

НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ім. М.Є. ЖУКОВСЬКОГО
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічна теплотехніка

До захисту допускаю

Завідувач кафедри

д.т.н., доцент Гакал П.Г.

(наук. ступінь, вчене звання, прізвище ініціали)

(підпис)

« _____ » _____ 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до випускної роботи магістра

на тему: «Оптимізація характеристик газоохолоджувача для електрогенератора
капсульного типу гідроелектростанції»

Виконав: студент 6 курсу, групи 268М
напряму підготовки 6.050601

Теплоенергетика

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Васильєв Є.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Керівник: Єпіфанов К.С.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Рецензент: _____

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

м. Харків – 2024 р.

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
(повне найменування)

Кафедра аерокосмічної теплотехніки (205)
(повне найменування)

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
(код та найменування)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код та найменування)

Освітня програма 144 «Інжиніринг та експлуатація теплоенергетичних систем»

(найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Гакал П.Г.
(підпис) (ініціали та прізвище)

« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Васильєву Євгену Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптимізація характеристик газоохолоджувача для електрогенератора капсульного типу гідроелектростанції

Керівник роботи Єпіфанов Костянтин Сергійович, к.т.н., доцент, доцент каф.205.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ _____ ” _____ 2023 року

№ _____

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи 22.01.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи Спроекувати газоохолоджувач (вода/повітря) для гідрогенератора капсульного типу на основі наступних вимог: трубки – алюміній, з мідно-нікелевим дротяним ребранням, стандарту ВТІ-1; маса: не більше 2500 кг; габаритні розміри: не більше 600x2570x2590 мм; температура газу на виході з охолоджувача: $t_{air} = 40^{\circ}\text{C}$; об'ємна витрата холодного газу $Q_{air} = 28 \text{ м}^3/\text{с}$; напір компресора 5500 Па; температура води на вході в охолоджувач: $t_{water} = 30^{\circ}\text{C}$; теплові втрати, які потрібно відвести: $P = 680 \text{ кВт}$. Розрахувати собівартість виготовлення теплообмінного апарату.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

Тепловий розрахунок газоохолоджувача, гідравлічний розрахунок газоохолоджувача, розрахунки на міцність деталей газоохолоджувача, економічні

розрахунки.

Науково-дослідна частина: Визначення характеристик розрахункового генератора та станції взагалі.

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

Креслення теплообмінного апарату

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Єпіфанов К.С., доцент каф. 205	22.11.23	22.11.23
Економічна частина	Єпіфанов К.С., доцент каф. 205	22.11.23	22.11.23

Нормоконтроль _____ К.С. Єпіфанов «__» _____ 2024_ р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання « 22 » листопада 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Визначення характеристик розрахункового генератора та станції в цілому	20.11.23 – 27.11.23	
2	Тепловий розрахунок газоохолоджувача	28.11.23 – 17.12.23	
3	Гідравлічний розрахунок газоохолоджувача	18.12.23 – 25.12.23	
4	Розрахунки на міцність деталей газоохолоджувача	25.12.23 – 7.01.24	
5	Виконання економічних розрахунків	8.01.24 – 12.01.24	
6	Оформлення пояснювальної записки, підготовка графічного матеріалу	13.01.24 - 22.01.24	

Здобувач _____ Васильєв Є.О.
 (підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник кваліфікаційної роботи
 _____ К.С. Єпіфанов
 (підпис) (ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота магістра 57 с., 17 рис., 8 табл., 12 джерела, 0 додатків.

Об'єктом дослідження є капсульний гідрогенератор Канівської ГЕС.

Мета роботи – провести тепловий, гідравлічний, міцнісний, економічний розрахунки відповідно до завдань з модернізації системи охолодження капсульного гідрогенератора задля підвищення потужності до 22 МВт, розробити необхідні креслення за даними розділами.

У процесі дослідження проводилися тривимірні та аналітичні розрахунки за допомогою програми Mathcad і програмного комплексу SolidWorks з доповненням FlowSimulation, текст виконаний в текстовому редакторі Microsoft Word 2016, креслення виконані в системі автоматизованого проектування і розрахунку SolidWorks.

Наукова робота складається з двох розрахункових розділів. Перший розділ має за мету показати нове розроблення альтернативи проти класичної методики розрахунку систем вентиляції електричних машин методом схем заміщення та провести порівняння методів на основі Канівського гідроагрегату. Другий розділ відображає економічну складову питання та матеріальні витрати для модернізації капсульного гідрогенератора Канівської ГЕС.

В результаті дослідження були визначені ключові теплові, гідравлічні параметри вузлів системи охолодження розрахункового гідрогенератора, як-от газоохолоджувач та додатковий вентилятор. Проаналізовані різні схеми вентиляції та визначена найбільш ефективна в рамках завдань модернізації Канівської ГЕС. З патентного пошуку визначено загальний напрямок розвитку систем охолодження щодо гідрогенераторів капсульного типу.

Ступінь впровадження: ця робота є теоретичним опрацюванням кількох можливих варіантів модернізації гідрогенераторів Канівської ГЕС.

Область застосування: Канівська або Київська ГЕС.

СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ; СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ; КАПСУЛЬНИЙ ГІДРОГЕНЕРАТОР; АКСІАЛЬНА СИСТЕМА; РАДІАЛЬНА СИСТЕМА; ГЕНЕРАТОР; ОХОЛОДЖУВАЧ; ДРОТОВЕ РЕБРЕННЯ; РОТОР; СТАТОР; ТУРБИНА; ГЕС; ГАЕС; МАШИНА ЗМІННОГО СТРУМУ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 Характеристики розрахункового генератора і станції в цілому... ..	11
1.1 Опис технічних вимог до реконструкції блоків Канівської ГЕС	11
1.2 Загальна мета реконструкції.....	12
1.3 Опис ГЕС	15
1.4 Основні характеристики діючих агрегатів.....	17
1.5 Режими роботи.....	18
1.6 Загальна електрична схема.....	18
1.7 Опис і коротка характеристика системи вентиляції розрахункового генератора капсульного типу СГК2 538/160-70.....	19
 ОСНОВНА ЧАСТИНА	
ЗАВДАННЯ.....	24
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК.....	26
2.1 Проектувальний (орієнтовний) розрахунок.....	26
2.2 Перевірочний розрахунок.....	30
3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	35
3.1 Гідравлічні втрати для води.....	36
3.2 Гідравлічні втрати для повітря.....	39
4 МІЦНІСНИЙ РОЗРАХУНОК.....	41
4.1 Розрахунок фланцевих з'єднань.....	40
4.2 Розрахунок трубок.....	44
 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	
5 РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ.....	46
 ЧАСТИНА БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ	
6 ОЦІНКА ОБСТАНОВКИ ПРИ АВАРІЯХ.....	52
6.1 Викиди хімічних речовин.....	52
6.2 Радіаційно небезпечні об'єкти.....	55
ВИСНОВОК.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	58

ВСТУП

Під час роботи будь-якого гідрогенератора всі втрати енергії перетворюються на тепло, яке має безперервно видалятися системами вентиляції та охолодження. Тепло виділяється в конструкції генератора – в обмотках і активній сталі та окремо в конструкції підп'ятника в результаті тертя.

Залежно від конструктивного типу турбіни гідрогенератор може бути вертикального або горизонтального виконання, а також існує капсульний тип гідрогенератора, де турбіну і гідрогенератор об'єднано в одному корпусі, що знаходиться в проточній частині гідроелектростанції. Капсульні гідрогенератори набули широкого застосування для низьконапірних руслових та приливних ГЕС. Вони характеризуються відносно невеликими частотами обертання та штучно зменшеними у генераторів радіальними розмірами, що досягається використанням ефективніших, примусових систем охолодження. Одинична потужність капсульних гідроагрегатів не перевищує 50 МВт, однак за потреби вона може бути значно підвищена.

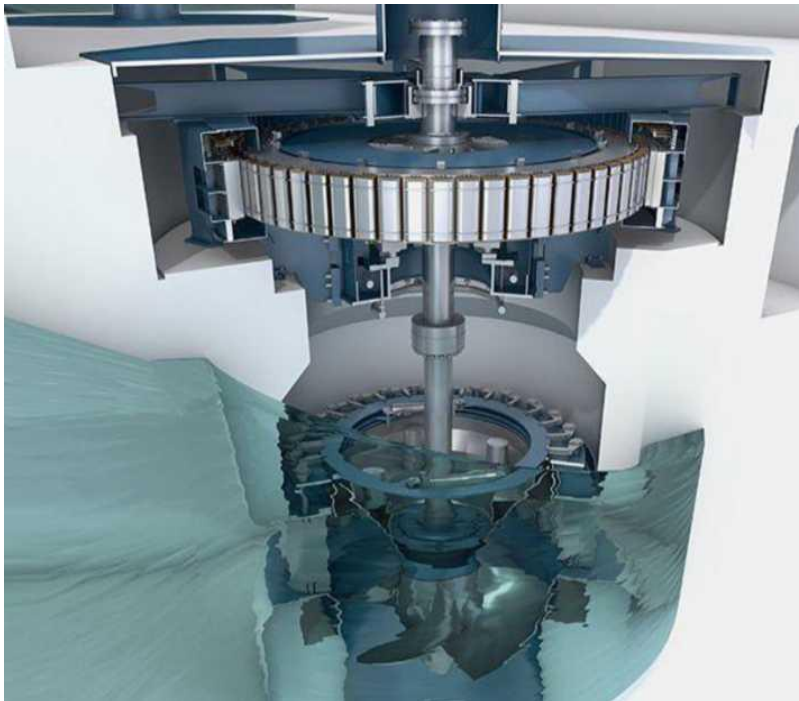


Рисунок 1 – Вертикальний гідрогенератор

У капсульних гідрогенераторах застосовується примусове охолодження. Це насамперед рідинні системи безпосереднього охолодження обмоток та сердечників. Впровадження цих систем, що характеризуються більшою ефективністю та економічністю, дозволило підвищити питомі електромагнітні і теплові навантаження машин та їхню одиничну потужність. До того ж, у гідрогенераторах як охолоджувальний агент використовується вода. Обмотки і шини обмотки статора охолоджуються безпосередньо водою, обмотки збудження виконані з форсованим повітряним охолодженням, причому форсування охолодження досягається виконанням поперечних каналів у витках котушок полюсів, а інші елементи конструкції мають традиційне непряме повітряне охолодження.

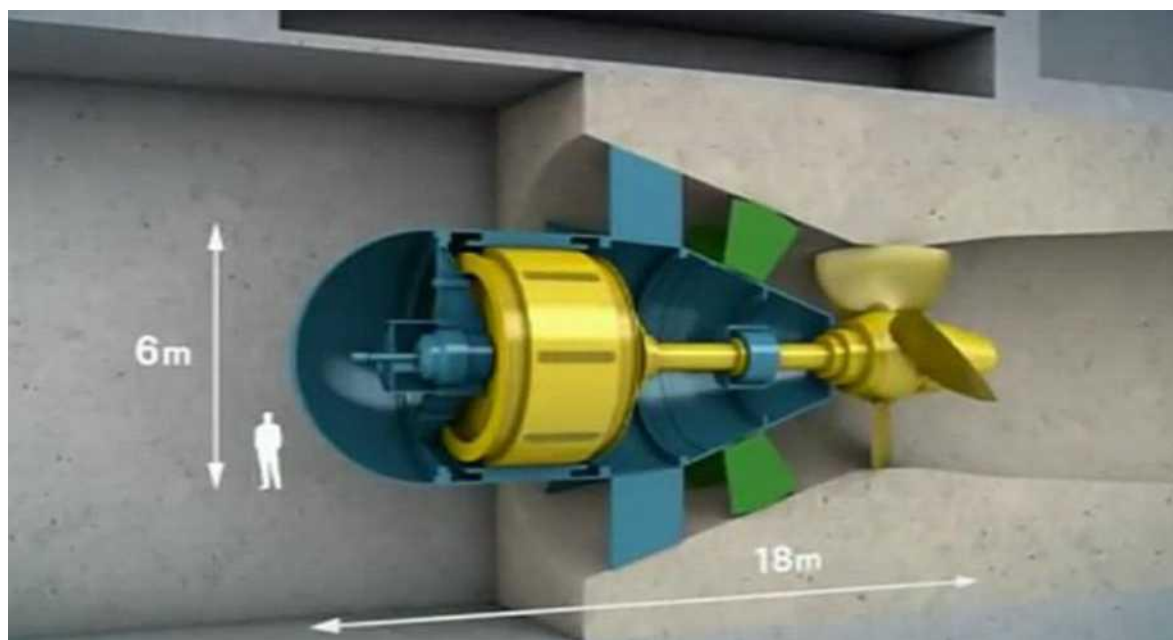


Рисунок 2 – Капсульний гідрогенератор

Практично реалізовані конструктивні схеми безпосереднього водяного охолодження всіх основних елементів гідрогенераторів, у яких є значні втрати (обмотки статора та збудження, шинопроводи, сердечники статора та полюси ротора, демпферна обмотка, натискні гребінки статора).

У багатьох випадках виконуються системи охолодження змішаного типу, в яких для одних, найбільш напружених у тепловому відношенні елементів, використовується безпосереднє водяне охолодження, для інших – повітряне.

Перехід на примусову систему охолодження виявився вимушеним. Набули розвитку дві принципово відмінні системи охолодження великих капсульних машин: аксіальна – повітрям нормального чи підвищеного тиску, а також безпосереднє водяне охолодження. Кожна пов'язана з використанням відповідних конструкцій основних вузлів генератора.

При застосуванні аксіальної примусової вентиляції з циркуляцією повітря за замкнутим циклом для забезпечення необхідної інтенсивності тепловідведення зі статора в зубцях сердечника виконуються поздовжні щілинні канали, що дозволяють у кілька разів збільшити поверхню, що охолоджується. Таким чином, повітря проходить кількома паралельними шляхами: через повітряний зазор між статором і ротором, каналами в зубцях сердечника статора, між спинкою сердечника і корпусом статора та в міжполюсних проміжках ротора. Відомі також конструкції з продуванням повітря через спеціальні канали в обмотці та спинці осердя статора.

