопостачання ущільнень);
- відключення турбогенератора із-за внутрішнього пошкодження;
- неприпустиме підвищення тиску в конденсаторі;
- неприпустимого перепаду тисків на останньому ступені у турбін із протитиском;
- раптове підвищення вібрації турбоагрегату;
- появи металевих звуків та незвичайних шумів усередині турбіни або турбогенератора;
- появи іскор або диму з підшипників та кінцевих ущільнень турбіни або турбогенератора;
- неприпустимого зниження температури свіжої пари або пари після промперегріву;
- появи гідравлічних ударів у паропроводах свіжої пари, промперегріву або турбіні;
- виявлення розриву або наскрізної тріщини на невідключних ділянках маслопроводів та трубопроводів пароводяного тракту, вузлах паророзподілу;
- припинення потоки охолоджувальної води через статор турбогенератора;
- неприпустимого зниження витрати охолоджувальної води на газоохолоджувачі;
- зникнення напруги на пристроях дистанційного та автоматичного керування або на всіх КВП;

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 60 |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | |

- виникнення кругового вогню на контактних кільцях ротора турбогенератора, допоміжного генератора або колектора збудника;

- відмови програмно-технічного комплексу АСУ ТП, що призводить до неможливості керування всім обладнанням турбоустановки або контролю.

Необхідність зриву вакууму при відключенні турбіни має бути визначена місцевою інструкцією відповідно до вказівок заводу-виробника.

У місцевій інструкції повинні бути дано чіткі вказівки про неприпустимі відхилення значень контрольованих величин по агрегату.

Турбіна повинна бути розвантажена та зупинена в період, який визначається технічним керівником електростанції (з повідомленням диспетчера енергосистеми), у випадках:

- заїдання стопорних клапанів свіжої пари або пари після промперегріву;
- заїдання регулюючих клапанів чи обриву їх штоків; заїдання поворотних діафрагм чи зворотних клапанів відборів;

- несправностей у системі регулювання;
- порушення нормальної роботи допоміжного обладнання, схеми та комунікацій установки, якщо усунення причин порушення неможливе без зупинки турбіни;

- збільшення вібрації опор вище $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$;
- виявлення несправності технологічних захистів, що діють на зупинку обладнання;

- виявлення течій олії з підшипників, трубопроводів та арматури, що створюють небезпеку виникнення пожежі;

- виявлення нориці на невідключних для ремонту ділянках трубопроводів пароводяного тракту;

- відхилення якості свіжої пари за хімічним складом від норм;

- виявлення неприпустимої концентрації водню в картерах підшипників, струмопроводах, маслобаку, а також перевищує норму витоку водню з корпусу турбогенератора.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 61 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Для кожної турбіни повинна бути визначена тривалість вибігу ротора при зупинці з нормальним тиском пари, що відпрацювала, і при зупинці зі зривом вакууму. При зміні цієї тривалості мають бути виявлені та усунені причини відхилення. Тривалість вибігу має бути проконтрольована при всіх зупинках турбоагрегату.

При виведенні турбіни в резерв на строк 7 діб і більше повинні бути вжиті заходи для консервації обладнання турбоустановки.

Теплові випробування парових турбін повинні проводитись:

- на знову змонтованому устаткуванні для отримання фактичних показників та складання нормативних характеристик;
- періодично в процесі експлуатації (не рідше 1 разу на 3-4 роки) на підтвердження відповідності нормативним характеристикам.

9.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів експлуатації вакуумних установок

Шум - це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Нормовані параметри шуму на робочих місцях визначені ГОСТ 12.1.003-83 і санітарними нормами СН 2.2.412.1.8.562-96 «Шум на робочих місцях, у приміщеннях житлових, громадських будівель і на території житлової забудови».

Документи дають класифікацію шумів по спектру (на широкосмугові і тональні) і за часовими характеристиками (на постійні і непостійні) [14, 15].

Вібрація - це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

При підвищенні частот коливань більше 0,7 Гц можливі резонансні коливання в органах людини. Резонанс людського тіла, окремих органів настає

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 62 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів з частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташовується в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних - 1,5...2,0 Гц.

