

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ю.М. ПОТЕБНІ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота

___другий магістерський___
(рівень вищої освіти)

на тему: «Дослідження теплових потоків, що виникають в турбінах
електростанцій»

Виконав: студент __П__ курсу,
групи 8.1441
спеціальності теплоенергетика
освітньої програм теплоенергетика
Пономарьов Олександр Олександрович
(ініціали та прізвище)

Керівник доц. каф., к.т.н. Ільїн С.В.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Рецензент доц., к.т.н., Осаул О.І.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Запоріжжя
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
і.м. Ю.М. ПОТЕБНІ

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра Теплоенергетики та гідроенергетики

Рівень вищої освіти другий магістерський

Спеціальність 144 Теплоенергетика

Освітня програма Теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач
кафедри 
« 14 » 12 2022 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Пономарьову Олександрю Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) «Дослідження теплових потоків, що виникають в турбінах електростанцій»

Керівник роботи Ільїн Сергій Вітальйович доц, каф, канд. техн. наук.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від « 02 » липня 2022 року № 598-с _____

1 Строк подання студентом роботи 14 грудня 2022 року.







2 Вихідні дані до роботи: Виконати математичне моделювання теплових процесів лопаточного апарата турбомашини. Тепловий розрахунок турбінного ступеня.

3 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальний опис парових турбін. 2. Принцип роботи парових турбін. 3. Тепловий цикл паротурбінної установки.

4. Аналіз науково-технічної інформації з метою підвищення ефективності турбоапарату та вдосконалення теплового захисту. 5. Математичне моделювання теплового стану лопаток турбоапарату. 6. Розробка чисельних методів їхньої програмної реалізації для дослідження теплового захисту. 7. Створення комплексу програм для аналізу теплового стану лопаток турбоустановки. 8. Розрахунок турбінного ступеня. 9. Визначення втрат і ККД ступені турбіни. 10. Розрахунок розмірів проточної частини ступеня турбіни. 11. Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій і теплових мереж.

4 Перелік графічного матеріалу: Титульний аркуш, мета та завдання роботи, Схема алгоритму визначення теплового стану лопатки та розрахунку прикордонного шару, Структура комплексу програм для аналізу теплового стану лопаток.

5 Консультанти розділів роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Ільїн С.В., доц. каф. к.т.н ТГЕ		
Розділ 2	Ільїн С.В., доц. каф. к.т.н ТГЕ		
Розділ 3	Ільїн С.В., доц. каф. к.т.н ТГЕ		

6 Дата видачі завдання 10.09.2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальний опис парових турбін	30.09.2021	
2	Математичне моделювання теплових процесів лопаточного апарату турбомашини	07.10.2021	
3	Тепловий розрахунок турбінного ступеня	21.11.2022	
4	Охорона праці та правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання	30.11.2022	

Студент  О.О. Пономарьов _____
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)  С.В. Ільїн _____
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено
Нормоконтролер  С.Є. Чижов _____
(підпис) (ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Пономарьов О.О. «Дослідження теплових потоків, що виникають в турбінах електростанцій»

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Науковий керівник – канд. техн. наук, доцент Ільїн С.В. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потєбні Запорізького національного університету. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2022 р.

Виконано загальний опис парових турбін. Визначення принципу роботи та тепловий цикл паротурбінної установки. Проведено аналіз науково-технічної інформації. Виконано математичне моделювання теплового стану лопаток турбоапарату. Розроблено чисельні методи програмної реалізації для дослідження теплового стану лопаток турбоустановки. Виконано комплекс програм для аналізу теплового стану лопаток турбоустановки. Проведено тепловий розрахунок турбінного ступеня.

Ключові слова: ПАРОВА ТУРБІНА, ТЕПЛОВИЙ ЦИКЛ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ТУРБОУСТАНОВКА, ЛОПАТКА, ТЕПЛОВИЙ ЗАХИСТ, ККД, ОХОРОНА ПРАЦІ.

ANNOTATION

Ponomarov O.O. "Investigation of heat flows occurring in turbines of power plants"

Qualifying thesis for obtaining a master's degree in specialty 144 "Heat power engineering". Research supervisor - candidate. technical of Sciences, associate professor Ilyin S.V. Engineering Educational and Scientific Institute named after Yu.M. Potebni Zaporizhzhia National University. Department of Heat and Hydropower, 2022.

A general description of steam turbines has been completed. Determination of the principle of operation and thermal cycle of a steam turbine installation. The analysis of scientific and technical information was carried out. Mathematical modeling of the thermal state of the blades of the turbomachine was performed. Numerical methods of software implementation have been developed to study the thermal state of turbine blade blades.

A set of programs for the analysis of the thermal state of the blades of the turbine installation was executed. The thermal calculation of the turbine stage was carried out.

Key words: STEAM TURBINE, HEAT CYCLE, MATHEMATICAL MODELING, TURBO INSTALLATION, BLADE, THERMAL PROTECTION, EFFICIENCY, LABOR PROTECTION.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС ПАРОВИХ ТУРБІН

1.1 Паротурбінна установка

1.2 Принцип роботи парових турбін

1.3 Тепловий цикл паротурбінної установки

1.4 Турбіни для комбінованого вироблення електричної і теплової енергії

1.5 Конденсаційна турбіна з трьома регенеративними і одним регульованим відборами пари

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ЛОПАТОЧНОГО АПАРАТА ТУРБОМАШИНИ

2.1 Актуальність математичного моделювання

2.2 Аналіз науково-технічної інформації з метою підвищення ефективності турбоапарату та вдосконалення теплового захисту

2.3 Математичне моделювання теплового стану лопаток турбоапарату

2.4 Розробка чисельних методів їхньої програмної реалізації для дослідження теплового захисту

2.5 Створення комплексу програм для аналізу теплового стану лопаток турбоустановки

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ

3.1 Розрахунок турбінного ступеня

3.2 Визначення втрат і ккж ступені турбіни

3.3 Розрахунок розмірів проточної частини ступеня турбіни

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ПРАВИЛА БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

4.1 Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій і теплових мереж

4.2 Заборонні знаки

4.3 Вимоги до розпізнавального кольору трубопроводів і написів на них

4.4 Правила з навантажувально-розвантажувальними роботами

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ВСТУП

На сьогоднішній день в Україні електроенергія, що виробляється на теплових електростанціях (ТЕС) становить понад 37 %, з використанням органічних палив: природного газу і вугілля. Їх обладнання розраховано на тривалу роботу.

Парова або газова турбіна є силовим двигуном, у якому потенційна енергія пари або газу перетворюється в кінетичну, а кінетична у свою чергу перетвориться в механічну енергію обертання вала. Залежно від призначення робочої машини парова або газова турбіна може бути застосована у всіляких областях промисловості: в енергетиці, на транспорті, у морському й річковому судноплаванні, в авіації, тощо. Парові й газові турбіни, як силові двигуни, у промисловості та енергетиці можуть бути використані тільки в сполученні з іншим енергетичним устаткуванням.

До складу електростанції входять кілька турбоагрегатів парогенераторів з допоміжним устаткуванням.

Принципова тепла схема ТЕС показує основні потоки теплоносіїв, які пов'язані з основним і допоміжним устаткуванням у процесах перетворення теплоти для виробітку й відпустки електроенергії й теплоти.

На першому етапі виконується ознайомлення з загальними відомостями про парові турбіни теплових електричних станцій.

На другому етапі виконується математичне моделювання теплових процесів.

На третьому етапі виконується дослідження та розрахунок теплових процесів які виникають в ступенях парової турбіни.