При аксіальній повітряній системі охолодження потужність, що витрачається на вентиляцію генератора, стає дуже значною і ККД різко знижується. Саме ця обставина змушує у великих капсульних генераторах підвищувати тиск повітря; при цьому втрати на вентиляцію знижуються пропорційно до абсолютного тиску. Однак таке рішення призводить до значного ускладнення конструкції статора та його ущільнень, системи постачання мастила для підшипників, системи дренажу з капсули, появи важкої діафрагми між камерами генератора і турбіни. Крім того, неабияк ускладнюється експлуатація генератора і виключається його обслуговування під час роботи. Усе це загалом, а також прагнення отримати більш компактну, легку, доступну і зручну в експлуатації машину змусили пошуки оптимальної для цього типу гідрогенераторів системи охолодження.

Використання безпосереднього водяного охолодження обмоток статора і ротора, а також сердечників полюсів усунуло всі зазначені вище труднощі, повністю виключило необхідність штучної циркуляції повітря в генераторі, оскільки при належному виборі матеріалів і розмірів у капсульних машин втрати в осерді статора відводяться водою, що протікає каналами у провідниках обмотки статора.

Крім отримання звичайних переваг (зниження габаритів і маси), водяне

охолодження стосовно капсульних гідрогенераторів великої потужності дозволяє значно спростити конструкцію низки вузлів і підвищити надійність роботи обладнання.

У цьому курсовому проєкті проведено розрахунок газоохолоджувача для гідрогенератора капсульного типу з аксіальною примусовою вентиляцією.

1. Характеристики розрахункового генератора та станції загалом

1.1 Опис технічних вимог до реконструкції блоків Канівської ГЕС

Каскад гідроелектростанцій, гребель та водосховищ, що існує на р. Дніпро в Україні є однією з найбільших гідросистем у світі. Перша гідроелектростанція (ГЕС) системи (Дніпровська ГЕС-1) була побудована біля міста Запоріжжя у 1934 р., а остання (Дніпровська ГЕС-2) була завершена у 1980 р. Інші гідроелектростанції – це Київська ГЕС та Київська ГАЕС, Канівська ГЕС, Кременчуцька ГЕС, Дніпродзержинська ГЕС та Каховська ГЕС. Разом на ділянці р. Дніпро від Києва до Нової Каховки завдовжки 1000 км розташовано шість гребель та вісім гідроелектростанцій. Останньою є Дністровська ГЕС, розташована на р. Дністер.

ПАТ «Укргідроенерго» (УГЕ) є основною гідроенергетичною компанією України, яка покриває пікову частину навантажень, що забезпечує регулювання частоти та потужності, а також аварійний резерв для Об'єднаної енергосистеми України.

Загальна встановлена потужність дев'яти гідроелектростанцій УГЕ становить 4683,6 МВт (100 гідроагрегатів). Середньорічне виробництво компанії становить 10-11 млрд. кВт·год.

Таблиця 1: Загальні відомості про встановлену потужність УГЕ

Назва ГЕС	Кількість агрегатів	Потужність
Київська ГАЕС	6 агрегатів (3 зворотних)	235,5 МВт
Київська ГЕС	20 агрегатів	429,5 МВт
Канівська ГЕС	24 агрегати	472 МВт
менчуцька ГЕС	12 агрегатів	632,9 МВт
родзержинська ГЕС	8 агрегатів	369,6 МВт
тровська ГЕС-1	10 агрегатів	629 МВт
тровська ГЕС-2	8 агрегатів	841,1 МВт
ховська ГЕС	6 агрегатів	329 МВт
стровська ГЕС	6 агрегатів	702 МВт
Разом	100 агрегатів	4683,6 МВт

1.2 Загальна мета реконструкції

Середній вік енергетичної інфраструктури зараз перевищує 35 років. Щоб гарантувати безпечну експлуатацію, довгострокову надійність і генеруючу

потужність, основні об'єкти повинні пройти серйозну реконструкцію. Ці роботи також зменшать кількість незапланованих простоїв та зменшать витрати на технічне обслуговування.

Основні цілі реконструкції – це збільшення терміну служби ГЕС, підвищення її потужності, вироблення, надійності та безпеки обладнання і споруд, виконання вимог щодо захисту навколишнього середовища, поліпшення якості електроенергії, що виробляється за рахунок реконструкції системи управління, та створення сучасних умов роботи.

УГЕ протягом кількох років реалізує програму реконструкції (етапи 1 та 2) деяких гідроагрегатів Канівської ГЕС (турбіни, генератори, системи збудження, регулятори швидкості, системи управління та захисту тощо).

Поточний, третій етап програми реконструкції Канівської ГЕС, що є предметом справжніх специфікацій, включає реконструкцію 2 блоків, включаючи 7 турбін, 7 генераторів, допоміжних систем для 8 гідроагрегатів, а також системи керування і захисту для 8 агрегатів та двох блоків).

На діючих агрегатах спостерігається проблема хвилястості та вібрацій у магнітному осерді статора (що складається з двох частин). Обмоткам статорів сорок років, охолоджувачі статора не відповідають збільшеному рівню втрат і вже не ефективні (наявність дрейсени всередині водяного контуру охолодження).

Загальні цілі проекту реконструкції:

- підвищення експлуатаційної надійності і терміну служби;
- підвищення ККД та потужності агрегатів;
- заміна застарілого контрольно-вимірювального обладнання;
- підвищення екологічної безпеки;
- зміна вихідної напруги з 3,15 кВ у поточний момент на 6,3 кВ після реконструкції;
- зміна конструкції та заміна статора і полюсів ротора, включно з демпферною обмоткою.

Обсяг робіт з реконструкції генератора, за кожним гідроагрегатом,

переважно включає:

- перевірка, ремонт та посилення корпусу статора із заміною призм та їхнього кріплення;
- посилення корпусу статора (якщо необхідно);
- заміна магнітного сердечника та обмотки статора;
- заміна теплообмінників та повна заміна контуру охолодження генератора (для 8 агрегатів);
- заміна всіх контрольно-вимірювальних приладів, включно з клемними шафами датчиків;
- зміна полюсів ротора (нові сердечники полюса та зміна котушок);
- модернізація вихідних (нейтральних та головних) шин генератора до першого болтового з'єднання за межами шахти капсули (приблизно на 1 метр вище кришки капсули), зокрема заміна 6 прохідних ізоляторів між внутрішньою та зовнішньою частинами капсули;
- перевірка та ремонт обода ротора;
- посилення обода ротора (якщо необхідно);
- заміна струмознімальних кілець, щіток, щіткотримачів та встановлення пилосбірника;
- модернізація системи гальмування;
- монтаж всього реконструйованого генератора;
- остаточні випробування та введення в експлуатацію.

Обсяг робіт за кожним блоком переважно включає:

- повна заміна частини системи водяного охолодження, яка є загальною для чотирьох гідроагрегатів.

1.3 Опис ГЕС

Канівська гідроелектростанція (Канівська ГЕС) розташована на річці Дніпро поблизу міста Канів.



Рисунок 3 – Канівська ГЕС

Основні характеристики Канівської ГЕС такі:

1. Бетонна гребля загальною довжиною близько 344 м.
2. Гребля (з будівлею ГЕС та водозливом) розділена на 24 прольоти.
3. У кожному прольоті є один капсульний агрегат потужністю 18,5 МВт.
4. На кожному прольоті також встановлено один основний впускний затвор роликового типу, одна знімна ковзна сміттеутримувальна решітка і один водозливний затвор роликового типу.

Перший агрегат у Каневі було введено в експлуатацію у 1972 р., всю станцію було завершено до кінця 1975 р. Середньорічне вироблення станції становить 823 ГВт·год.



Рисунок 4 – Бетонна гребля Канівської ГЕС

Дванадцять гідроагрегатів (№№ 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 17, 21, 22, 23, 24) нещодавно пройшли реконструкцію (турбіни + генератори) або перебувають у реконструкції, що проводиться виробником вихідного обладнання, і не входять до обсягу цього проєкту.

1.4 Основні характеристики діючих агрегатів

У наданій таблиці описуються основні характеристики діючих гідроагрегатів.

Таблиця 2: Основні характеристики діючих гідроагрегатів:

Основні характеристики діючих гідроагрегатів Канівської ГЕС	
ЗАГАЛЬНІ	
Тип і компонування агрегатів	Горизонтальний капсульний
Кількість агрегатів	24
Кількість агрегатів, що реконстр.	7
Максимальний напор нетто, (м)	14,8
Розрахунковий напор нетто, (м)	7,2
Мінімальний напор нетто, (м)	4,7
Максимальна потужність турбіни, (кВт)	23 000
Проектна потужність турбіни, (кВт)	19 200
Витрата через турбіни при проектній потужності та розрахунковому напорі нетто, м ³ /с	320
Номінальна частота обертання	85,7
Напрямок обертання	За годинниковою стрілкою (з боку верхнього б'єфу)
Розгінна частота обертання за збереження комбінаторної залежності (об/хв)	200
Розгінна частота обертання при роз'єднанні комбінаторної залежності (об/хв)	255
Чи можлива робота у режимі синхронного компенсатора?	Ні
Чи можлива робота у режимі «підвищеної витрати»?	Ні
Розворот "з нуля" для видачі напруги в мережу	Так

1.5 Режими роботи

Усі агрегати на Канівській ГЕС використовуються лише у генераторному режимі. Агрегати не розраховані на роботу у режимі синхронного компенсатора або в режимі «підвищеної витрати».

Середня кількість годин роботи кожного агрегату при встановленій потужності становить близько 3002 години на рік, 8 годин на день.

Середня кількість пусків/зупинок агрегату на рік: 1460.р

1.6 Загальна електрична схема

Загальну електричну схему Канівської ГЕС можна описати так:

- Кожні чотири послідовно розташованих генератори підключені безпосередньо до загального підвищуючого трансформатора 3,15 КВ/110кВ, утворюючи один блок. Такий трансформатор називається блоковим.
- 24 капсульних агрегати об'єднано у 6 блоків по 4 агрегати кожний.



Рисунок 5 – Машинний зал (Блок)

- Шість блочних трансформаторів підключено до підстанції 110 кВ, обладнаної 8 вихідними лініями електропередачі.
- Підстанція 110 кВ також підключена до найближчої підстанції 330 кВ через два автотрансформатори 110 кВ/330 кВ. Тут є дві вихідні лінії 330 кВ.
- Кожен блоковий трансформатор підключено до підстанції 110 кВ через високовольний (блоковий) вимикач. Зараз у кожного агрегату немає свого генераторного вимикача, лише один блоковий вимикач, загальний для чотирьох агрегатів.

1.7 Опис та коротка характеристика системи вентиляції розрахункового гідрогенератора капсульного типу СГК2 538/160-70

В основу проектування системи вентиляції гідрогенератора Канівської ГЕС покладено систему вентиляції Київської ГЕС СГК 538/160-70 [4].

Конструктивне виконання активних частин зазначених генераторів повністю збігається.

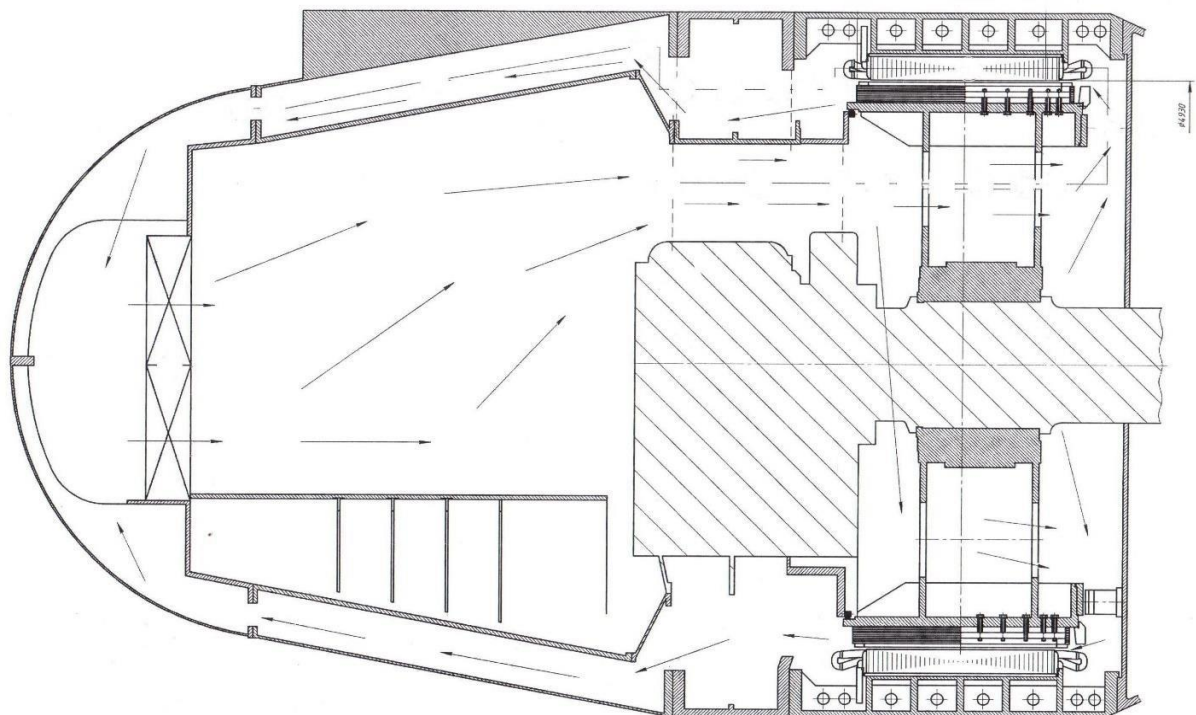


Рисунок 6 – Схема вентиляції

Розрахунок проведено згідно з нормаллю «Аеродинамічний розрахунок гідрогенераторів з осьовою системою вентиляції» /1 редакція/. Було проведено також вентиляційний розрахунок у тривимірній постановці засобами SolidWorks FlowSimulation.