Гігієнічне нормування вібрацій регламентує параметри виробничої вібрації і правила роботи з вібронебезпечними механізмами і обладнанням, ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги», санітарні норми СН 2.2.412.1.8.556-96 «Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель» [16, 17].

Документи встановлюють класифікацію вібрацій, методи гігієнічної оцінки, нормовані параметри і їх допустимі значення, режими праці осіб вібронебезпечних професій, що піддаються впливу локальних вібрацій, вимоги до забезпечення віробезпечного і до вібраційних характеристик машин.

Для зменшення вібрації і шуму передбачаються наступні заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;
- системи повітропроводів постачають глушниками, повітроводи звукоізолюючі;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізоляційні фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

Виробниче освітлення відповідно до СНіПШ-4-79 «Природне і штучне освітлення» має забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і загальну стомлюваність. Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, який визначається наступними параметрами [18]:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 63 |

- об'єкт розрізнення - найменший розмір розглянутого предмета, окрема його частина, дефект, який необхідно розрізнити в процесі роботи;

- фон-поверхня, прилегла безпосередньо до об'єкта розрізнення, на якій він розглядається. Характеризується коефіцієнтом відображення (при коефіцієнті відбиття поверхні більше 0,4 фон вважається світлим, 0,2 ... 0,4 - середнім і менше 0,2 - темним);

- контраст об'єкта з фоном. Характеризується відношенням яскравості розглянутого об'єкта і фону (контраст об'єкта з фоном вважається великим при значеннях до більш 0,5, середнім при значеннях $k = 0,2 \dots 0,5$ і малим при значеннях до менше 0,2).

- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення.

- на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней усвідомлює нерівномірність розподілу поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці.

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 64 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

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

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75 і «Правил улаштування електроустановок» [19].

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 65 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [19].

9.3 Розрахунок захисного заземлення електричного обладнання

Компресор працює під напругою 330В.

У відповідності до вимог ПУЕ допустимий опір розтіканню струму в заземленні: $R_z = 40\text{Ом}$ (для мереж з напругою до 1000В).

Визначаємо питомий опір ґрунту, $\rho_{\text{табл.}} = 20000\text{Ом} \cdot \text{см}$ - для чорнозему.

Визначаємо підвищувальний коефіцієнт для труб горизонтальних заземлювачів для з'єднувальних полосок $K_{\text{п.с.}} = 3,7$.

Питомий опір ґрунту для горизонтальних заземлювачів:

$$\rho_{\text{розр.п.}} = \rho_{\text{табл.}} \cdot K_{\text{п.с.}} = 2000 \cdot 3,7 = 7400 \text{ Ом} \cdot \text{см} \quad (5.1)$$

Розрахункова відстань від землі до середини заземлювача:

$$t = h_z + \frac{l_{\text{мп}}}{2} = 800 + 125 = 925\text{см} \quad (5.2)$$

Опір розтіканню струму для одиночного горизонтального заземлення:

$$\begin{aligned} R_{\text{розр.т}} &= 0,366 \frac{\rho_{\text{розр.п.}}}{l_{\text{мп}}} \left(\lg \frac{2l_{\text{мп}}}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t + l_{\text{мп}}}{4t - l_{\text{мп}}} \right) = \\ &= 0,366 \frac{7400}{250} \left(\lg \frac{2 \cdot 250}{6} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 925 + 250}{4 \cdot 925 - 250} \right) = 210\text{Ом} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Визначити відстань між горизонтальним заземлювачем із співвідношення

$c = \frac{L_{\text{см}}}{l_{\text{мп}}}$ для стаціонарних заземлювачів $c=1$:

$$L_{\text{см}} = l_{\text{мп}} \cdot c = 250 \cdot 1 = 250\text{см} \quad (5.4)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 66 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Розраховуємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів без урахування коефіцієнта екранування:

$$n_T = \frac{R_{розр.Т}}{R_3} = \frac{21}{4} = 5,25 \approx 5шт \quad (5.5)$$

Знаходимо коефіцієнт екранування труб $\eta_{ET} = 0,7$ при n_T .

Визначаємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$n_{TE} = \frac{R_{розр.Т}}{R_3 \cdot \eta_{ET}} = \frac{21}{4 \cdot 0,7} = 7,5 \approx 80м \quad (5.6)$$

Знаходимо розрахунковий опір розтіканню струму при взятому числі горизонтальних заземлювачів:

$$R_{розр.n_{TE}} = \frac{R_{розр.n}}{n_{TE} \cdot \eta_{E.з.с}} = \frac{21}{8 \cdot 0,7} = 3,750м \quad (5.7)$$

Довжина з'єднувальної смуги:

$$L_{з.с.} = 1,05 \cdot L_{СТ} (n_{TE} - 1) = 1,05 \cdot 250 \cdot (8 - 1) = 1837,5см \quad (5.8)$$

Визначаємо опір розтіканню струму в з'єднувальній смузі:

$$R_{з.с.} = 0,366 \frac{\rho_{розр.n}}{L_{з.с.}} \lg \frac{2L_{з.с.}^2}{h_3 \cdot b_c} \quad (5.9)$$

$$R_{з.с.} = 0,366 \frac{7400}{1837,5} \lg \frac{2 \cdot 1837,5^2}{800 \cdot 4} = 4,90м$$

Знаходимо коефіцієнт екранування для з'єднувальної смуги:

$$\eta_{e.з.с.} = 0,64 / 0,35 = 1,83 \quad (5.10)$$

Визначаємо розрахунковий опір для розтікання електричного струму в з'єднувальній смузі з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$R_{розр.с} = \frac{R_{з.с.}}{n_{EC} \cdot \eta_{e.з.с.}} = \frac{4,9}{1 \cdot 1,83} = 2,70м \quad (5.11)$$

Загальний розрахунковий опір від заземлювача та з'єднувальної смуги:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | КМ 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 67 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$R_{\text{заг.розр.}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{розр.Т}}} + \frac{1}{R_{\text{розр.с}}}} = \frac{1}{\frac{1}{21} + \frac{1}{2,7}} = 2,5 \text{ Ом} \quad (5.12)$$

Висновок : Отриманий загальний розрахунковий опір $R_3 \leq R_{\text{доп}}$ і може бути прийнятий для електроустаткування електромашинного відділення, вибрана кількість кутників їх глибина закладання та розміри стрічки, що з'єднує кутники відповідає вимогам ПУЕ (За вимогами ПУЕ опір заземлення для електрообладнання до 1000 В складає $R_{\text{доп}} = 4 \text{ Ом}$).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 68 |

ВИСНОВКИ

Виконавши розрахунок конденсаційної вакуумної системи паротурбінної установки на базі рідинно-парового ежектора, можна зробити наступні висновки:

1. Виконано опис та аналіз традиційної конденсаційної установки на базі двоступеневого пароструминного ежектора з виявленням основних недоліків даної схеми. Запропоновано альтернативні схемні рішення на базі рідинно-парового ежектора та рідинно-парового ежектора і рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

2. У результаті термодинамічного розрахунку було виявлено, що застосування рідинно-парового ежектора, який працює за принципом струминної термокомпресії, є перспективним у конденсаційних установках парових турбін. Також він може бути застосований разом з рідинно-кільцевим вакуумним насосом як форвакуумний агрегат.

3. У результаті ексергетичного аналізу визначено ексергетичну ефективність рідинно-парового ежектора у складі конденсаційної установки та доцільність його застосування для паротурбінних установок. Ексергетична ефективність нового устаткування становить 0,713, що в 2,3 рази вище, ніж у традиційних. Додатково можна збільшити ефективність на 17% шляхом застосування даного ежектора як форвакуумного разом з РКВН. Такі показники досягаються за рахунок переходу на менші ступені підвищення тиску в РПЕ, що призводить до зменшення теплових навантажень на допоміжне устаткування схеми, зниження ексергії потоку палива і підвищення загальної ефективності.