На четвертому етапі - ознайомлення з основними правилами безпечної експлуатації тепло-механічного обладнання електростанцій і теплових мереж.

1 ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС ПАРОВИХ ТУРБІН

1.1 Паротурбінна установка

Сучасні парові турбіни є основним двигуном теплових та атомних електростанцій, важливі з точки зору потреб в електроенергії, які постійно збільшуються. Енергетичні турбіни виготовляють потужністю до 1200 МВт.

Парові турбіни працюють в складних умовах під дією різних сил, в тому числі динамічних. Робочим тілом в парових турбінах є пара високого тиску та температури. Основні деталі парових турбін можуть надійно працювати тільки в розрахових умовах. Це стосується, в першу чергу, клапанів, корпусів, фланцевих з'єднань, роторів тощо. Зазори між нерухомими деталями та деталями, що обертаються, дуже малі і складають іноді доли міліметра, тому вимоги до виготовлення, монтажу та експлуатації турбін дуже високі.

Загальну конструкцію турбіни умовно можливо розділити на два комплексу вузлів та деталей. До одного з них відносять статор (нерухомі деталі, як корпус турбіни, обойми, діафрагми з сопловими лопатками та органи паророзподілу). До другого комплексу умовно відносять елементи турбіни, що обертаються (валопровід, який включає ротор турбіни з диском та робочими лопатками, ущільнення турбіни, підшипники, з'єднувальні муфти та валоповоротні пристрої).

Паротурбінна установка складається з:

- парогенератора, у якому живильна вода під відповідним тиском перетворюється в суху насичену пару;
- пароперегрівника, у якому здійснюється підвищення температури пари до заданої величини;
- турбіни, у якій потенційна енергія пари перетворюється в кінетичну, а остання - у механічну енергію на валу;

- конденсатора, призначеного для конденсації пари з турбіни;
- конденсатного насоса, що подає конденсат у систему;
- регенеративних підігрівників;
- деаератора, у якому видаляється кисень із живильної води;
- живильного насоса, що подає живильну воду в парогенератор;
- електричного генератора, що виробляє електричну енергію.

Пару, що надходить із котла в турбіну, називають свіжою парою.

Газотурбінна установка складається з:

- повітряного компресора, що стискає атмосферне повітря до необхідного тиску;
- регенератора, у якому повітря з компресора підігрівається за рахунок тепла газів, що відробили, турбіни;
- камери згоряння, де відбувається згоряння палива;
- газової турбіни;
- електричного генератора;
- пускового електродвигуна;
- фільтрів для очищення повітря.

Перетворення потенційної енергії пари або газу в механічну енергію обертання вала турбіни здійснюється різним чином, і, залежно від характеру перетворення потенційної енергії робочого тіла в кінетичну енергію струменя, розрізняють активні й реактивні турбіни.

При проектуванні парової турбіни враховують ряд висунутих до неї вимог:

- надійність і безаварійність роботи;
- висока теплова економічність;
- висока рівномірність обертання і швидкохідність, що допускає використання швидкохідних електрогенераторів з можливістю їх безпосереднього з'єднання з валом двигуна;

- можливість отримання у двигуні будь-якої необхідної одиничної потужності;

- можливість автоматизації роботи всієї установки;

- простота обслуговування установки;

- компактність двигуна і його відносна дешевизна;

- можливість роботи по замкнутому циклу.

Залежно від конструктивних особливостей, характеру теплового процесу, параметрів свіжого пару і використання в промисловості парові турбіни можна підрозділити на наступні основні типи.

По числу ступенів:

- одноступінчасті з однією або декількома ступенями швидкості. Ці турбіни (звичайно невеликої потужності) застосовуються головним чином для привода відцентрових насосів, вентиляторів та інших аналогічних механізмів;

- багатоступінчасті турбіни активного й реактивного типів малої, середньої й великої потужності.

По напрямку потоки пара:

- осьові турбіни, у яких потік пари рухається уздовж осі турбіни;

- радіальні турбіни, у яких потік пари рухається в площині, перпендикулярній осі обертання турбіни; іноді одна або кілька останніх ступенів потужних радіальних конденсаційних турбін виконуються осьовими;

- радіальні турбіни, у яких потік пари рухається в площині, перпендикулярній осі обертання турбіни; іноді одна або кілька останніх ступенів потужних радіальних конденсаційних турбін виконуються осьовими.

По числу корпусів:

- однокорпусні;

- двокорпусні;

- багатокорпусні.

За принципом дії пари:

- активні турбіни;

- реактивні турбіни.

По характеру теплового процесу турбіни підрозділяються на:

- конденсаційні з нерегульованим добором пари для регенеративного підігріву живильної води. Головний потік у цих турбін розширюється до тиску (0,003...0,005) МПа (позначаються такі турбіни «К»);

- конденсаційні турбіни з регульованим добором пару для задоволення потреб теплофікації (позначення «Т») із тиском добору до 0,25 МПа. Конденсаційні турбіни з регульованим добором пари для задоволення потреб теплофікації (позначення «Т») із тиском добору до 0,25 МПа;

- протитискові, характеризуються різноманітними кінцевими тисками, але більш високими, ніж у конденсаційних турбінах (позначення «Р»).

Для турбін прийняте умовне позначення, що складається з буквеної і цифрової частин.

Букви характеризують тип турбін:

К - конденсаційна;

Т - конденсаційна з регульованим теплофікаційним добором пари;

П - конденсаційна з виробничим добором пари для промислового споживання;

Р - із протитиском;

ПР - із виробничим добором і протитиском.

Перша цифра - потужність турбіни в МВт, якщо дріб, то в чисельнику - номінальна, а в знаменнику - максимальна потужність.

Друга цифра - тиск гострої пари перед турбіною в атмосферах.

Під рисою вказується тиск виробничого добору і протитиск турбіни.

Третя цифра - номер модифікації турбіни (наприклад, К-12-35 - конденсаційна, номінальна потужність 12 МВт, із початковим тиском пари 35 атм).

По параметрам свіжої пари:

- турбіни середнього тиску, що працюють на свіжій парі з тиском 34,3 бар і температурою 435 °С;

- турбіни підвищеного тиску, що працюють на свіжій парі з тиском 88 бар і температурою 535 °С;

- турбіни високого тиску, що працюють на свіжій парі з тиском 127,5 бар і температурою 560 °С з проміжним перегрівом пари до температури 565 °С;

- турбіни сверхкритичних параметрів, що працюють на свіжій парі з тиском 235,5 бар і температурою 560 °С з проміжним перегрівом пари до температури 565 °С.

По використанню в промисловості:

- турбіни стаціонарного типу з постійним числом обертів, призначені для привода електричних генераторів;

- турбіни стаціонарного типу зі змінним числом обертів, призначені для привода повітродувок, вентиляторів, насосів і т.д.;

- турбіни нестаціонарного типу зі змінним числом обертів; турбіни цього типу знаходять застосування на судах (суднові турбіни) і на залізничному транспорті.

Всі перераховані турбіни різних типів залежно від швидкості їх обертання з'єднуються з робочими машинами безпосередньо або за допомогою різних передач, що знижують число обертів.