Для визначення аеродинамічного опору в повітропроводах генератора методом схем заміщення слід викреслити ескіз повітропроводу машини (Малюнок 6), який у загальному випадку є складним ланцюгом послідовно і паралельно з'єднаних каналів.

Відповідно до розподілу повітряних струменів у машині, складають схему заміщення вентиляційної системи (Малюнок 7). Після знаходження аеродинамічних опорів окремих ділянок визначають загальний (еквівалентний) аеродинамічний опір всього повітропроводу.

Цей розрахунок роблять за тією ж самою формою, що і розрахунок еквівалентного опору складного електричного ланцюга.

Розрахункову схему заміщення та результати двох розрахунків подано на малюнку 7 і таблиці 3 відповідно. На малюнку 8 наочно показано порівняння двох методик розрахунку за характерними перерізами.

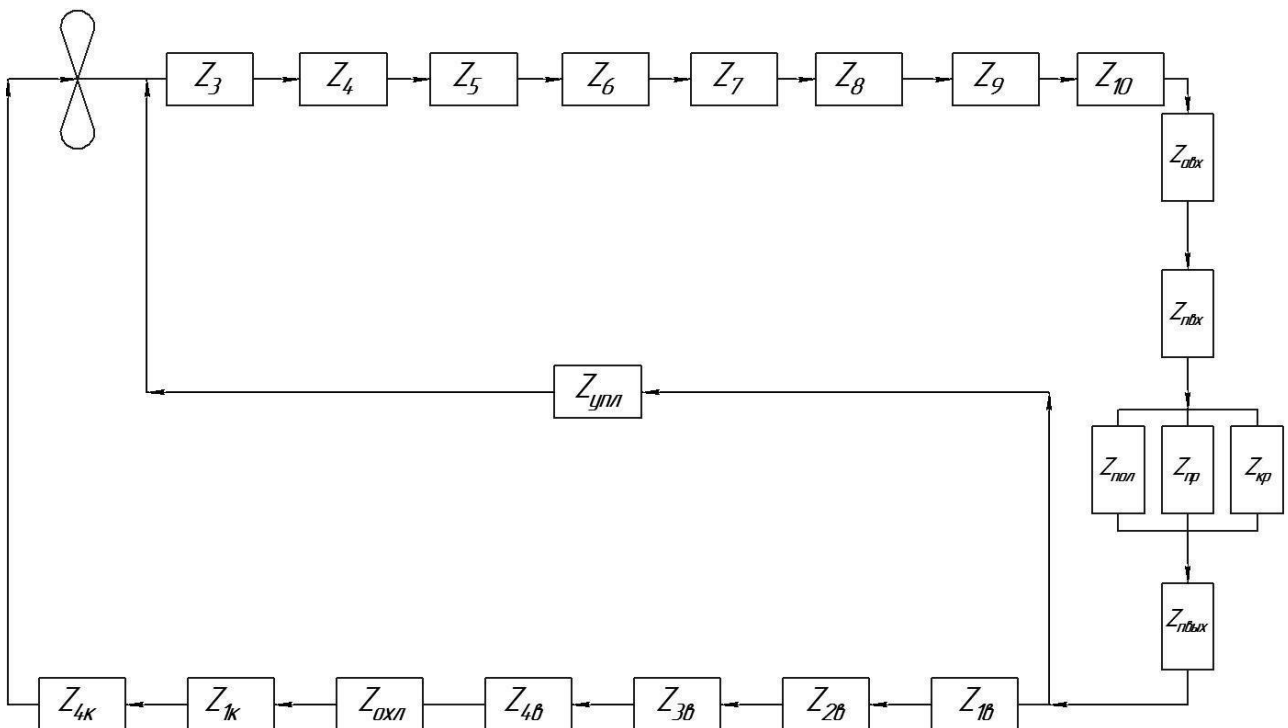


Рисунок 7 – Розрахункова схема заміщення

Результати тривимірного розрахунку у характерних перерізах наведено на рисунках 8, 9, 10.