4. У результаті термoeкономічного аналізу визначено загальну вартість палива та питому вартість одиниці продукту у нових та традиційній схемі конденсаційної установки. Застосування РПЕ дає змогу зменшити загальну вартість палива в середньому на 704,28 у. о. на рік. Також можливо зменшити

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 69 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

питому вартість одиниці продукту в середньому на 51 % без урахування витрат на генерацію котельної пари у традиційних схемах. Застосування схеми РПЕ+РКВН збільшує питому вартість одиниці продукту на 2%, що є наслідком додаткових витрат на привод допоміжного обладнання (насосів, вентилятора градирні тощо).

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 70 |

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Milan N. Šarevski, Vasko N. Šarevski, Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration / Heat Pump Technology, Butterworth-Heinemann, 2016, 294 p. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100733-4.00010-X>.
2. El-Dessouky H., Ettouney H., Alatiqi I., Al-Nuwaibit G. Evaluation of steam jet ejectors. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. Vol. 41, Issue 6, July 2002, Pages 551–561 [https://doi.org/10.1016/S0255-2701\(01\)00176-3](https://doi.org/10.1016/S0255-2701(01)00176-3)
3. Akteriana S. Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet-ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. Procedia Food Science. Vol. 1, 2011, P. 1785–1791 <https://doi.org/10.1016/j.profoo.2011.09.262>
4. Ahmadi, P., Fakhari, I., Rosen, M.A. A comprehensive approach for tri-objective optimization of a novel advanced energy system with gas turbine prime mover, ejector cooling system and multi-effect desalination. Energy. Vol. 2541, 2022 Article number 124352 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124352>
5. Bhowmick, A., Kundu, B. Extremum analysis based on exergy and economic principle for ejector-absorption cycles combined with regenerative organic-Rankine and gas-turbine cycles. Energy Conversion and Management. Vol. 2531, 2022. Article number 115174 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115174>
6. Woodland, B.J., Ziviani, D., Braun, J.E., Groll, E.A. Considerations on alternative organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery. Energy. Vol. 19315, 2020. Article number 116810 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116810>
7. Zheng L., Hu Y.;Mi Ch.;Deng J. Advanced exergy analysis of a CO2 two-phase ejector. Applied Thermal Engineering. Vol. 209, 2022. Article number 118247 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118247>
8. Assari M.R., Tabrizi, H. Basirat, Beik, A. Jafar Gholi, Shamesri K. Numerical study of water-air ejector using mixture and two-phase models.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | KM 05.00.00.00 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 71 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

9. Sharapov, S., Husiev, D., Panchenko, V., Kozin, V., & Baha, V. (2020). Analysis of the possibility of using R718 for a heat pump of a heating system based on a liquid-vapor ejector. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6 (8 (108)), 39–44. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217274>

10. Rahvard A. J., Lakzian E., Foroozesh F., Khoshnevis A. An applicable surface heating in a two-phase ejector refrigeration. European Physical Journal Plus. Vol. 137, Issue 2, 2022. Article number 179 <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-02203-3>

11. Арсеньев В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
<http://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/70532>

12. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
<http://catalog.odnb.odessa.ua/opac/index.php?url=/notices/index/IdNotice:21748/Source:default>

13. Tsatsaronis, G. Application of Thermoeconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants, article published in topic "Energy" in: Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), developed under the Auspices of UNESCO, EOLSS Publishers, Oxford, UK, 2006.
https://www.academia.edu/28447922/Application_of_Exergoeconomic_and_Exergoenvironmental_Analysis_to_an_SOFC_System_with_an_Allothermal_Biomass_Gasifier

14. Sharapov S, Arsenyev V, Protsenko M The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems. Science et technique du froid – Refrigeration science and

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| | | | | | | 72 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

<https://szchkt.org/compressors/Contents/2013/proceedings.pdf>

15. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

16. ГОСТ 12.1.003-83 "ССТБ. Шум. Загальні вимоги безпеки".

17. СН 2.2.412.1.8.562-96 "Шум на робочих місцях, в приміщеннях житлових, громадських будівель і на території жилойзастройки".

18. ГОСТ 12.1.012-90 "ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги".

19. СН 2.2.412.1.8.556-96 "Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель".

20. СНіПШ - 4-79 "Природне і штучне освітлення".

21. ГОСТ 12.2.007.0-75 "ССТБ. Вироби електротехнічні".

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>КМ 05.00.00.00 ПЗ</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 73 |