Підвищення параметрів пари і одиничної потужності агрегатів, а також введення проміжних перегрівів пара зумовили застосування турбін з великим числом циліндрів. Збільшення витрати пари, з одного боку, підвищує економічність перших ступенів турбіни внаслідок збільшення

висот лопаток в циліндрі високого тиску (ЦВТ), а з іншого боку, ускладнює проектування останніх ступенів. Прагнення підвищити термічний ККД циклу приводить до зменшення абсолютного тиску в конденсаторі до (0,03...0,035) бар, що значною мірою збільшує об'ємну витрату пари останнім ступенем. Для отримання мінімальних втрат з вихідною кінетичною енергією необхідна, можливо, велика ометаєму лопатками площу. Необхідна її величина досягається, по-перше, збільшенням довжини лопатки і діаметра останнього ступеня, по-друге, збільшенням кількості паралельних потоків пари в частині низького тиску (ЧНД). З цією метою можливо також застосування двоярусних лопаток.

Максимальна довжина лопатки багато в чому визначається від міцності. Разом з тим проблема створення довгих лопаток не тільки характеристика міцності, але і аеродинамічна. Зі збільшенням відносної довжини лопаток зростає небезпека відриву потоку в кореневій області. Це серйозна перешкода на шляху подальшого збільшення відносної довжини лопаток. Сучасні методи проектування дозволяють уникнути відривів потоку на розрахункових режимах. При часткових навантаженнях в таких щляхах мають місце відриви потоку, що охоплюють широку область у кореневої частини колеса. Ці явища знижують економічність останніх ступенів, а також надають несприятливий вплив на вібраційну міцність колеса.

Число виходів пари для дуже потужних агрегатів вже зараз досягає восьми. З отриманням максимальної площі виходу пов'язаний в опитування про вибір числа валів агрегата.

Одновальний агрегат простіше і зазвичай дешевше вального. У той же час двухвальний агрегат дозволяє застосувати різну швидкість обертання обох валів. Зменшення швидкості обертання ЧНД дозволяє збільшити вхідну площу останнього ступеня при тому ж рівні допускаються н апруженій і зменшити втрати з вихідною швидкістю.

1.2 Принцип роботи парових турбін

У парових турбінах перетворення теплоти в механічну роботу здійснюється в результаті двох процесів.

У першому процесі пар розширюється в соплах або насадках і набуває великої швидкості руху, тобто відбувається перетворення потенційної енергії пара в кінетичну енергію середі, що рухається. В другому - кінетична енергія струму перетворюється в механічну роботу.

У залежності від характеру перетворення потенційної енергії пару в кінетичну енергію струму розрізняють активні, реактивні і комбіновані турбіни.

Вал турбіни жорстко сполучений із диском на якому розташовані робочі лопатки. Вал турбіни разом із диском і робочими лопатками складає найважливішу частину і зветься ротор. Для підводу пари встановлюється ряд сопел розташованих у корпусі турбіни. Відвід відпрацьованої пари здійснюється через вихлопний патрубок.

Пар від початкового тиску до кінцевого розширюється в соплах, закріплених у корпусі перед робочими лопатками. Зменшення тиску пари в соплах супроводжується зменшенням його ентальпії і, тобто в соплах спрацьовує теплова енергія, що перетворюється в кінетичну енергію парового струму.

На робочих лопатках швидкість струму змінює свою величину та напрям у наслідку чого виникають діючі на лопатки сили тиску, що призводять в обертання диск і вал.

В кожній сходинці такої турбіни спрацьовує перепад тиску, який складає лише невеличку частину повного перепаду між початковим і кінцевим тиском.

У такий спосіб виявилось можливим працювати з невеличкими швидкостями парового потоку в кожній сходинці і меншими, ніж у турбіні

Лавалю окружними швидкостями робочих лопаток. Тому на робочі лопатки передаються зусилля не тільки внаслідок зміни напрямку потоку пари, але і додаткове зусилля в результаті реактивної дії струму, що витікає, із робочих лопаток.

Турбіни в якій розширення пари і пов'язане з ним прискорення парового потоку відбувається приблизно однаково в каналах соплових і робочих лопаток одержали назву реактивних.

Всі сходишки турбіни складають її проточну частину.

Принцип послідовного включення сходищ дозволив досягти високої економічності, дав можливість виконувати турбіни дуже великої одиничної потужності, знизити швидкість обертання ротора і виключити застосування редукторів.

Поряд з осьовими турбінами в якій пара рухається в напрямку осі вала турбіни, були створені турбіни в яких пара тече у площині перпендикулярної осі турбіни. Проте складність конструкції і великі напруги в лопатках обмежили їхнє застосування.

1.3 Тепловий цикл паротурбінної установки

Найпростіша паротурбінна установка (див. рис. 1.1) складається з живильного насоса 1, парогенератора 2, пароперегрівника 3, парової турбіни 4, конденсатора 5.

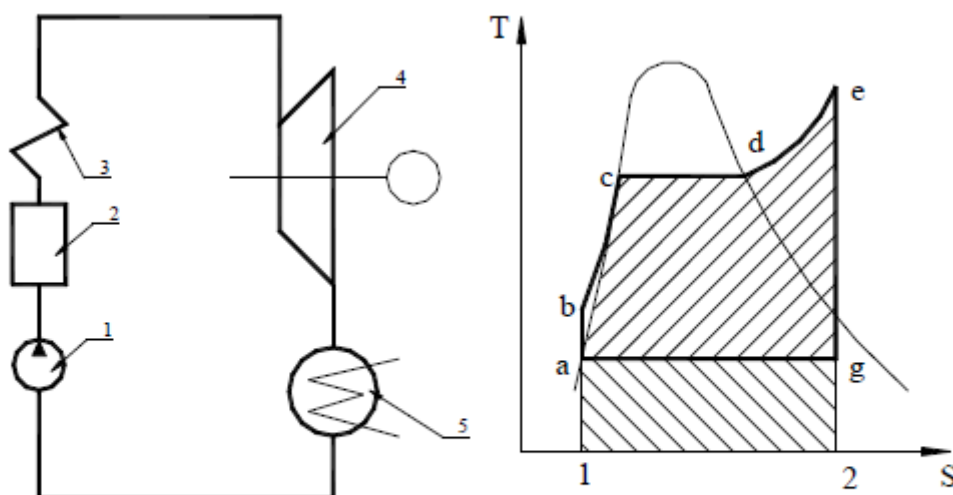


Рисунок 1.1- Тепловой цикл паротурбинной установки

Живильний насос 1 підвищує тиск води до P_0 і подає її в парогенератор 2, затратуючи при цьому на 1 кг води роботу L_H . Процес ізентропного стиску води насосом на T-S діаграмі зображується лінією «a-b». У парогенераторі відбувається нагрів води при постійному тиску до температури кипіння (лінія b-c) і випар її в ізобарно-ізотермічному процесі «c-d». Далі пар надходить у пароперегрівник 3 де температура його підвищується до T_0 (лінія d-e).

Підвід теплоти в парогенераторі і пароперегрівальнику відбувається при постійному тиску P_0 , так що кількість теплоти q_0 , що передана воді і парі цілком витрачається на підвищення ентальпії і може бути подано для одного кг пари, що бере участь у процесі з різницею:

$$q_1 = i_0 - i_{пв} , \quad (1.1)$$

де i_0 - ентальпія пару, яка вийшла з пароперегрівника;

$i_{пв}$ - ентальпія живильної води;

Кількість теплоти, яка надана пару, у процесах на T-S діаграмі зобразиться площею «1-a-b-c-d-e-2-1».

З пароперегрівника пар із ентальпією i_0 направляється до турбіни, де відбувається ізоентропне розширення при цьому відбувається робота L_T . Пар, що відпрацював, із ентальпією i_{kt} надходить у конденсатор 5. Тут при постійному тиску P_k провадиться відвід теплоти, пар конденсується і з ентальпією i_k конденсат живильним насосом 1 знову подається в парогенератор. Відвід тепла в конденсаторі зображується процесом g-a.