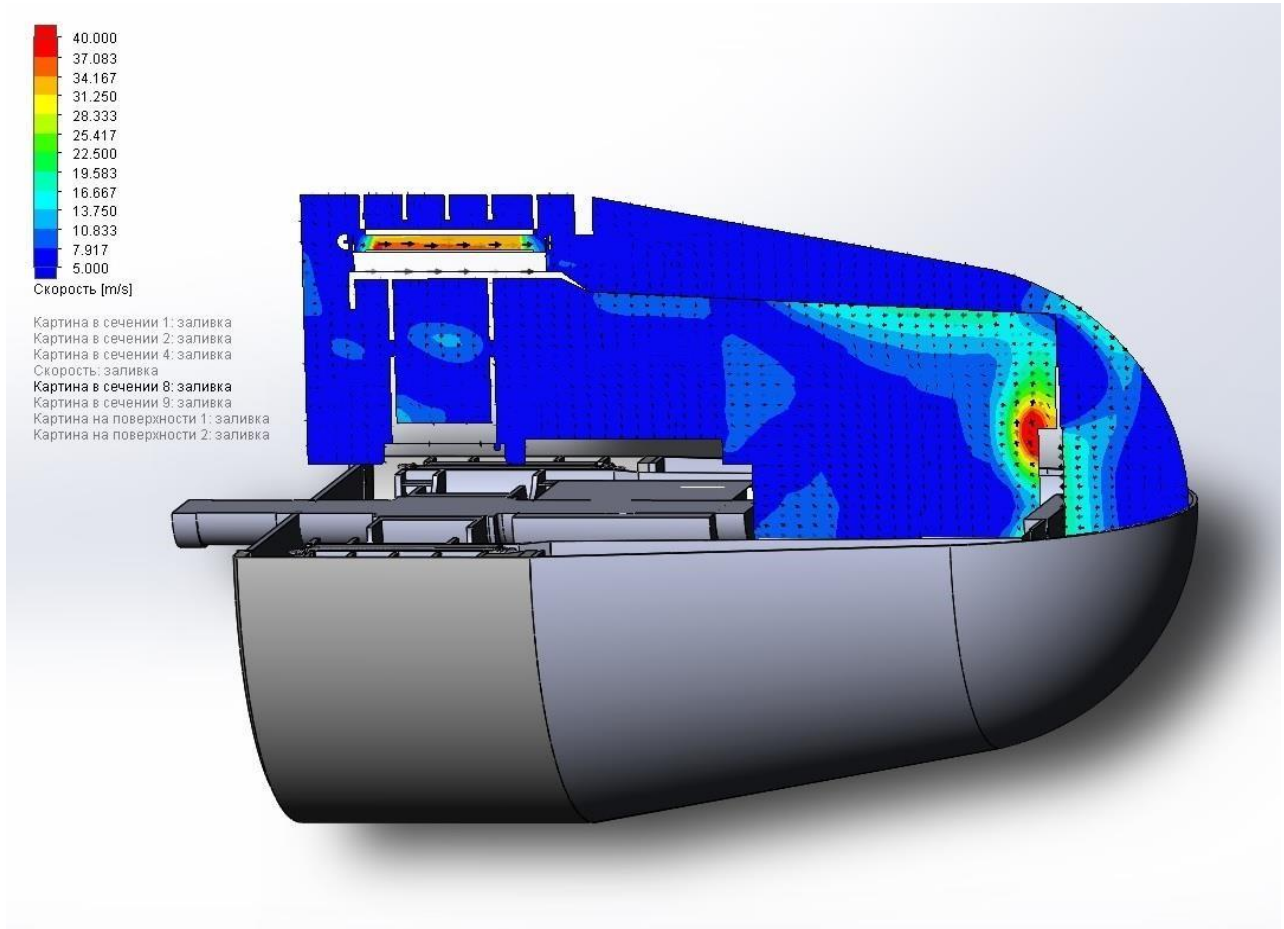


Рисунок 8 – Загальний вигляд результату тривимірного розрахунку

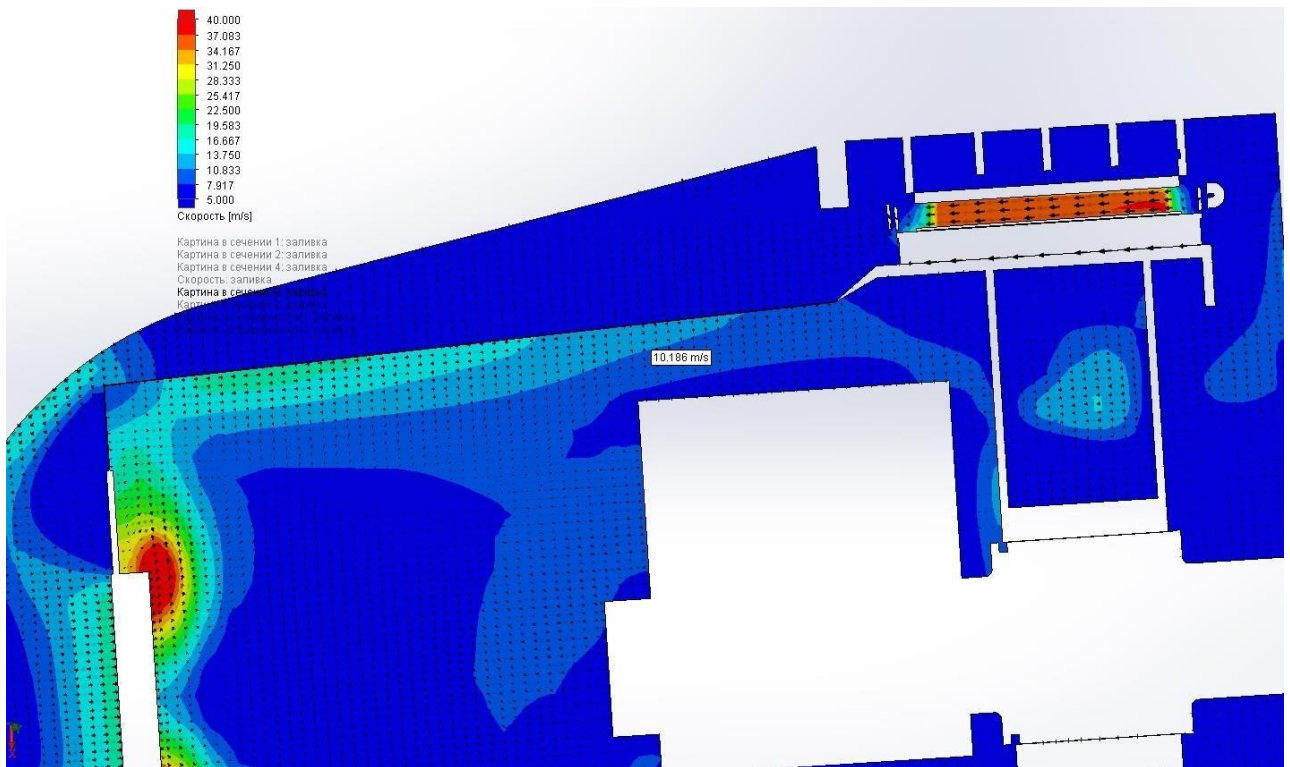


Рисунок 9 – Швидкість у перерізі підшипника

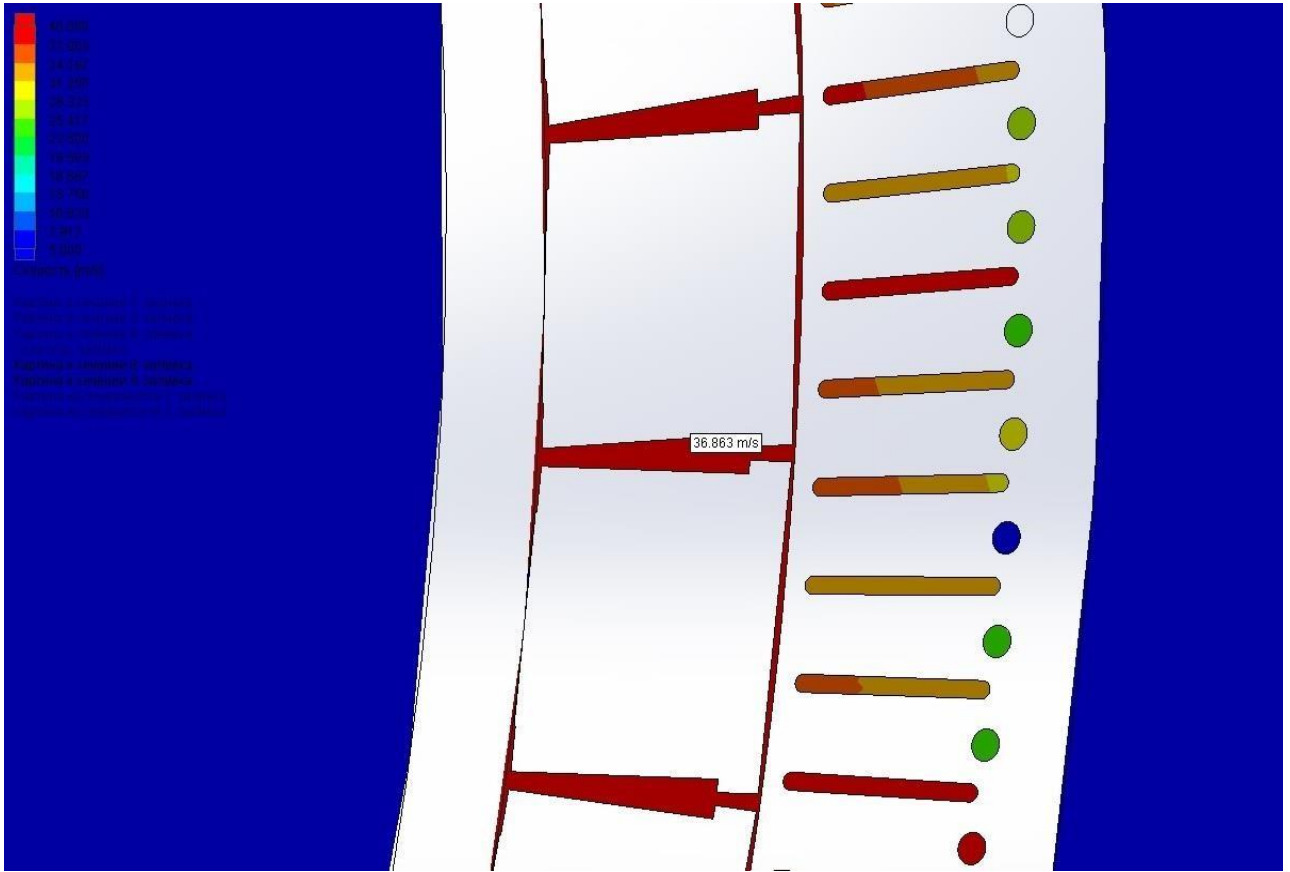


Рисунок 10 – Швидкість у перерізі полюсів

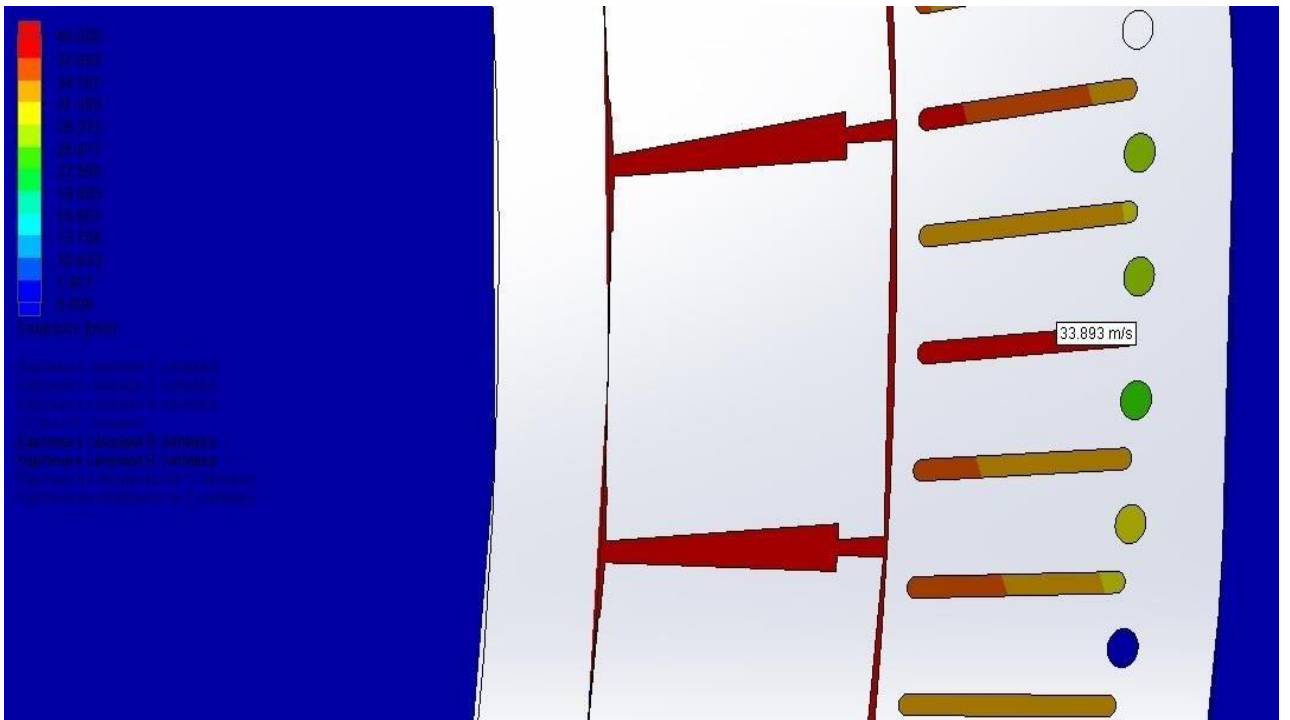


Рисунок 11 – Швидкість у перерізі заліза статора

Таблиця 3 – Результати розрахунків

Переріз	Аналітичний розрахунок, м/сек	Тривимірний розрахунок, м/сек
Вікна щита підшипника	3,35	6,3
Вхід у вікна ротора	7,24	11,09
Розширення на виході з ротора	1,15	2,17
Звуження між ободом та фланцем капсули	4,74	2,844
Вхід у полюси та повітряний зазор	31,5	36,863
Вентиляційні отвори заліза статора	38,2	33,893
Відвідний канал	8,17	5,421

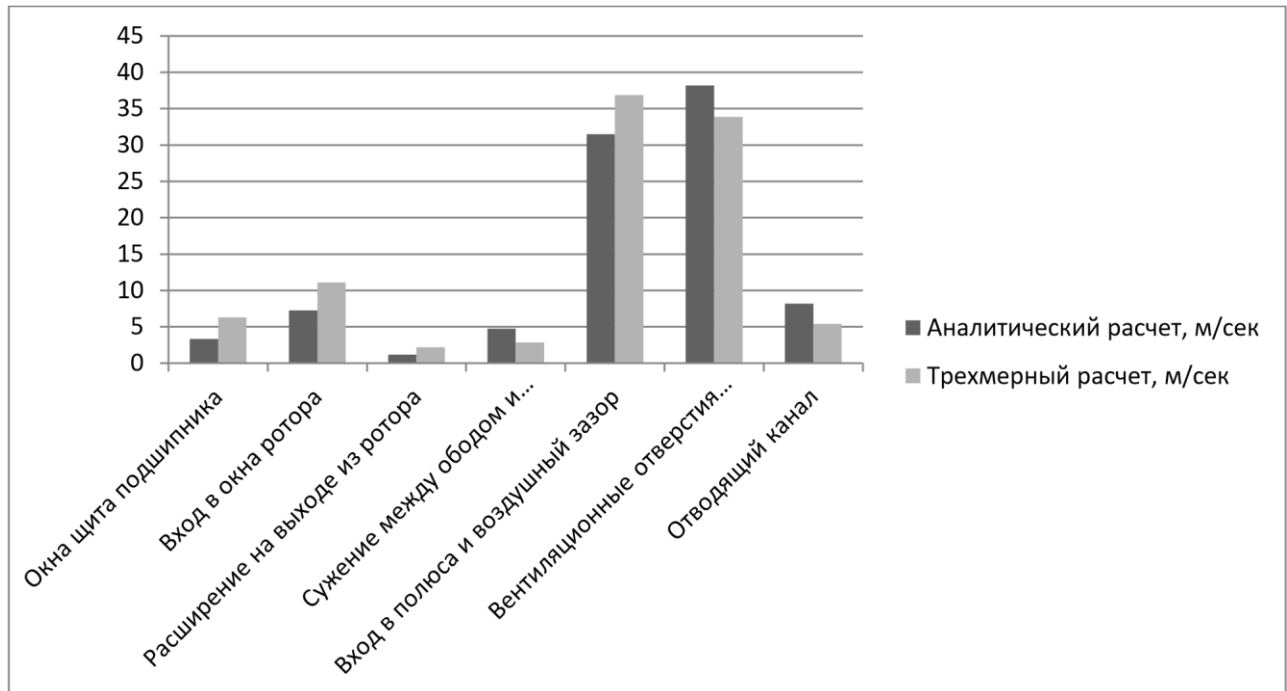


Рисунок 12 – Порівняння отриманих результатів

ОСНОВНА ЧАСТИНА

ЗАВДАННЯ

Спроекувати газоохолоджувач (вода/повітря) для гідрогенератора капсульного типу на основі вимог:

Трубки – алюміній, з мідно-нікелевим дротяним ребранням, стандарту ВТІ-1;

Маса не більше 2500 кг;

Габаритні розміри не більше 600x2570x2590;

Температура газу на виході з охолоджувача $t_{air} = 40^{\circ}\text{C}$;

Об'ємна витрата холодного газу $Q_{air} = 28 \text{ м}^3/\text{с}$;

Напір компресора 5500 Па;

Температура води на вході в охолоджувач $t_{water} = 30^{\circ}\text{C}$;

Теплові втрати, які потрібно відвести $P = 680 \text{ кВт}$.

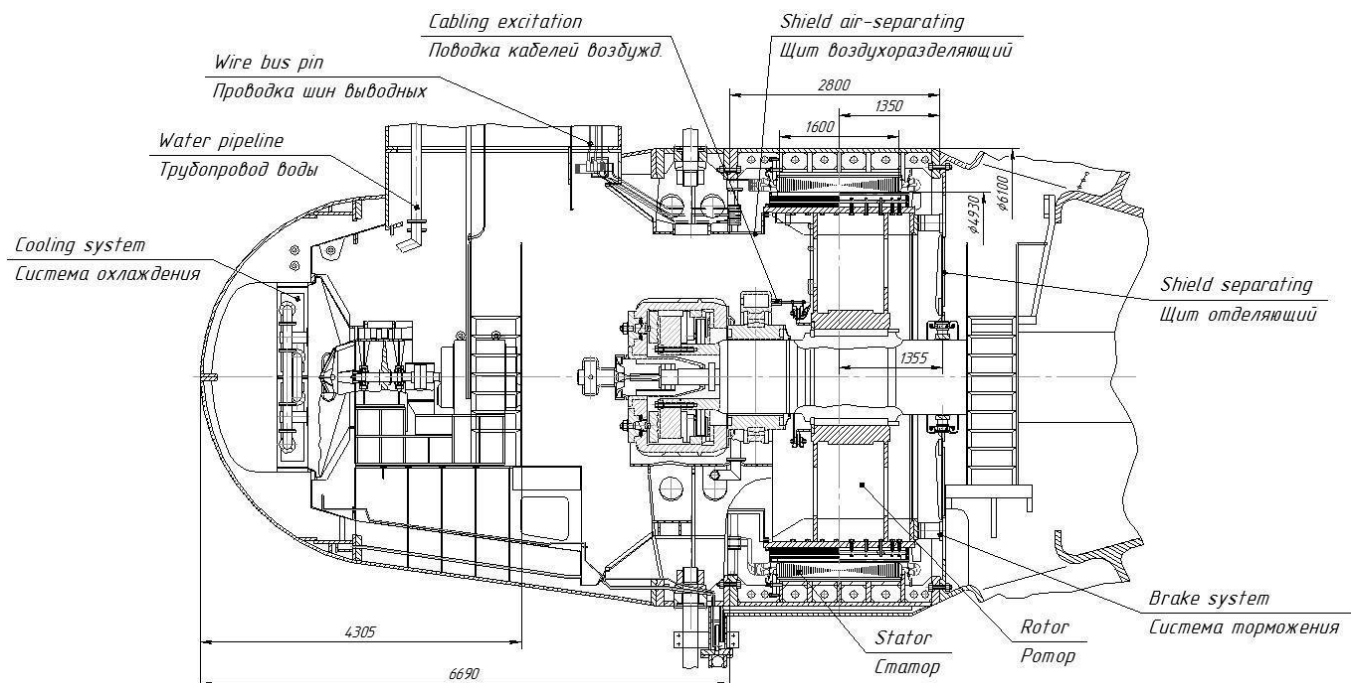


Рисунок – Схема заданого капсульного гідрогенератора

Провести обов'язкові аналітичні тепловий, гідравлічний та міцнісний розрахунки.

Таблиця – Характеристика трубок ВТІ-1

Діаметр трубки	d_H/d_{BH}	мм	19/17
Діаметр дроту	d_0	мм	0.5
Кроки петлі по зовн. окруж. трубки	l_0	мм	0.785
Висота оребрення	h	мм	10
Ширина петлі	a	мм	3
Кількість петель по окружності	z	шт	76
Крок витків по довжині трубки	t	мм	5
Число витків на погонному метрі	C	шт	200
Поверхня погонного метра оребрення трубок	f_{air}	m^2/m	0.602
Поперечний крок трубок	S_1	мм	46
Поздовжній крок трубок	S_2	мм	32
Живий перетин кв. м охолоджувача	F_1	m^2/m^2	0.467
Вага погонного метра оребрених трубок	q	кг/м	1.15
Поверхня, що омивається газом в 1 m^3	F_0	m^2/m^2	409
Площа перерізу трубок	f_w	cm^2	2.27
Поверхня оребр. одного погон. метра	f_{op}	m^2/m	0.578
Поверхня омив. водою на одному пог. м	f_{om}	m^2/m	0.0535

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Розрахунок проведено на основі методики «Розрахунок газоохолоджувачів (трубки з дротяним оребренням)».

2.1 Проектувальний (орієнтовний) розрахунок

Проектувальний (орієнтовний) розрахунок проводиться з метою обрати оптимальні габаритні співвідношення та розміри газоохолоджувача, виходячи з конструктивних вимог, можливих напорів води і газу та коефіцієнта запасу теплопередачі.

Порядок розрахунку:

1. Маючи теплові втрати, визначаємо витрату води через газоохолоджувач, виходячи з умови – на 5 кВт втрат приблизно 1 м³/год води.

$$Q_{water} = \frac{P}{5} = \frac{680}{5} = 136 \text{ м}^3$$

Надалі витрата води може бути уточнена під час розгляду середньологарифмічного температурного напору.

2. Приймаємо швидкість руху води в трубках газоохолоджувача, виходячи з напірних можливостей водяного насоса та передбачуваної довжини трубок. Слід приймати швидкості руху води для трубок ВТІ-1 (Всесоюзний теплотехнічний інститут) у межах 2.5-3.5 м/сек.

$$v_{water} = 3.35 \text{ м/сек};$$

3. За швидкістю руху води в трубках і годинної витрати води визначаємо кількість трубок газоохолоджувача:

$$n_{тр} = \frac{Q_{water} q_{water}}{0.36 \cdot v_{water} f_{water}} = \frac{136 \cdot 8}{0.36 \cdot 3.35 \cdot 2.27} = 397.426$$

де $q_{water} = 8$ – кількість ходів води;

f_{water} – площа прохідного перерізу трубки.

4. Перегрів газу у генераторі:

$$\Delta t_{air} = \frac{0.239 \cdot P}{C_p G_{air}} = \frac{0.239 \cdot 680}{0.24 \cdot 31.556} = 21.459^\circ\text{C}$$

де $C_p = 0.24$ [ккал/кг С] – ізобарна теплоємність;

G_{air} – масова витрата газу.

$$G_{air} = \rho_{air} Q_{air} = 1.127 \cdot 28 = 31.556 \text{ кг/с},$$

де $\rho_{air} = 1.127$ кг/м³ – щільність холодного газу.

5. Перегрів води в охолоджувачі:

$$\Delta t_{water} = \frac{0.86 \cdot P}{Q_{water}} = \frac{0.86 \cdot 680}{136} = 4.3^\circ\text{C};$$

Для електричних машин він має становити 10-15% температури гарячого повітря (можливий більший відсоток для менш навантажених в тепловому відношенні машин).

6. Температура гарячого газу:

$$t'_{air} = t''_{air} + \Delta t_{air} = 40 + 21.459 = 61.429^\circ\text{C};$$

7. Температура гарячої води:

$$t'_{water} = t''_{water} + \Delta t_{water} = 30 + 4.3 = 34.3^\circ\text{C};$$

8. Середньологарифмічний температурний перепад для протитечії визначається за графіком і таблицею залежно від найменшого та найбільшого температурних напорів між робочими рідинами або за формулою:

$$\Delta t_{\delta} = t'_{air} - t''_{water} = 61.429 - 34.3 = 27.159^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_{air} - t'_{water} = 40 - 30 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{27.159 - 10}{\ln\left(\frac{27.159}{10}\right)} = 17.174^\circ\text{C}$$

9. Задаючись числом Рейнольдса (порядку 1500-2500) за графіком повітря визначаємо коефіцієнт теплопередачі, який забезпечує запас теплопередачі приблизно 40%.

$$Re_{air} = 2500;$$

$$K = 0.042 \text{ кВт/м}^2\text{°С};$$

10. Об'єм газоохолоджувача:

$$V_{охл} = \frac{P}{K\Delta t F_o} = \frac{680}{0.042 \cdot 17.174 \cdot 409} = 2.305 \text{ м}^3;$$

де F_o – поверхня ореброваних трубок, що омивається газом, в 1м^3 газоохолоджувача (Таблиця 1).

11. Швидкість протікання газу у вузькому перерізі газоохолоджувача:

$$v_{air} = \frac{Re_t \nu}{t} = \frac{2500 \cdot 1.66 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-3}} = 8.3 \text{ м/с};$$

де $\nu = 1.66 \cdot 10^{-5} \text{ [м}^2\text{/с]}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості при середній температурі газу.

t – крок витків по довжині трубки (Таблиця 1)

12. Площа входу в газоохолоджувач:

$$F_{вх} = \frac{Q_{air} q_{air} \cdot (273.15 + t_{airM})}{F_1 v_{air} \cdot (273.15 + t''_{air})} = \frac{28 \cdot 1 \cdot (273.15 + 50.73)}{0.467 \cdot 8.3 \cdot (273.15 + 40)} = 7.471 \text{ м}^2;$$

q_{air} – кількість ходів газу

F_1 – живий переріз 1 м^2 газоохолоджувача (Таблиця 1)

t_{airM} – середня температура газу, равная:

$$t_{airM} = t''_{air} + \frac{\Delta t_{air}}{2} = 40 + \frac{21.429}{2} = 50.73\text{°С};$$

13. Кількість рядів трубок у газоохолоджувачі:

$$m = \frac{V_{охл}}{F_{вх} S_2} = \frac{2.305}{7.471 \cdot 0.032} = 9.641 \approx 9$$

де S_2 – поздовжній крок трубок у газоохолоджувачі (табл. 1)

14. За графіком визначаємо число Ейлера залежно від Рейнольдса та число радів або за допомогою цієї формули:

$$Eu = 4 \cdot mRe_t^{-0.24} = 4 \cdot 9.641 \cdot 2500^{-0.24} = 5.898$$

15. Падіння напору газу на охолоджувачі.

$$h_{air} = Eu q_{air} \frac{\rho}{g} v_{air}^2 = 5.898 \cdot 1 \cdot \frac{1.127}{9.81} 8.3^2 = 46.675 \text{ мм в. ст.};$$

Допустимим падіння напору газу можна вважати падіння напору для середніх машин і гідрогенераторів 10-20% від загального напору, що споживається на вентиляцію.

16. Кількість трубок у ряді газоохолоджувача:

$$n = \frac{n_{тр}}{m} = \frac{397.426}{9.641} = 41.223 \approx 44;$$

17. Ефективна довжина трубок газоохолоджувача:

$$l_{эф} = \frac{F_{вх}}{N S_1 n} = \frac{7.471}{2 \cdot 0.046 \cdot 41.223} = 1.97 \approx 2.2 \text{ м};$$

де S_1 – поперечний крок трубок

$N = 2$ – секцій охолоджувачі.

Якщо падіння напору на газоохолоджувачі вище допустимого, слід брати коефіцієнт теплопередачі для менших чисел Рейнольдса, враховуючи, приблизно, квадратичну залежність втрати тиску від Рейнольдса. Якщо втрата тиску нижче допустимого, слід брати коефіцієнт теплопередачі для великих значень Рейнольдса.

Уточнюються також лінійні розміри за рахунок зміни швидкості протікання води в трубках. Зробивши перший попередній розрахунок, необхідно врахувати всі проблеми, взяти коефіцієнт теплопередачі найбільш відповідних Рейнольдс і повторити розрахунок.

Попередній розрахунок газоохолоджувача вважатиметься закінченим, оскільки отримані задовільні габаритні співвідношення, які визначаються конструктивними вимогами, і теплообмін йде при максимально можливих

значеннях Рейнольдса для газу та води, що визначаються відповідними падіннями напорів, обумовленими вище.

2.2 Перевірочний розрахунок

Метою розрахунку є визначення запасу теплопередачі та дійсне падіння напорів газу та води для газоохолоджувача, габаритні розміри якого остаточно встановлені.

1. Тепловіддаюча поверхня всього охолоджувача:

$$F_{air} = f_{air} l_{\text{эф}} N n_{\text{тр}} = 0.602 \cdot 2.2 \cdot 2 \cdot 198 = 524 \text{ м}^2;$$

де $n_{\text{тр}}$ – кількість трубок охолоджувача.

2. Вузкий переріз охолоджувача:

$$S_{air} = \frac{F_1}{q_{air}} N l_{\text{эф}} (n + 0.5) S_1 = \frac{0.467}{1} \cdot 2 \cdot 2.2 \cdot (22 + 0.5) \cdot 0.046 = 2.127 \text{ м}^2;$$

де F_1 – живий переріз 1 м² газоохолоджувача

(Таблиця 1).

3. Перегрів газу в генераторі:

$$\Delta t_{air} = \frac{0.239 \cdot P}{C_p G_{air}} = \frac{0.239 \cdot 680}{0.24 \cdot 31.556} = 21.459^\circ\text{C};$$

де C_p і G_{air} ті самі, що й у попередньому (проектувальному) розрахунку.

4. Середня температура газу:

$$t_{airM} = t''_{air} + \frac{\Delta t_{air}}{2} = 40 + \frac{21.429}{2} = 50.73^\circ\text{C};$$

5. Швидкість газу у вузькому перерізі охолоджувача:

$$v_{air} = \frac{Q_{air} \cdot (273.15 + t_{airM})}{S_{air} \cdot (273.15 + t''_{air})} = \frac{28 \cdot (273.15 + 50.73)}{2.127 \cdot (273.15 + 40)} = 13.617 \text{ м/с};$$

6. Число Рейнольдса для потоку газу у вузькому розрізі

$$Re_t = \frac{v_{air} t}{\nu} = \frac{13.617 \cdot 0.005}{1.7612 \cdot 10^{-5}} = 3866$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості за середньої температури газу.

7. Критерій Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_t &= 2.8 \cdot Re^{0.46} \left(\frac{d_H}{t}\right)^{-0.6} \left(\frac{l_0}{h}\right)^{0.36} = \\ &= 2.8 \cdot 3866^{0.46} \cdot \left(\frac{0.019}{0.005}\right)^{-0.6} \cdot \left(\frac{0.785 \cdot 10^{-3}}{0.01}\right)^{0.36} = 22.468 \end{aligned}$$

де l_0 – крок петлі по зовнішньому колу трубки (табл.1)

h – висота оребрення (табл.1).

Існує вираз визначення критерію Нуссельта для трубок ВТІ-1 у простішому вигляді:

$$Nu_t = 0.503 \cdot Re^{0.46} = 0.503 \cdot 3866^{0.46} = 22.475$$

8. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu_t \lambda}{t} = \frac{22.468 \cdot 0.028}{0.005} = 125.733 \text{ Вт/м}^2\text{К};$$

де $\lambda = 0.028 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

9. Наведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \alpha_{np} &= 0.85 \cdot \alpha \left[\frac{f_{op}}{f_{air}} E + \frac{f_{air} - f_{op}}{f_{air}} \right] = \\ &= 0.85 \cdot 125.733 \cdot \left[\frac{0.578}{0.602} \cdot 0.933 + \frac{0.602 - 0.578}{0.602} \right] \\ &= 100.043 \text{ Вт/м}^2\text{К} \end{aligned}$$

де f_{op} – ребра, що припадає поверхня дротяного на один погонний метр трубки.

$$E = \frac{th(mh)}{mh} = 0.933 \quad - \quad \text{коефіцієнт,} \quad \text{що визначає} \quad \text{тепловий}$$

опір дрового оребрення.

$$mh = 2 \cdot h \sqrt{\frac{0.85 \cdot \alpha}{\lambda_m d_0}} = 2 \cdot 0.01 \sqrt{\frac{0.85 \cdot 125.733}{394 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3}}} = 0.466$$

h – висота оребрення (Таблиця 1)

$\lambda_m = 394 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу дровяного

оребрення. Для трубок – це мідь.

d_0 – діаметр дроту оребрення (Таблиця 1).

10. Загальна прохідна площа перерізу трубок (вода):

$$F_{water} = f_{water} N n_{тр} = 2.27 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 198 = 0.09 \text{ м}^2;$$

де f_w – прохідний переріз однієї трубки (Таблиця 1);

11. Швидкість води у трубках:

$$v_w = \frac{Q_{water} q_{water}}{3600 \cdot F_{water}} = \frac{28 \cdot 8}{3600 \cdot 0.09} = 3.362 \text{ м/с};$$

12. Падіння напору води в охолоджувачі:

$$h_{water} = \left(0.03 \cdot \frac{l}{d_{вн}} + 2.5\right) \frac{v_{water}^2}{2 \cdot g} q_{water} = \left(0.03 \cdot \frac{2.24}{0.017} + 2.5\right) \cdot \frac{3.362^2}{2} \cdot 8 = 29.741 \text{ мм в. ст.};$$

13. Перегрівання води в охолоджувачі:

$$\Delta t_{water} = \frac{0.86 \cdot P}{Q_{water}} = \frac{0.86 \cdot 680}{136} = 4.3^\circ\text{C};$$

14. Середня температура води:

$$t_{waterM} = t_{water} + \frac{\Delta t_{water}}{2} = 30 + \frac{4.3}{2} = 32.15^\circ\text{C}$$

15. Число Рейнольдса для води:

$$Re_{water} = \frac{v_{water} d_{BH}}{\nu_{water}} = \frac{3.362 \cdot 0.017}{7.618 \cdot 10^{-7}} = 75030$$

де $\nu_{water} = 7.618 \cdot 10^{-7} \text{ [м}^2\text{/с]}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості для води за середньої температури.

16. Коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої сторони трубок газоохолоджувача:

$$\alpha_{BH} = 0.023 \cdot Re_{water}^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda_{water}}{d_{BH}} = 0.023 \cdot 75030^{0.8} \cdot 5.11^{0.4} \cdot \frac{0.615}{0.017} = 12700 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

де Re_{water} – число Рейнольдса для води;

$Pr = 5.11$ – число Прандтля для води за середньої температури.

$\lambda_{water} = 0.615 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$ – коефіцієнт теплопровідності води за середньої температури.

17. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{BH}} \frac{f_{air}}{f_{OM}} + \frac{1}{\alpha_{пр}}} = \frac{1}{\frac{1}{12700} \cdot \frac{0.602}{0.054} + \frac{1}{100.043}} = 91.898 \text{ Вт/м}^2\text{К};$$

де f_{OM} – внутрішня поверхня трубки, що омивається водою на одному погонному метрі.

18. Середня логарифмічна різниця температур при протитечії:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{air} - \Delta t_{water}}{2.3 \cdot \lg \left(1 + \frac{\Delta t_{air} - \Delta t_{water}}{t''_{air} - t'_{water}} \right)} = \frac{21.459 - 4.3}{2.3 \cdot \lg \left(1 + \frac{21.459 - 4.3}{40 - 30} \right)} = 17.193^\circ\text{C};$$

19. Теплове навантаження охолоджувача:

$$K_I = \frac{P \cdot 10^3}{F_a \Delta t} = \frac{680 \cdot 10^3}{524.462 \cdot 17.193} = 75.411 \text{ Вт/м}^2\text{К};$$

20. Запас теплопередачі:

$$M = \frac{K - K_I}{K} \cdot 100 = \frac{91.898 - 75.411}{91.898} \cdot 100 = 17.9\%$$

Запас теплопередачі має лежати у межах 15-30%.