Кількість відведеного теплоти від 1 кг пари в конденсаторі зобразиться площею “1-a-g-2-1” і може бути розрахована як різниця ентальпій:

$$q_2 = i_{kt} - i_k \quad (1.2)$$

У розглянутому замкнутому циклі робота, яку можна одержати від одного кілограма пара в теплових одиницях буде дорівнювати:

$$L = q_1 - q_2 = (i_0 - i_{пв}) - (i_{kt} - i_k) = (i_0 - i_{kt}) - (i_{пв} - i_k) = L_t - L_m \quad (1.3)$$

де L_m - робота, що витрачується на привід насоса.

Площа “a-b-c-d-e-g-a” відповідає роботі яку можна одержати в наведеному циклі паротурбінної установки. Абсолютний ККД ідеального циклу може бути представлений відношенням:

$$n_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{kt}) - (i_{пв} - i_k)}{(i_0 - i_{пв})} \quad (1.4)$$

Якщо не враховувати роботу насоса то абсолютний ККД циклу можна представити рівнянням:

$$n_t = \frac{(i_0 - i_{kt})}{(i_0 - i_k)} \quad (1.5)$$

Різницю початкової і кінцевої ентальпій при ізоентропному розширенні пару:

$$H_0 = L_t = (i_0 - i_{kt}) \quad (1.6)$$

прийнято називати наявним теплоперепадом.

1.4 Турбіни для комбінованого вироблення електричної і теплової енергії

У нашій країні на теплоелектроцентралях широке застосування знайшли конденсаційні парові турбіни з регульованими відборами пари, а також турбіни з противотиском, призначені для комбінованої вироботки електричної і теплової енергії.

Конденсаційні турбіни з регульованими відборами пари одночасно задовольняють зовнішніх споживачів електричною і тепловою енергією, проте у них вироблення електричної енергії не залежить від теплового навантаження. У цих турбін в досить широких межах можна незалежно регулювати електричне і теплове навантаження, тоді як турбіни з противодавленням нормально працюють по тепловому графіку, коли виробітка електричної енергії залежить від теплового навантаження зовнішніх споживачів.

Конденсаційна турбіна з одним регульованим відбором пари

Корисно використовувана кількість теплової енергії в конденсаційній турбіні без регенерації і регульованих відборів з розрахунку на 1 кг свіжої пари складає:

$$\Delta Q_0 = i_0 - i_k, \text{ кДж/кг} \quad (1.7)$$

Корисно використовувана кількість теплової енергії в конденсаційній турбіні без регенерації, з одним регульованим відбором пари:

$$\Delta Q'_0 = i_0 - i_k + \alpha_{n.m.} (i_0 - i'_{n.m.}) , \text{ кДж/кг} \quad (1.8)$$

де $\alpha_{n.m.} = G_{n.m.}/G_0$ - відносна витрата пари на відбір.

Рівняння внутрішньої потужності турбіни з регульованим відбором пари має вигляд:

$$Nt = G_0(i_0 - i_k) - G_{n.m.}(i_{n.m.} - i_k), \text{ кВт} \quad (1.9)$$

де $G_0, G_{п.т.}$ - витрати свіжої пари, що поступає в турбіну і регульованого відбору, кг/с;

$i_0, i_{т.п.}, i_k$ - ентальпії пари перед турбіною, що йде у відбір і поступає в конденсатор, кДж/кг

Слід зазначити, що відібрана з турбіни пара не приймає більше участі у виробленні механічної енергії, тому внутрішня потужність турбіни знижується на величину:

$$\Delta N_i = G_{n.m.} (i_{n.m.} - i_k), \text{ кДж/с} \quad (1.10)$$

Кількість теплоти, що направляється з турбіни зовнішньому споживачеві, складає:

$$\Delta Q_{n.m.} = G_{n.m.} (i_{n.m.} - i'_{n.m.}), \text{ кДж/с} \quad (1.11)$$

де $i'_{n.m.}$ - ентальпія конденсату регульованого відбору, що повертається в теплову схему турбіни, кДж/кг.

Різниця між кількістю теплової енергії, що фактично витрачається зовнішніми споживачами, і її кількістю, необхідною для компенсації втрати потужності, складе величину:

$$\Delta Q_{\text{э.к.}} = \Delta Q_{n.m.} - N_i = G_{n.m.} (i_k - i'_{n.m.}), \text{ кДж/с} \quad (1.12)$$

Ця величина для турбіни з регульованим відбором пари є економією теплової енергії за рахунок використання теплоти конденсації пари, що відпрацювала у теплових споживачів.

У турбінах з регульованими відборами пари необхідно встановлювати спеціальні регулюючі органи для підтримки заданих тисків в камерах відбору. У регулюючих органах є теплові втрати від дроселювання, які необхідно враховувати при визначенні економічності турбіни. У турбіні без регенерації, з одним регульованим відбором пари втрата від дроселювання, віднесена до 1 кг свіжої пари, буде рівна:

$$\Delta Q_d = \alpha_d (i_{n.m.} - i_{1n.m.}), \text{ кДж/кг} \quad (1.13)$$

де $\alpha_d = G_k / G_0$, а G_k - витрата пари в конденсатор.

Необхідно також вносити на більш нижчий к.к.д. регулюючої ступені ЧНД в порівнянні з к.к.д. східців тиску. Величина цієї втрати, віднесена до 1 кг пари, що проходить в ЧНД, буде:

$$\Delta Q_{p.c} = \alpha_{p.c} h_{p.c} (\eta_{0i} - \eta_{0i}^{p.c}), \text{ кДж/кг} \quad (1.14)$$

де $\alpha_{p.c} = G_{p.c}/G_0$, $G_{p.c}$ - витрата пари через регулюючий ступінь;

$h_{p.c}$ - тепловий перепад регулюючого ступеня ЧНД.

Таким чином, для конденсаційної турбіни з одним регульованим відбором пари корисно використовувана кількість теплової енергії на 1 кг свіжої пари буде рівна:

$$\Delta Q'_0 = \Delta Q_s - \Delta Q_d - \Delta Q_{p.c} = (i_0 - i_k) + \alpha_{n.m} (i_k - i'_{n.m}) - \alpha_d (i_{n.m} - i_{1n.m}) - \alpha_{p.c} h_{p.c} (\eta_{0i} - \eta_{0i}^{p.c}) \quad (1.15)$$

Втрати від дроселювання і нижчого к.к.д. регулюючому ступеню ЧНД для турбін з регульованими відборами є відносно невеликими величинами, а для турбін з противотиском ці втрати взагалі дорівнюють нулю.