21. Критерій Ейлера для потоку газу:

$$\begin{aligned} Eu &= 1.6 \cdot m Re^{-0.24} \left(\frac{l_0}{t}\right)^{-0.365} \left(\frac{h}{t}\right)^{0.15} \left(\frac{d_H}{t}\right)^{0.1} = \\ &= 1.6 \cdot 9 \cdot 3866^{-0.24} \cdot \left(\frac{0.785 \cdot 10^{-3}}{0.005}\right)^{-0.365} \cdot \left(\frac{0.01}{0.005}\right)^{0.15} \cdot \left(\frac{0.019}{0.005}\right)^{0.1} \\ &== 4.944 \end{aligned}$$

Вираз, що визначає критерій Ейлера, існує у простішому вигляді для трубок типу ВТІ-1:

$$Eu = 4 \cdot m Re^{-0.24} = 4 \cdot 9 \cdot 3866^{-0.24} = 4.959$$

22. Падіння напору газу:

$$h_{air} = \frac{\rho}{g} Eu q_{air} v_{air}^2 = \frac{1.14}{9.81} \cdot 4.944 \cdot 1 \cdot 13.67^2 = 106.524 \text{ мм в. ст.}$$

де ρ – щільність газу за середньої температури.

Тепловий розрахунок можна вважати закінченим.

3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Мета цього розрахунку теплообмінника полягає у визначенні витрат механічної енергії на переміщення теплоносіїв в апараті. При гідравлічному розрахунку теплообмінника необхідно враховувати опір тертя, місцеві опори та тепловий опір. Останній опір обумовлений прискоренням потоку внаслідок зміни об'єму теплоносія при постійному перерізі каналу, що пов'язано зі зміною температури.

Необхідні витрати потужності на підтримку руху теплоносіїв визначаються їхніми масовими витратами, теплофізичними властивостями та особливостями конструкції охолоджувача повітря. Енергія, набута потоком повітря з допомогою роботи компресора і передана воді насосом, витрачається на подолання сил опору, зумовлених в'язкістю. Частина механічної енергії потоків дисипує (розсіюється), перетворюючись на теплоту тертя. Ця теплота еквівалентна виконуваний проти сил тертя роботі, яка пропорційна втратам тиску. Незважаючи на загальну причину (в'язкість), втрати тиску поділяють на два види: втрати на тертя Δp_t та втрати на подолання місцевих опорів Δp_m . Втрати на тертя відіграють головну роль при впорядкованому русі середовища вздовж твердої поверхні, наприклад, у каналах, і зумовлені молекулярним та турбулентним обміном кількостями руху між шарами рідини або газу. Місцеві втрати виникають при порушенні впорядкованої течії, відриві потоку від стінок, вихроутворенні та інтенсивному турбулентному перемішуванні в місцях різкої зміни меж течії. Ці явища посилюють обмін кількістю руху між частинками середовища, що рухається, інтенсифікуючи процес дисипації механічної енергії.

3.1 Гідравлічні втрати для води

Міцеві втрати.

Розрахунок проводиться на одній секції охолоджувача, оскільки вони ідентичні. Секції прокачуються одночасно, тому отримані втрати тиску необхідно подвоїти.

Площі перерізів внутрішніх каналів охолоджувача:

-Колектор	$F_k = 0.01 \text{ м}^2$
-Кришки (1 хід)	$F_{кр} = 0.074 \text{ м}^2$
-Трубка	$F_{тр} = 5.675 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$

По ходу руху теплоносія (Рисунок 4) визначаємо кількість та тип місцевих втрат:

- 1) Поворот 90° (трійник);
- 2) Поворот 90° ;
- 3) Розширення на виході з колектора;
- 4) Вхід у трубний пучок (різке звуження);
- 5) Вихід із трубного пучка (різке розширення);
- 6) Поворот 180° ;
- 7) Вхід у трубний пучок (різке звуження);
- 8) Вихід із трубного пучка (різке розширення);
- 9) Поворот 180° ;
- 10) Вхід у трубний пучок (різке звуження);
- 11) Вихід із трубного пучка (різке розширення);
- 12) Поворот 180° ;
- 13) Вхід у трубний пучок (різке звуження);
- 14) Вихід із трубного пучка (різке розширення);
- 15) Звуження на вході в колектор;
- 16) Поворот 90° ;

17) Поворот 90° (трійник).

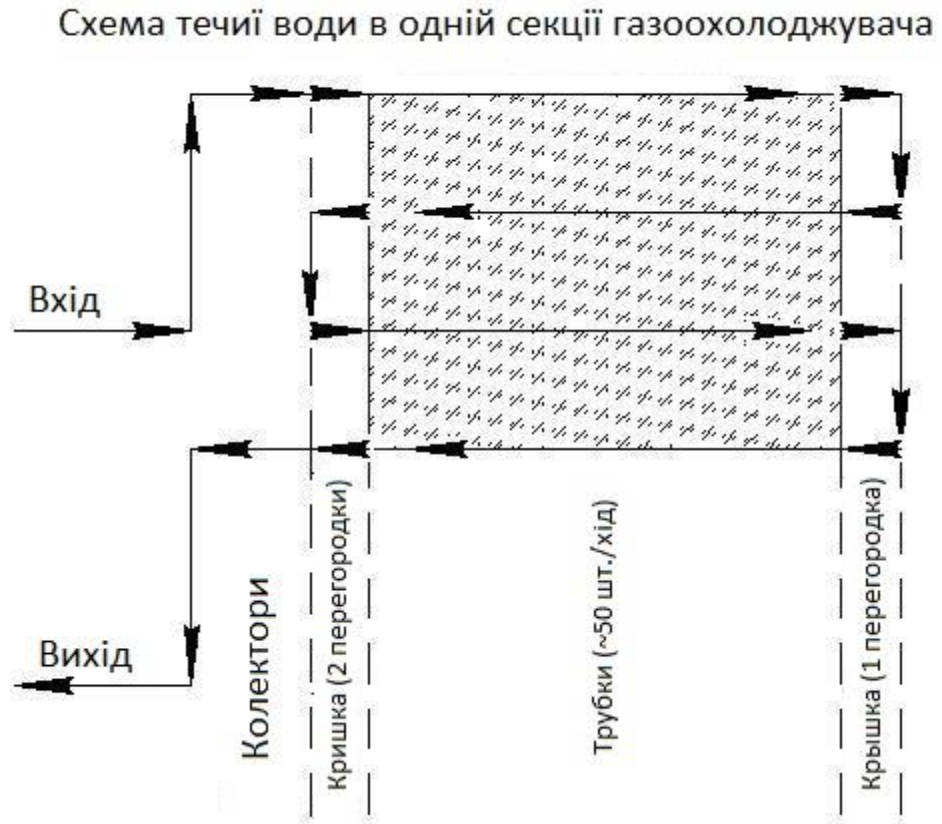


Рисунок 3.1 – Схема течії води в секції газоохолоджувача



Рисунок 3.2 – Спрощена модель спроектованого газоохолоджувача (розріз)

по каналу, що відводить)

Визначаємо значення коефіцієнта опору виходячи з виду місцевих втрат:

- Поворот 90° (4 рази):

$$\xi_m = 6$$

- Поворот 180° (3 рази):

$$\xi_m = 1.23$$

- Розширення на виході з колектора:

$$\xi_m = \left(1 - \frac{F_k}{F_{кр}}\right)^2 = \left(1 - \frac{0.01}{0.0742}\right)^2 = 0.76025$$

- Звуження на вході в колектор:

$$\xi_m = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_k}{F_{кр}}\right)^{\frac{3}{4}} = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{0.01}{0.0742}\right)^{\frac{3}{4}} = 0.452$$

- Вхід у трубний пучок (різке звуження) (4 рази):

$$\xi_m = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{тр}}{F_{кр}}\right)^{\frac{3}{4}} = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{5.675 \cdot 10^{-5}}{0.0742}\right)^{\frac{3}{4}} = 0.4997$$

- Вихід із трубного пучка (різке розширення) (4 рази):

$$\xi_m = \left(1 - \frac{F_{тр}}{F_{кр}}\right)^2 = \left(1 - \frac{5.675 \cdot 10^{-5}}{0.0742}\right)^2 = 0.998$$

Визначаємо сумарні опори із кількості місцевих втрат:

$$\xi_{сум} = \sum \xi_m N = 13.294 \cdot 2 = 26.588$$

де N – кількість секцій охолоджувача.

Тоді втрата тиску становитиме:

$$\Delta P_{мест} = \xi_{сум} \frac{\rho v^2}{2} = 26.588 \frac{997.3 \cdot 3.362}{2} = 149858 \text{ Па}$$

Опір тертя.

Опір тертя під час руху теплоносія в каналах ΔP_T , Па, визначається за формулою з методики теплового розрахунку охолоджувача:

$$h_{water} = \left(0.03 \cdot \frac{l}{d_{BH}} + 2.5\right) \frac{v_{water}^2}{2 \cdot g} q_{water} = \left(0.03 \cdot \frac{2.24}{0.017} + 2.5\right) \cdot \frac{3.362^2}{2} \cdot 8 = 29.741 \text{ мм в. ст.};$$

$$\Delta P_{тр} = \rho_{water} g h_{water} = 980 \cdot 9.81 \cdot 0.029741 = 285.9 \text{ Па}$$

Тепловий опір.

Тепловий опір $\Delta P_{тепл}$, Па, можна підрахувати як подвоєну різницю швидкісних напорів наприкінці та на початку каналу:

$$\Delta P_{тепл} = 2 \cdot \left(\frac{\rho_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 v_1^2}{2}\right) = 2 \cdot \left(\frac{998.3 \cdot 3.362^2}{2} - \frac{996.3 \cdot 3.362^2}{2}\right) = 22.6 \text{ Па}$$

де ρ – густина, кг/м³; v – середня швидкість течії, м/с.

Загальна втрата тиску води визначається як сума всіх видів опору:

$$\Delta P_{water} = \Delta P_M + \Delta P_T + \Delta P_{тр} = 150167 \text{ Па}$$

Потужність, необхідна для прокачування води теплообмінником:

$$N = \frac{\Delta P_{water} G}{1000 \cdot \rho \eta} = \frac{150167 \cdot 37.6}{1000 \cdot 997.3 \cdot 0.6} = 9.45 \text{ кВт}$$

де $G = 37.6$ кг/с и ρ – масова витрата та середня щільність теплоносія;

η – ККД пристрою (насоса) для переміщення теплоносія ($\eta = 0,4 \div 0,6$).

3.2 Гідравлічні втрати для повітря

У вищезгаданій методиці теплового розрахунку наводиться загальна формула для розрахунку падіння напору газу при проході через охолоджувач з шаховим розташуванням трубок і з дротяним оребренням:

$$h_{air} = \frac{\rho}{g} E u q_{air} v_{air}^2 = \frac{1.14}{9.81} \cdot 4.944 \cdot 1 \cdot 13.67^2 = 106.524 \text{ мм в. ст.}$$

тоді

$$\Delta P_{air} = \rho_{water} g h_{air} = 980 \cdot 9.81 \cdot 0.106524 = 1024 \text{ Па}$$

де $\rho_{water} = 980 \text{ кг/м}^3$ – густина води за нормальних умов.

4 МІЦНІСНИЙ РОЗРАХУНОК

4.1 Розрахунок фланцевих з'єднань

Розрахунок виконують при попередньому виборі розмірів для перевірки міцності з'єднань.

Розрахунок проводиться для фланців, що не контактують.

Вихідні дані:

Робочий тиск середовища	$P = 0.588 \text{ МПа};$
Середній діаметр прокладки	$D_{\text{с.пр.}} = 157.5 \text{ мм};$
Середній діаметр труби у перерізі АВ	$D_1 = 117.12 \text{ мм};$
Зовнішній та внутрішній діаметр фланця	$D = 110 \text{ мм};$ $D_{\text{н}} = 205 \text{ мм};$
Відстань від центру перерізу АВ до осі болта	$l_1 = 17.5 \text{ мм};$
Середній радіус труби	$r_{\text{тр}} = 57.5 \text{ мм};$
Кількість болтів	$z = 4;$
Товщина труби у перерізі АВ	$S_1 = 14.24 \text{ мм};$
Товщина труби	$S = 10 \text{ мм};$
Ширина прокладки	$Q = 47.5 \text{ мм};$
Діаметр до болта	$D_{\text{б}} = 170 \text{ мм};$
Коефіцієнт затягування (м'які прокладки)	$k = 2;$
Товщина фланців	$h = 35 \text{ мм}.$
Матеріал труб та фланців	Сталь Ст3сп

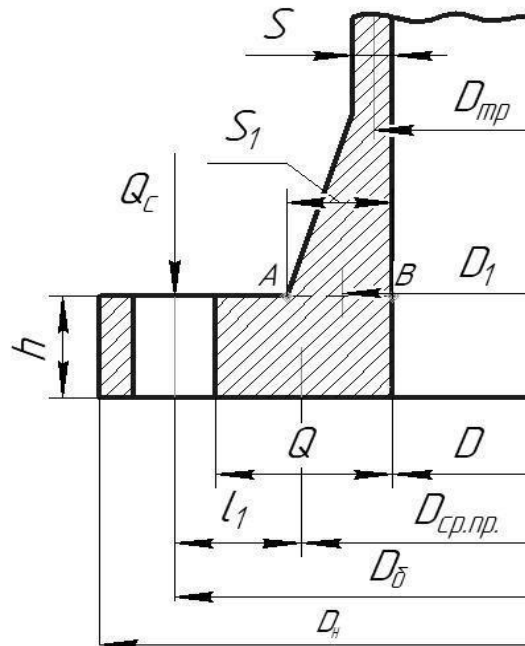


Рисунок 4.1 – Схема фланця

Порядок розрахунку:

1. Розрахункове зусилля, що діє на болти, визначаємо за формулою:

$$Q_c = k \frac{\pi D_{\text{ср.пр.}}^2}{4} P = 2 \cdot \frac{3.14 \cdot 157.5^2}{4} \cdot 0.588 = 22912 \text{ Н}$$

2. Умова міцності фланцевих болтів:

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q_c}{z \pi d_1^2} \leq 0.6 \cdot \sigma_T \rightarrow 135 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 22912}{4 \cdot 3.14 \cdot 16^2} = 28.5 \text{ МПа}$$

де $d_1 = 16$ [мм] – внутрішній діаметр різьблення болта;

$\sigma_T = 225$ [МПа] – межа плинності матеріалу болта з урахуванням робочої температури.