1.5 Конденсаційна турбіна з трьома регенеративними і одним регульованим відборами пари

Принципова схема теплової установки з трьома регенеративними і одним регульованим відборами пари, показаними на рисунку. Тепловий процес такої турбіни зображений на рис. 9.5. У регенеративних підігрівачах поживна вода нагрівається від температури конденсату t_k до її

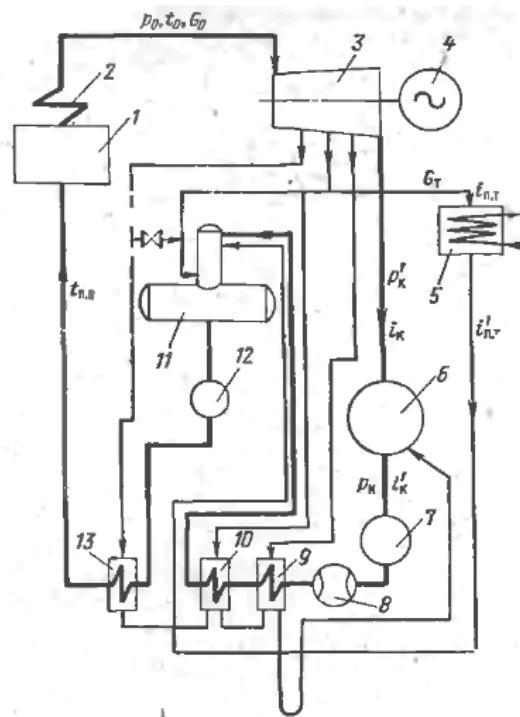
кінцевого значення $t_{п.ст.}$. Кількість теплоти, що витрачається в котельному агрегаті на отримання одного кілограму свіжої пари, складає:

$$\Delta Q_0 = i_0 - i_{н.в.}, \text{ кДж/кг} \quad (1.16)$$

де i_0 - ентальпія свіжої пари;

$i_{н.в.}$ - ентальпія живильної води, що потрапляє в котел.

Це кількість теплоти, що споживається на виробництво електричної та теплової енергії та на різні види втрат, зокрема втрати теплоти з конденсацією пара в конденсаторі.



1 - парогенератор; 2 - пароперегрівач; 3 - турбіна, 4 - генератор, 5 - бойлер; 6 - конденсатор; 7 - конденсатний насос, 8 - ежектор, 9 і 10 - підігрівачі низького тиску; 11 - деаератор; 12 - живильний насос, 13 - підігрівач високого тиску

Рисунок 1.2 - Принципова схема теплової установки

Визначимо кількість теплової енергії, яка витрачається на постачання виробничих або теплофікаційних споживачів.

Вона складе:

$$\Delta Q_{n.m} = \alpha_{n.m} (i_{n.m} - i_{\kappa}) , \text{кДж/кг} \quad (1.17)$$

Втрата теплоти на дроселювання в регулюючому ступені ЧНД:

$$\Delta Q_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}} (i_{n.m} - i_{1n.m}) , \text{кДж/кг} \quad (1.18)$$

Втрата теплової енергії із-за нижчого к.к.д. регулюючого ступеня ЧНД:

$$\Delta Q_{p.c} = \alpha_{p.c} h_{p.c} (\eta_{0i} - \eta_{0i}^{p.c}) , \text{кДж/кг} \quad (1.19)$$

Витрати теплоти на підігрівання конденсату, повертаного тепловим споживачем з ентальпією $i'_{п.т.}$ до температури поживної води $t_{n.в.}$:

$$\Delta Q_{n.в} = \alpha_{n.в} (i_{n.в} - i'_{n.m}) , \text{кДж/кг} \quad (1.20)$$

Витрати пари через регулюючі клапани в ЧНД турбіни $G_{\text{д}}$ і $G_{p.c.}$, а отже, і коефіцієнти можна приймати рівними:

$$G_{\text{д}} = G_{p.c} - G_0 - G'_{\text{от}} - G''_{\text{от}} - G_{n.m} - G'''_{\text{от}} \quad (1.21)$$

$$\alpha_{\text{д}} = G_{\text{д}} / G_0 = \alpha_{p.c} / G_0 , \text{кДж/кг} \quad (1.22)$$

Енергія, фактично використовувана тепловим споживачем, складає:

$$\Delta Q_{n.m}^{\phi} = \alpha_{n.m} (i_{n.m} - i'_{n.m}) , \text{ кДж/кг} \quad (1.23)$$

Сумарні витрати теплоти на регульований відбір складають:

$$\Delta Q_{n.m.c} = \Delta Q_{n.m} + \Delta Q_{Д} + \Delta Q_{p.c} + \Delta Q_{n.в} \quad (1.24)$$

Економія теплової енергії для турбіни з одним регульованим відбором пари визначається по рівнянню:

$$\Delta Q_a = \Delta Q_{n.m}^{\phi} - \Delta Q_{n.m.c} \quad (1.25)$$

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ЛОПАТОЧНОГО АПАРАТА ТУРБОМАШИНИ

2.1 Актуальність математичного моделювання

Одним з основних способів досягнення покращених характеристик перспективних газотурбінних установок залишається підвищення параметрів робочого тіла (температури і тиску) перед турбіною, що, у свою чергу, вимагає вдосконалення технологій і техніки теплового захисту лопаткового апарату, що відноситься до найбільш теплонапруженого елемента конструкції.

Перспективним технічним рішенням в системах теплового захисту є застосування газодинамічної температурної стратифікації, відбираються з компресора потоки робочого тіла і охолоджуючого повітря, а також відпрацьованих газів. Однак включення пристроїв газодинамічної температурної стратифікації в системи теплового захисту лопаткового апарату може супроводжуватися і негативними ефектами, пов'язаними з відбором частини потоку, що стратифікується, зменшенням його тиску, витрати і тепловіддачі.

Додаткові складності при дослідженні та застосуванні газодинамічної температурної стратифікації пов'язані з фазовими переходами та наявністю в потоці робочого тіла конденсованих частин, що змінюють процеси його теплової взаємодії з обтічною поверхнею. Все це вимагає достовірного та точного обліку при проектуванні технологій та техніки теплового захисту лопаткового апарату перспективних газотурбінних установок.

Дороговизна і трудомісткість натурних експериментів з відпрацювання технології та компоновальних рішень систем теплового захисту лопаткового апарату, заснованих на газодинамічній температурній стратифікації, вимагає розробки адекватного математичного забезпечення

для дослідження процесу за допомогою обчислювального експерименту. Тому тема роботи, присвячена математичному моделюванню та чисельному дослідженню теплового стану охолоджуваних лопаток з урахуванням супроводжуваних та ініційованих газодинамічних явищ, є більш актуальною.

2.2 Аналіз науково-технічної інформації з метою підвищення ефективності турбоапарату та вдосконалення теплового захисту

В даний час для теплового захисту лопаткового апарату в основному застосовують повітряні системи охолодження. Перспективною і маловивченою як з позиції визначення потенціалу, так і вибору раціональних схемотехнічних і конструкторських рішень, є можливість підвищення ефективності теплового захисту за допомогою використання газодинамічної температурної стратифікації потоків робочого тіла та охолоджуючого повітря, у тому числі рециркульованих. Використання дисперсного потоку в трубі температурної стратифікації дозволяє багаторазово збільшити ефективність стратифікації, проте на підставі аналізу відомих автору робіт встановлено, що застосування газодинамічної температурної стратифікації дисперсних потоків для підвищення ефективності роботи турбомашин досліджено недостатньо.

Резервом підвищення ефективності систем теплового захисту лопаточного апарату перспективних газотурбінних установок від впливу високотемпературного робочого тіла є максимальне «затягування» ламінарно-турбулентного переходу при обтіканні поверхонь корита і спинки лопаток. При проектуванні систем теплового захисту лопаткового апарату турбомашин необхідно враховувати еволюцію прикордонного шару, що розвивається біля цих поверхонь, а також просторову

неоднорідність газодинамічних і тепломасообмінних процесів у міжлопатковому просторі та тривимірність теплового стану лопаток.

Існуючі в даний час і добре розвинені програмні засоби для проектування та інженерних розрахунків, що забезпечують можливість тривимірного моделювання (наприклад, розробки фірм Ansys Inc., PTC та ін), мало придатні для надійного кількісного прогнозування теплового стану лопаток турбомашин, оскільки при їх використанні утруднена можливість автоматичного формування граничних умов теплообміну, що відображають особливості процесів в міжлопатковому просторі турбомашин і в трактах охолодження лопаток. При автономному завданні граничних умов немає можливості враховувати вплив на них дійсного розподілу температури на поверхнях лопатки в залежності від часу.

2.3 Математичне моделювання теплового стану лопаток турбоапарату

Базова модель для розрахунку температурного поля лопатки сформульована у тривимірній нестационарній постановці з урахуванням залежності теплофізичних властивостей матеріалу лопатки від температури та включає диференціальне рівняння теплопровідності, доповнене початковими та граничними умовами однозначності. При цьому в граничних умовах місцеві коефіцієнти тепловіддачі a , до поверхонь лопатки за винятком корита і спинки визначали за відомими рівняннями подібності, а місцеві коефіцієнти тепловіддачі на поверхнях корита і спинки лопатки визначали в сполученій постановці за результатами розв'язання системи рівнянь описують процес тепловіддачі на поверхні лопатки в кожному сс перерізі по висоті (цю ж модель прикордонного шару використовували і при аналізі руху і теплообміну в трактах пристрою газодинамічної температурної стратифікації).

Система рівнянь прикордонного шару включає:

- диференціальне рівняння енергії:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial \tau} \left[(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 + \frac{dP}{d\tau} + w_x \frac{dP}{dx} + q_v; \quad (2.1)$$

- диференціальне рівняння руху:

$$\rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = - \frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w_x}{\partial y} \right] + S_v; \quad (2.2)$$

- диференціальне рівняння неразривності:

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = 0; \quad (2.3)$$

де - динамічний коефіцієнт в'язкості, Па с;

ρ - щільність несучої середовища, кг/м³;

c_p - питома ізобарна теплоємність, Дж/(кг К);

λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К);

P - тиск потоку, МПа;

w_x - поздовжня складова швидкості, м/с;

w_y - поперечна складова швидкості, м/с;

x - поздовжня координата, м;

y - поперечна координата, м;

λ_t - коефіцієнт турбулентного перенесення теплоти, Вт/(м К);

μ_t - коефіцієнт турбулентного перенесення кількості руху. Па;

s_v - член, що характеризує інтенсивність внутрішніх джерел кількості руху, Н/м³;

q_v - член, характеризуючий інтенсивність внутрішніх джерел теплоти, Вт/м.

Інтенсивність внутрішніх джерел теплоти q_v і кількості руху s_v , що входять до рівнянь (1) і (2), стосовно дисперсного пограничного шару визначали за формулами:

$$\begin{aligned} s_v &= \frac{0,75\rho_s\rho c_{fs}}{\rho_B d_s} |u_s - u|(u_s - u), \\ q_v &= \frac{6\alpha_s\rho_s}{\rho_B d_s} (T_s - T), \end{aligned} \quad (2.4)$$

де α_s - коефіцієнт тепловіддачі конденсованих частинок дисперсної фази, Вт/(м² К);

c_{fs} - коефіцієнт опору тертя конденсованих частинок дисперсного середовища;

ρ_s - щільність конденсованої фази (маса конденсованих частинок в одиниці обсягу середовища), кг/м;

ρ_B - щільність речовини частинок, кг/м³;

U_s - швидкість частинок, м/с;

T_s - температура частинок,

d_s - діаметр частинок, м.

Довжина шляху змішування розраховується за виразом:

$$\alpha_T = 0,4 \sqrt{\frac{1 - \frac{4,9}{\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_{\infty}}{\partial x}\right)}{\rho_{\infty} w_{x0} w_{x\infty}} - \frac{w_{x\infty}}{r} \right]}{1 + 21,4 \frac{\left(\frac{\partial P_{\infty}}{\partial x}\right)}{\rho_{\infty} u_0 \left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}}}}, \quad (2.5)$$

де w_{x0} - швидкість потоку початковому перерізі, м/с;

$w_{x\infty}$ - швидкість за межами прикордонного шару, м/с;

U_0 - швидкість частинок початковому перерізі, м/с;

r - радіус кривизни, м.

Таким чином, виконано математичне моделювання теплових процесів в лопатковому апараті з урахуванням газодинамічної обстановки в прикордонному шарі міжлопаткового простору за допомогою пов'язаного чисельного рішення системи диференціальних рівнянь прикордонного шару і завдання нестационарної теплопровідності лопатки.

2.4 Розробка чисельних методів їхньої програмної реалізації для дослідження теплового захисту

Перехід від диференціального рівняння теплопровідності лопатки до кінцево-різнісного рівняння здійснюється за допомогою методу теплових балансів. Для кожного типу розрахункових елементів лопатки складаються дискретні аналоги диференціального рівняння теплопровідності (1). Кожен розрахунковий елемент має унікальний трикомпонентний номер (i, j, k), в якому i - номер розрахункової точки в радіальному (вздовж радіуса) напрямку, починаючи з точки на нижній торцевій поверхні лопатки ($i=1$), де j - також в окружному напрямку (вздовж осі (φ) лопатки; k - теж в осьовому (вздовж осі x) напрямку, починаючи з лівого перерізу.

Для знаходження температур при граничних умовах третього роду в граничних розрахункових елементах необхідно знати температуру стінки ділянки граничного елемента лопатки і значення коефіцієнтів тепловіддачі від потоку, що омиває (продуктів згоряння, охолоджувача). Ці значення знаходяться з розрахунку граничних умов на поверхнях каналів, що

охолоджують, і на поверхнях лопатки. Звичайно-різнісна апроксимація рівнянь (1) - (4) здійснюється за апробованою неявною шеститочковою схемою, що має перший порядок за часом і другий порядок апроксимації за просторовими змінними. Для цього вибираються в площині x, y основна прямокутна сітка, зображена суцільними лініями на рис. 1, і допоміжна сітка, зображена штриховими лініями;

$$\begin{aligned} x &= i\Delta x_i, y = j\Delta y_j; i, j = 1, 2, \dots, \\ x &= (i+0,5)\Delta x_i, y = j\Delta y_j \\ x &= i\Delta x_i, y = (j+0,5)\Delta y_j; i, j = 1, 2, \dots, \end{aligned}$$

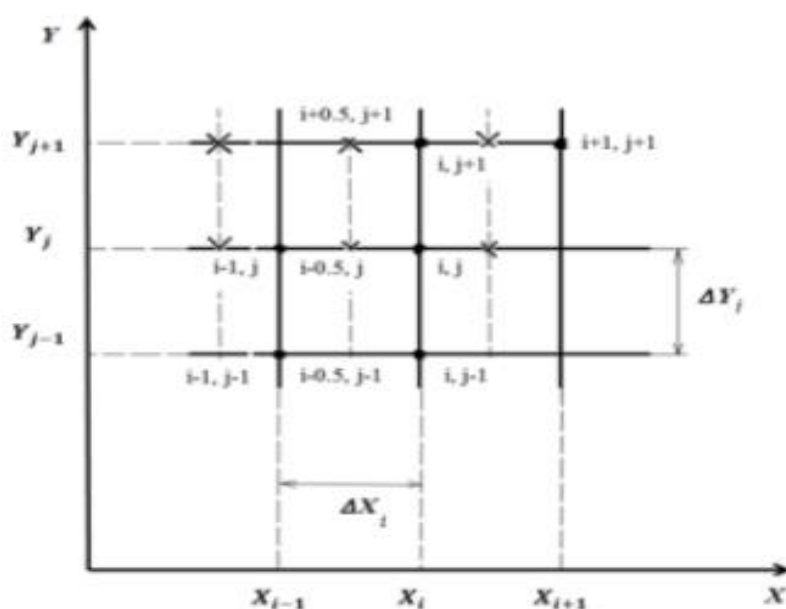


Рисунок 2.1 - Різнібічна сітка

Технічно в розрахунках лопатка розбивається на шари за висотою та для кожного шару розподіл коефіцієнтів тепловіддачі вздовж корита та спинки лопатки визначаються за результатами розрахунку двовимірного прикордонного шару.