3. Згинальний момент у цьому перерізі (на одиницю довжини):

$$M_1 = \eta \frac{Q_c l_1}{\pi D_1} = 0.29 \cdot \frac{22912 \cdot 17.5}{3.14 \cdot 117.12} = 315.8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

де η – коефіцієнт, який враховує, що частина моменту сприймається поворотною деформацією фланця.

Визначаємо значення η за наближеною формулою:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0.82 \cdot \left(\frac{h}{S_{\text{cp}}}\right)^3 \sqrt{\frac{S_{\text{cp}}}{r_{\text{тр}}}} \lg \frac{D_{\text{н}}}{D}} = \frac{1}{1 + 0.82 \cdot \left(\frac{35}{12.12}\right)^3 \cdot \sqrt{\frac{12.12}{57.5}} \cdot \lg \frac{205}{110}} = 0.29$$

де S_c – середня товщина труби на конічній ділянці:

$$S_{\text{cp}} = \frac{1}{2} \cdot (S_1 + S) = \frac{1}{2} \cdot (14.24 + 10) = 12.12 \text{ мм}$$

4. Напряга вигину в небезпечному перерізі фланця (перетин АВ):

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{6 \cdot M_1}{S_1^2} \leq 0.6 \cdot \sigma_{\text{в}} \rightarrow 223.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{6 \cdot 315.8}{14.24^2} = 9.3 \text{ МПа}$$

де $\sigma_{\text{в}} = 372$ [МПа] – межа міцності матеріалу фланця (за високої температури під $\sigma_{\text{в}}$ слід розуміти межу тривалої міцності).

5. У з'єднаннях з фланцями, що не контактують, ущільнення створюється стисненням прокладки фланцевими болтами.

Зусилля ущільнення, необхідне герметичності стику. Це зусилля на прокладку має залишатися на стику в робочих умовах для забезпечення герметичності.

Зусилля ущільнення для герметичності стику визначають за формулою:

$$P_{\text{ущ}} = \pi D_{\text{с.пр}} Q q_0 = 3.14 \cdot 157.5 \cdot 47.5 \cdot 0.706 = 16584 \text{ Па}$$

де $q_0 = mP = 1.2 \cdot 0.588 = 0.706$ [МПа] – тиск на контактних поверхнях прокладки;

$m = 1.2$ – коефіцієнт прокладки.

6. Зусилля обтиснення та допустимий тиск для прокладання. Для забезпечення герметичності стику прокладка повинна бути попередньо обтиснута під певним тиском (для усунення не щільності прилягання).

Необхідне зусилля обтиснення:

$$P_{\text{обт}} = \pi D_{\text{с.пр.}} Q q_{\text{обт}} = 3.14 \cdot 157.5 \cdot 47.5 \cdot 35 = 822606 \text{ Па}$$

де $q_{\text{обт}} = 35$ [МПа] – тиск на прокладку для її обтиснення.

Однак при дуже великому тиску на прокладку можливе її розплющування, утворення тріщин тощо.

Тиск на прокладку має бути меншим від допустимого $[q] = 180$ [МПа].

4.2 Розрахунок трубок

Визначення допустимої товщини стінки та порівняння з прийнятою в розрахунках:

$[\sigma]_{\text{в}}$ – межа міцності для алюмінію, $[\sigma]_{\text{в}} = 130$ МПа.

$[\sigma]_{\text{т}}$ – межа текучості для алюмінію, $[\sigma]_{\text{т}} = 80$ МПа.

Допустиму товщину стінки визначаємо за формулою:

$$[\delta] = \frac{P_{\text{вн}} \cdot d_1}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{в}} - P_{\text{вн}}}$$

де

$$P_{\text{вн}} = 6 \left[\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right] = 588000 \text{ [Па]}$$

– внутрішній тиск у трубці,

$\varphi = 1$ – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва,

$d_1 = 0.017$ [м] – внутрішній діаметр трубки.

$$[\delta] = \frac{5,88 \cdot 10^5 \cdot 0,017}{2 \cdot 1 \cdot [130 \cdot 10^6] - 5,88 \cdot 10^5} = 0.000039 \text{ м}$$

$\delta > [\delta]$, що задовольняє вимогам міцності.

Визначення максимально можливого робочого тиску:

$$P_{max}^{раб} = \frac{2 * \varphi * [\sigma]_T * \delta}{d_1 + \delta},$$

$$P_{max}^{раб} = \frac{2 * 1 * [80 * 10^6] * 0,001}{0,017 + 0,001} = 8,88(8) \text{ МПа.}$$

де $\delta = 0.001$ [м] – товщина стінки труби.

Визначення максимально допустимого короточасного гідравлічного тиску:

$$P_{max}^{гидр} = \frac{2 * \varphi * [\sigma]_B * \delta}{d_1 + \delta},$$

$$P_{max}^{гидр} = \frac{2 * 1 * [130 * 10^6] * 0,001}{0,017 + 0,001} = 14,44(4) \text{ МПа.}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = \frac{P_{max}^{раб}}{P_{BH}},$$

$$K = \frac{8888888}{588000} = 15,12.$$

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5 РОЗРАХУНОК СОБІВАРТОСТІ ТА ЦІНИ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

У цьому розділі зробимо розрахунок собівартості та ціни основних складових проєктованого теплообмінного апарату, які підбираються в дипломній роботі.

Собівартість продукції – це виражені у грошовій формі витрати підприємства на її випуск та реалізацію. Собівартість є одним із найважливіших узагальнюючих показників діяльності підприємства, який відображає ефективність використання трудових, матеріальних та фінансових ресурсів.

У процесі виробництва теплообмінного апарату споживається багато найменувань матеріалів, напівфабрикатів, комплектуючих виробів; застосовується праця різних категорій працюючих. Для планування, обліку та аналізу собівартості ці різноманітні витрати класифікуються у грошовій формі.

Залежно від виробничого призначення витрати поділяються за економічними елементами та статтями калькуляції. При класифікації витрат за економічним елементом в них включаються витрати однорідного призначення: матеріальні витрати, витрати на оплату праці, амортизація та ін. За статтями калькуляції за такою класифікацією проводиться калькуляція собівартості одиниці виробленої продукції і складається кошторис витрат на її виробництво.

При розрахунку собівартості продукції проводяться розрахунки кошторису витрат на виробництво підприємства за статтею калькуляційних витрат виробу, які групуються у такий спосіб:

- 1) основні матеріали, покупних комплектуючих виробів та напівфабрикатів;

- 2) поворотні відходи;
- 3) основна заробітна плата робітників виробництва;
- 4) додаткова заробітна плата робітників виробництва;
- 5) відрахування на соціальне страхування;
- 6) витрати на утримання та експлуатацію обладнання;
- 7) цехові витрати;
- 8) відшкодування зношення інструментів та пристроїв цехового призначення;
- 9) витрати на освоєння виробництва нових видів виробу;
- 10) загальнозаводські витрати;
- 11) відрахування до фонду зайнятості;
- 12) відрахування на медичне страхування;
- 13) позавиробничі витрати.

Кошторис витрат на виробництво відображає всі витрати підприємства і складається у двох розділах: за експлуатаційними елементами та за калькуляційними статтями витрат. Кошторис витрат за експлуатаційними елементами застосовується для взаємозв'язку бюджету підприємства з бюджетом вищих інстанцій.

Розрахунок провадиться за переліченими вище статтями калькуляції.

Вартість основних матеріалів, покупних виробів та напівфабрикатів, з яких виготовлений теплообмінний апарат – Таблиця 5.2.

Поворотні відходи – відсутні.

Таблиця 5.1 – Кількість робочих

Кількість робочих	
Слюсар-складальник	4
Зварювальник	1
Кранівник	1

Основна заробітна плата основних робітників:

$$\text{ОЗП} = T \cdot e,$$

де T – трудомісткість. При монтажі обладнання задіяно 2 робочих протягом 1 робочого дня – 16 нормо-годин.

e – середня годинна ставка на відрядні або погодинні роботи з виготовлення виробу, грн/нормо-год.

$$e = R \cdot K_T,$$

де R – вартість однієї нормо-години, $R = 25$ грн;

K_T – коефіцієнт, що залежить від кваліфікації робітника. $K_T = 1,5$;

$$\text{ОЗП} = 16 \cdot (25 \cdot 1,5) = 3600 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.2 – Розрахунок вартості матеріалів газоохолоджувача

Вартість основних матеріалів газоохолоджувача						
№	Найменування	Матеріал	Кількість	Маса одиниці, кг	Ціна, грн/кг	Вартість, грн
1	Трубка	алюміній а1	216 шт/секція	0,343	180	26671,68
2	Дріт	мідь м1	–	1,219	290,5	152979,624
3	Трубна дошка	сталь 3	2 шт/секція	59,9	25	5990
4	Кришки	сталь 3	2 шт/секція	82	25	8200
5	Колектор	сталь 3	2 шт	30,3	32	1939,2
6	Рама	сталь 3	2 шт/секція	59,2	25	5920
7	Кріплення (Болти / гайки / шайби)	сталь 3	до 200 шт	0,065	120	1560
Разом:						203260,504

Таблиця 5.3 – Вихідні дані

Вихідні дані	
Найменування	Величина
Трудомісткість, годин	16
Середня ставка робочих, грн/год	25
Середній коефіцієнт кваліфікації робітників	1,5
Доплат	0,25
Норматив соц. відрахувань	0,22
Коефіцієнт витрати на освоєння виробництва	0,05
Коефіцієнт загальних витрат	1,15
Коефіцієнт адміністративних витрат	0,5
Коефіцієнт витрат на збут	0,03
Коефіцієнт прибутку	0,18
ПДВ	0,2

Додаткова заробітна плата основних робітників:

$$\text{ДЗП} = \text{ОЗП} \cdot (\text{к}/100)$$

де к – коефіцієнт, що враховує годинні, денні, місячні доплати, приймаємо $\text{к} = 25\%$.

$$\text{ДЗП} = 3600 \cdot (25/100) = 900 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальні заходи:

$$\text{ВСЗ} = (\text{ОЗП} + \text{ДЗП}) \cdot \text{Н}/100,$$

де Н – норматив обов'язкових відрахувань на соціальні заходи,

$$\text{Н} = 22\% \text{ (53 клас професійного ризику),}$$

$$\text{ВСЗ} = (3600 + 900) \cdot 22/100 = 142,56 \text{ грн.}$$

Витрати на підготовку та освоєння виробництва нових видів виробу:

Витрати на підготовку та освоєння випуску продукції, не призначені для серійного чи масового виробництва, витрати, пов'язані з налагодженням

обладнання:

$$\text{ВОВ} = (\text{ОМ} + \text{ОЗП}) \cdot 5/100,$$

Визначаються у відсотковому відношенні від суми статей 1,3, множачи на 5%.

$$\text{ВОВ} = (203260,504 + 3600) \cdot 5/100 = 10343,02 \text{ грн.}$$

загальновиробничі витрати:

Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальновиробничого призначення:

Приймаються у відсотковому відношенні від ОЗП – 115%

$$\text{ЗВ} = \text{ОЗП} \cdot 115/100$$

$$\text{ЗВ} = 3600 \cdot 115/100 = 4140 \text{ грн.}$$

Виробнича собівартість складає суму всіх статей і дорівнює:

$$\text{ВС} = \text{ОМ} + \text{ОЗП} + \text{ДЗП} + \text{ВСЗ} + \text{ВОВ} + \text{ОВ},$$

$$\text{ПС} = 203260,5 + 3600 + 900 + 990 + 10343 + 4140 = 223233,5 \text{ грн.}$$

Адміністративні витрати:

Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальнозаводського призначення:

$$\text{АВ} = \text{ОЗП} \cdot 50/100,$$

Приймаються у відсотковому відношенні від ОЗП – 50%

$$\text{АВ} = 3600 \cdot 50/100 = 1800 \text{ грн.}$$

Витрати на збут:

Витрати збут становлять 3% від виробничої собівартості:

$$\text{ВЗ} = \text{ПС} \cdot 3/100$$

$$\text{ВЗ} = 223233,5 \cdot 3/100 = 6697 \text{ грн.}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу. Результати розрахунку занесемо до таблиці 10.2. Статті калькуляції повної собівартості:

Повна собівартість виробу:

$$\text{ПСВ} = \text{ВС} + \text{АВ} + \text{ВЗ}$$

$$\text{ПСВ} = 223233,5 + 1800 + 6697 = 231730,53 \text{ грн.}$$

Повна собівартість та прибуток (18%):

$$\text{П} = \text{ПСВ} + \text{ПСВ} \cdot 18/100;$$

$$\text{П} = 231730,53 + 231730,53 \cdot 18/100 = 273442,03 \text{ грн.}$$

ПДВ беремо 20%:

$$\text{ПДВ} = \text{П} \cdot 20/100$$

$$\text{ПДВ} = 273442,03 \cdot 20/100 = 54688,4 \text{ грн.}$$

Ціна з урахуванням ПДВ:

$$\text{Ц} = \text{ПДВ} + \text{ОЦТ}$$

$$\text{Ц} = 54688,4 + 273442,03 = 328130,43 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.4 – Таблиця результатів

Остаточний результат		
1	Матеріали, покупні вироби	203260,504
2	Основна заробітна плата	3600
3	Додаткова заробітна плата	900
4	Соціальні відрахування	990
5	Витрати на освоєння виробництва	10343,0252
6	Загальновиробничі витрати	4140
7	Виробнича собівартість	223233,5292
8	Адміністративні витрати	1800
9	Витрати на збут	6697,005876
10	Повна собівартість охолоджувача	231730,5351
11	Оптова ціна	273442,0314
12	ПДВ	54688,40628
13	Ціна охолоджувача	328130,4377

ЧАСТИНА БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

6 ОЦІНКА ОБСТАНОВКИ ПРИ АВАРІЯХ

6.1 Викиди хімічних речовин

Відповідно до Міжнародного Реєстру в світі використовується у промисловості, сільському господарстві і побуті близько 6 млн токсичних речовин, 60 тис. з яких виробляються у великих кількостях, зокрема понад 500 речовин, які належать до групи сильнодіючих отруйних речовин (СДОР) – найбільш токсичних для людей.

Об'єкти господарювання, на яких використовуються СДОР, є потенційними джерелами техногенної небезпеки. Це так звані хімічно небезпечні об'єкти (ХНО). При аваріях або зруйнуванні цих об'єктів можуть виникати масові ураження людей, тварин і сільськогосподарських рослин СДОР.

Вихідними даними для оцінки аварій, що супроводжуються викидом хімічних речовин є:

- назва СДОР – хлор;
- ступень вертикальної стійкості повітря – конвекція;
- відстань від об'єкта до джерела зараження – $L = 30$ км;
- кількість викинутої СДОР – $Q_0 = 200$ т;
- швидкість вітру – $V = 7$ м/с;
- час після аварії – $N = 4$ год;
- температура повітря – $T = +30^\circ\text{C}$;
- товщина шару СДОР при вільному розливі – $h = 0.05$ м.

Мета розрахунку – визначення глибин зон і площ можливого зараження первинною та вторинною хмарами з сильнодіючих отруйних речовин (СДОР); час її підходу до заданого об'єкту; можливі втрати робітників і службовців на цьому об'єкті у разі їхнього перебування на відкритій місцевості і у простих сховищах та припустимий час перебування людей у засобах індивідуального захисту шкіри. Розрахунок виконується за методикою, що наведено у [6].

Еквівалентна кількість речовини у первинній хмарі визначається за формулою:

$$Q_{E1} = K_1 \cdot K_3 \cdot K_5 \cdot K_7 \cdot Q_0 = 0,27 \cdot 0,036 \cdot 0,08 \cdot 1 \cdot 200 = 0,156 \text{ т},$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від умов зберігання СДОР, $K_1 = 0,27$;

K_3 – порогова токсодоза хлору, $K_3 = 0,036$;

K_5 – коефіцієнт, який враховує ступінь вертикальної стійкості повітря, $K_5 = 0,08$;

K_7 – коефіцієнт, який враховує вплив температури, $K_7 = 1$.

Визначаємо 2 найближчі стандартні значення так, щоб $Q_{E11} < Q_{E1}$, $Q_{E12} > Q_{E1}$.

$$Q_{E11} = 0,1 \text{ т та } Q_{E12} = 0,5 \text{ т}.$$

Враховуючи, що $V = 7$ м/с, знаходимо значення глибини зон первинних хмар $\Gamma_{11} = 0,45$ км та $\Gamma_{12} = 1$ км.

Глибина зони первинної хмари визначається за формулою:

$$\Gamma_1 = \Gamma_{11} + \frac{\Gamma_{12} - \Gamma_{11}}{Q_{E12} - Q_{E11}} \cdot (Q_{E1X} - Q_{E11}) = 0,45 + \frac{1 - 0,45}{0,5 - 0,1} \cdot (0,156 - 0,1) = 0,526 \text{ км}.$$

Еквівалентна кількість речовини у вторинній хмарі визначається за формулою:

$$\begin{aligned} Q_{E2} &= (1 - K_1) \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot \frac{Q_0}{h \cdot d} = \\ &= (1 - 0,27) \cdot 0,042 \cdot 0,036 \cdot 3 \cdot 0,08 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot \frac{200}{0,05 \cdot 0,964} = 0,509 \text{ т}, \end{aligned}$$

де K_2 – коефіцієнт, який залежить від фізико-хімічних властивостей СДОР, $K_2 = 0,042$;

K_4 – коефіцієнт, який враховує швидкість вітру [6], $K_4 = 3$;

K_6 – коефіцієнт, який залежить від часу, що минув після початку аварії і тривалості випаровування речовини, $K_6 = 0,46$.

Визначаємо 2 найближчі стандартні значення так, щоб $Q_{E21} < Q_{E2}$, $Q_{E22} > Q_{E2}$.

$$Q_{E21} = 0,5 \text{ т та } Q_{E22} = 1 \text{ т}.$$

Враховуючи, що $V = 7$ м/с, знаходимо значення глибини зон вторинних хмар $\Gamma_{21} = 1$ км та $\Gamma_{12} = 1,42$ км.

Глибина зони вторинної хмари визначається за формулою:

$$\Gamma_2 = \Gamma_{21} + \frac{\Gamma_{22} - \Gamma_{21}}{Q_{E22} - Q_{E21}} \cdot (Q_{E2} - Q_{E21}) = 1 + \frac{1,42 - 1}{1 - 0,5} \cdot (0,509 - 0,5) = 1,008 \text{ км.}$$

Повна глибина зони зараження, визначається за формулою:

$$\Gamma_{\Pi} = \Gamma_2 + 0,5 \cdot \Gamma_1 = 1,008 + 0,5 \cdot 0,562 = 1,27 \text{ км.}$$

Максимально можливим значенням глибини перенесення повітряних мас:

$$\Gamma_{\text{пр}} = N \cdot U = 4 \cdot 28 = 112 \text{ км,}$$

де $U = 28$ км/год – швидкість перенесення переднього фронту зараженого повітря при даній швидкості.

За розрахункову глибину зони зараження приймається 1,27 км, як менше значення з глибин $\Gamma_{\text{пр}}$ і Γ_{Π} . Визначення площі зони можливого зараження первинною (вторинною) хмарою СДОР:

$$S_M = 8,72 \cdot 10^{-3} \cdot (\Gamma_i)^2 \cdot \varphi = 8,72 \cdot 10^{-3} \cdot (1,27)^2 \cdot 45 = 0,499 \text{ км}^2.$$

де φ - кутові розміри зони можливого зараження [6], $\varphi = 45^\circ$.

Визначення площі зони фактичного зараження:

$$S_{\varphi} = K_8 \cdot (\Gamma_i)^2 \cdot N^{0,2} = 0,235 \cdot (1,27)^2 \cdot 4^{0,2} = 0,501 \text{ км}^2.$$

де K_8 – коефіцієнт, що залежить від ступеня вертикальної стійкості повітря [6],

$$K_8 = 0,235.$$

Визначення часу надходження хмари СДОР до заданого об'єкта:

$$t = l / U = 30 / 28 = 1,07 \text{ год.}$$

Визначення площу розливу СДОР, його радіусу та максимальної ширини зони розливу:

$$S_p = \frac{Q_0}{h \cdot d} = \frac{200}{0,05 \cdot 0,964} = 4149 \text{ м.}$$

$$r_p = \sqrt{\frac{S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4149}{\pi}} = 36,35 \text{ м.}$$

$$b = \frac{S_{\varphi}}{\Gamma_{\Pi} \cdot \pi} = \frac{0,501}{1,27 \cdot \pi} = 0,126 \text{ км.}$$

Зазначені розміри зон показані на рис. 1.

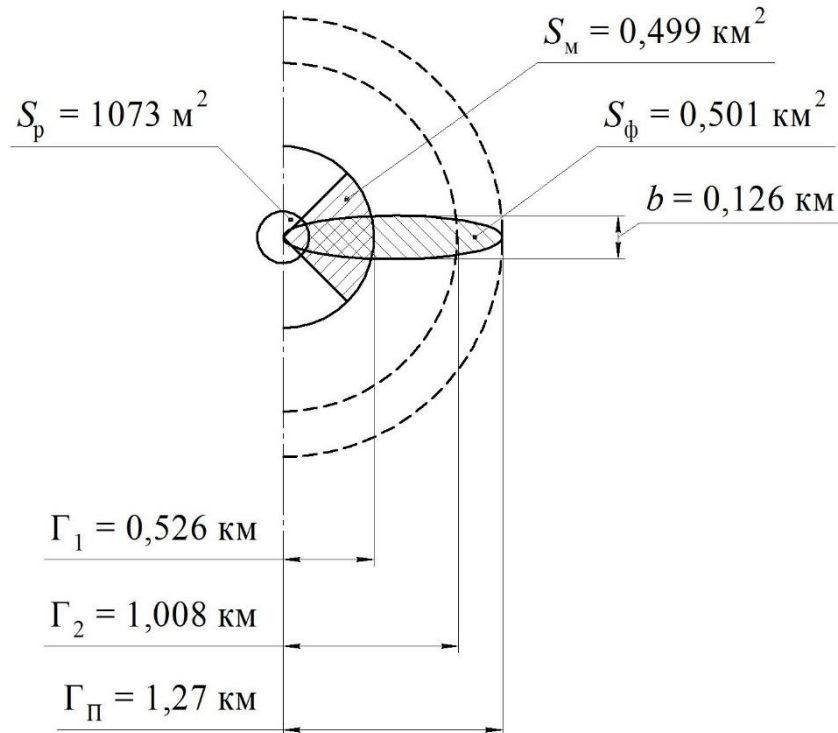


Рисунок 6.1 – Схема зон хімічного зараження

6.2 Радіаційно небезпечні об'єкти

Об'єкти, на яких використовуються, виготовляються, переробляються, зберігаються або транспортуються небезпечні радіоактивні, хімічні та біологічні речовини, пожежовибухові, гідротехнічні і транспортні споруди, транспортні засоби, а також інші об'єкти, що створюють загрозу виникнення НС є потенційно небезпечними об'єктами.

Особливу небезпеку для людей і навколишнього середовища становлять радіаційно небезпечні об'єкти (РНО).

До РНО належать: атомні електростанції (АЕС), підприємства з виготовлення і переробки ядерного палива, підприємства захоронення радіоактивних відходів, науково-дослідні організації, які працюють з ядерними реакторами; ядерні енергетичні установки на об'єктах транспорту та ін.

В Україні діють 5 атомних електростанцій з 16 енергетичними ядерними реакторами, 2 дослідних ядерних реактори та більше 8 тис. підприємств і організацій, які використовують у виробництві, науково-дослідній роботі та

медичній практиці різноманітні радіоактивні речовини, а також зберігають і переробляють радіоактивні відходи.

З усіх можливих аварій на РНО найбільш небезпечними є радіаційні аварії на атомних електростанціях з викидом радіоактивних речовин у навколишнє середовище.

Радіаційні аварії – це аварії з викидом радіоактивних речовин або іонізуючих випромінювань за межі, непередбачені проєктом для нормальної експлуатації радіаційно небезпечних об'єктів, у кількостях понад установлену межу їхньої безпечної експлуатації.

Ядерні аварії поділяються на дві групи:

– аварії, при яких відсутні радіоактивні забруднення виробничих приміщень, території та навколишнього середовища об'єкта;

– аварії, при яких відбуваються радіоактивні забруднення середовища виробничої діяльності і проживання людей.

За масштабами радіаційні аварії поділяються на промислові та комунальні.

До промислових належать такі аварії, наслідки яких не поширюються за межі приміщень і території об'єкта, а аварійне опромінення може отримати лише персонал.

Комунальними є радіаційні аварії, наслідки при яких не обмежуються приміщеннями і територіями об'єкта, а поширюються на навколишні території.

ВИСНОВОК

У цій дипломній роботі було зроблено розрахунок теплообмінника – газоохолоджувача для капсульного гідрогенератора СГК2 538/160-70. Курсовий проєкт складається з теплового, гідравлічного та міцнісного розрахунку. У ході виконання теплового розрахунку був спроектований газоохолоджувач з двома чотириходовими секціями, із запасом теплопередачі до 20 % та можливістю відводити необхідні 680 кВт теплових втрат з активних частин капсульного гідрогенератора.

Цей охолоджувач відповідає всім заданим габаритним та масовим вимогам.

Гідравлічний розрахунок показав, що охолоджувач має задовільні показники втрат тиску. Для повітря втрати склали близько 10 % від напору компресора, що є хорошим результатом, зважаючи на методику розрахунку.

У результаті за розрахованими даними було виконано складальне креслення секції охолоджувача з технічними та випробувальними вимогами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. TKNV-6001-SPMC-K-2016-01-16_RU, «КАНЕВСКАЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ, СПЕЦИФИКАЦИЯ ПО УПРАВЛЕНИЮ И КООРДИНАЦИИ ПРОЕКТА (СУКП) РЕКОНСТРУКЦИИ 2 БЛОКОВ», стр. 6–17.
2. TKNV-6101-DTS Generators K-2016-01-05_RU, «КАНЕВСКАЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ, Детальные технические спецификации (ДТС), ГЕНЕРАТОРЫ», стр. 6.
3. «Расчет газоохладителей (трубки с проволочным оребрением)», ОТХ.208.512, ГП «ЭЛЕКТРОТЯЖМАШ», 1971 г.
4. «Вентиляционный расчет гидрогенератора типа СГК 538/160-70 /Каневская ГЭС/», ОТХ.215.516, Кирьянова, 1969 г.
5. Проектирование электрических машин / И. П. Копылов, Ф. А. Горяинов, Б. К. Клоков и др. – М., 1980.
6. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей” – М. : «Наука», 1977. – 720 с.
7. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – М. : «Энергия», 1969 – 440 с.
8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. : «Машиностроение», 1992. – 672 с.
9. Данилова Г. Н., Богданов С. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок – М. : «Машиностроение», 1986. – 303с.
10. Справочник технолога машиностроителя под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова: 1 т. – М. : «Машиностроение», 1985. – 655с.
11. Справочник технолога машиностроителя под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова: 2 т. – М. : «Машиностроение», 1985. – 495с.
12. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : «Машиностроение», 1993. – 640 с.