Прикордонний шар розбивається по товщині і довжині, при цьому в тих областях, де градієнт швидкості течії в ній максимальний, забезпечується згущення сітки. По координаті y це пристінкова область. По координаті x це області з великою кривизною поверхні лопатки. Вибір

величин кроків ΔT , Δx , Δy визначає збіжність, точність та стійкість розв'язання чисельної схеми. На малюнку 2 представлені алгоритми програмної реалізації математичного моделювання теплового захисту лопаткового апарату турбомашин.

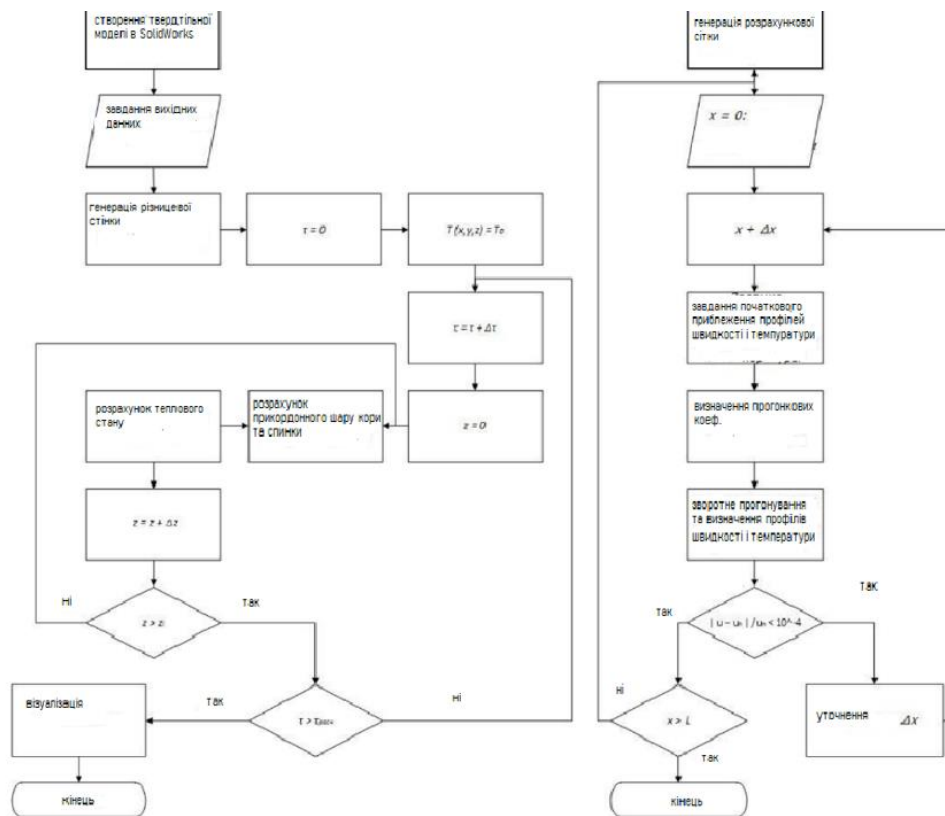


Рисунок 2.2 - Схема алгоритму визначення теплового стану лопатки та розрахунку прикордонного шару

Особливості розробленого методу є використання результатів розрахунку прикордонного шару, у тому числі з урахуванням впливів, дисперсності потоку та газодинамічної температурної стратифікації для вирішення задачі теплопровідності лопатки.

Таким чином, розроблена методика математичного моделювання теплових процесів в лопатковому апараті складається з наступних послідовно повторюваних етапів:

1 - для кожного перерізу по висоті пера лопатки визначається розподіл коефіцієнтів тепловіддачі вздовж корита і спинки шляхом чисельного вирішення системи диференціальних рівнянь пограничного шару з урахуванням початкових та граничних умов;

2 - отримані значення коефіцієнтів тепловіддачі підставляються в граничні умови і чисельно вирішується рівняння нестационарної теплопровідності;

3 - знайдений розподіл температури стінки підставляється в диференціальне рівняння тепловіддачі та уточнюються значення коефіцієнтів тепловіддачі і температури стінки шляхом повторення етапів 1 і 2 до тих пір, поки значення цих параметрів, підраховані на послідовних ітераціях, не встановляться з заданою малою похибкою.

У завершальній частині глави наведено результати методичних досліджень на вибір оптимальної густоти розрахункової сітки, і навіть результати тестових розрахунків в порівнянні з результатами експериментів, отриманими раніше іншими дослідниками, що показало задовільне їх узгодження.

2.5 Створення комплексу програм для аналізу теплового стану лопаток турбоустановки

Для розрахунку теплового стану лопаток турбомашин з урахуванням газодинамики дисперсного робочого тіла в комплексі програм реалізовано запропонований чисельний метод, визначено оптимальну густоту сітки, адаптовані бази даних. На відміну від відомих пакетів, наприклад Ansys, які не можуть задавати у вихідних даних всієї специфіки теплообміну в турбомашині, оскільки орієнтовані на інженерний розрахунок, розроблений комплекс програм придатний для розрахунку потоків з інтенсивними впливами (фактори динамічної нестационарності, градієнти

тиску, дисперсність робочого тіла). У цьому похибка чисельного експерименту вбирається у похибки натурального експерименту.

Структура комплексу програм представлено на рисунку 2.3.

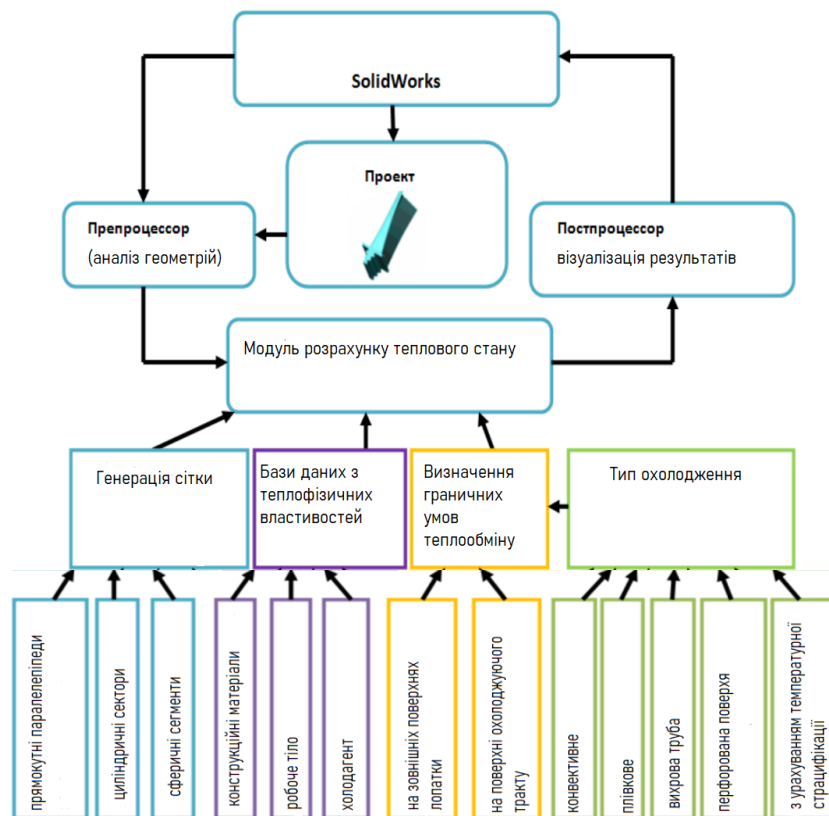


Рисунок 2.3 - Структура комплексу програм для аналізу теплового стану лопаток

Дослідження з використанням розробленого комплексу програм проводилось у кілька етапів. Математичне моделювання охолодження із застосуванням перфорованих поверхонь спинки і корита з демпфіруючими порожнинами, деякі результати якого наведені на малюнку 4, показало, що за рахунок використання перфорацій на поверхні і глухих порожнин, що демпфують відбувається підвищення ефективності завіси без збільшення витрати охолоджувача.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ

3.1 Розрахунок турбінного ступеня

Розрахунок турбінного ступеня полягає у виборі і визначенні параметрів її проточної частини:

- форма і тип профілю соплової і робочих лопаток;
- конструктивні розміри ступеня;
- К.К.Д. ступеня;
- внутрішня потужність ступеня.

Вихідні дані для розрахунку ступеня парової турбіни:

1. Тип ступеня (активна, реактивна, осьова, радіальна).
2. Витрата пари $G_0 = 24$ кг/с.
3. Початкові параметри пари:
 - тиск $P_0 = 39$ МПа;
 - температура $t_0 = 39$ °С;
 - швидкість пари $C_0 = 40$ м/с;
4. Тиск пари за ступенем $P_2 = 3,3$ МПа;
5. Число оборотів валу турбіни $n=3000$ об/хв.
6. Напрямок потоку пари при вході на ступінь $\alpha_0 = 90$ град.
7. Ступінь використання вхідної $x_0 = 1$ і вихідної $x_2 = 0,6$ швидкості.
8. Ступінь реактивності $\rho=0,01$.
9. Ентальпія при початковій та кінцевій величини $h_0 = 3192$ кДж/кг
 $h_{01} = 3155$ кДж/кг, $h_{02} = 3144$ кДж/кг.

По заданих значеннях параметрів пари перед ступенем і за нею на h - s -діаграмі для ізоентропного процесу розширення пари визначаються

початкова h_0 і кінцева h_{02} ентальпії, а також теплоперепади що приходяться:

- на турбінний ступінь, кДж/кг:

$$\Delta h_0 = h_0 - h_{02} \quad (3.1)$$

$$\Delta h_0 = 3192 - 3144 = 48$$

- на соплові решітки, кДж/кг:

$$\Delta h_{01} = (1 - \rho) \cdot \Delta h_0 \quad (3.2)$$

$$\Delta h_{01} = (1 - 0,01) \cdot 48 = 47,5$$

- на робочі решітки, кДж/кг:

$$\Delta h_{02} = \rho \cdot \Delta h_0 \quad (3.3)$$

$$\Delta h_{02} = 0,01 \cdot 48 = 0,48$$

Користуючись діаграмою стану пари і h - s -діаграмою, визначають параметри пари перед і за сопловими і робочими решітками:

$$P_0 = 3,3 \text{ МПа};$$

$$t_0 = 390 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$V_0 = 0,074 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_1 = 3,361 \text{ МПа};$$

$$t_1 = 367,65 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$V_1 = 0,083 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_2 = 3,3 \text{ МПа};$$

$$t_2 = 364,92 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Фіктивна швидкість парового потоку (швидкість, еквівалентна всій енергії ступеня, що розташовується), відповідна розширенню адіабати на турбінному ступені, м/с

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_0 + \chi_0 \cdot C_0^2} \quad (3.4)$$

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot 48 + 1,0 \cdot 40^2} = 312$$

Якщо кінетична енергія на вході перед ступенем повністю використовується, то $\chi_a = 1$. Значення χ_a приймається в межах (0,42...0,48); причому більше приймають для турбін підвищеної економічності. Приймаємо значення $\chi_a = 0,42$. Значення χ_a виражає відношення швидкостей U/C_a , де U - окружна швидкість, м/с.

На підставі прийнятого значення χ_a визначається окружна швидкість на середньому діаметрі облопачування, м/с

$$u = \chi_a \cdot C_a \quad (3.5)$$

$$U = 0,42 \cdot 312 = 131$$

Середній діаметр облопачування ступеня, м

$$d_{cp} = \frac{u}{\pi \cdot n} \quad (3.6)$$

$$d_{cp} = \frac{140 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 3000} = 0,8913$$

Теоретична швидкість витікання пари із каналів соплових решіток ,
м/с

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (1 - \rho) \cdot \Delta h_{01} + \chi_0 \cdot C_0^2} \quad (3.7)$$

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (1 - 0,01) \cdot 47,5 + 1 \cdot 40^2} = 309,3$$

Визначаємо дійсну швидкість пари на виході із соплових каналів,
м/с

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t} \quad (3.8)$$

$$C_1 = 0,946 \cdot 309,3 = 292,59$$

де φ - коефіцієнт швидкості пари на вході в робочі решітки.

Вибираємо кут виходу парового потоку із соплових решіток $\alpha_l = (11 \dots 16)^\circ$. Зменшення α_l бажано, оскільки це сприяє збільшенню висоти лопаток і зростанню корисної роботи ступеня. Проте зменшення α_l , веде до додаткового зростання втрат в самих решітках і в зазорі між сопловими і робочими решітками.

Вибираємо ступінь парціальності ε і коефіцієнт витрати соплових решіток μ . Соплові решітки виконуються для повної і парціальної підводної пари.

У турбінах великої потужності парціальне підведення пари, як правило, застосовується лише в регулюючому ступені при сопловому паророзподіленні.

У активних турбінах малої і частково середньої потужності (при малих об'ємних пропусках пари) парціальними виконуються інколи і проміжні ступені.

Приймаємо ступінь парціальності $\varepsilon=1,0$ і коефіцієнт витрати соплових решіток μ_1 (коефіцієнт витрати соплових решіток при роботі із перегрітою парою лежить в межах $\mu_1=0,97\dots 0,98$).

Визначаємо висоту соплових решіток, мм

$$l_1 = \frac{G_0 \cdot \nu_1}{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot C_{1r} \cdot \sin \alpha_1} \quad (3.9)$$

$$l_1 = \frac{24 \cdot 0,083}{0,97 \cdot 3,14 \cdot 0,8913 \cdot 309,3 \cdot \sin\left(\frac{3,14 \cdot 13}{180}\right)} = 0,01055$$

де ν_1 - питомий об'єм пари (визначаємо по $h-s$ діаграмі).

Висота соплових решіток робить суттєвий вплив на втрати в решітках. Із зменшенням висоти втрати різко зростають.

При висоті решіток $l_1 < (14...16)$ мм застосовують парціальне підведення пари ($\varepsilon < 1$).

Таблиця 3.1 - Значення перекриш та зазорів ступені

Висота соплової решітки, мм	Перекрыша, мм		Осевий зазор, мм	
	Δ_1	Δ_2	a	δ
≤ 35	≤ 1	≤ 2	4	1
35...55	1	2...2,5	4...4,5	1...1,3
55...75	1,5...2	2,5...3	4,5...5	1,3...1,5
75...150	2...2,5	3...3,5	5...5,5	1,5...2
150...300	2,5...3	3,5...4	5,5...6	2...2,5
300...400	5...6	6,5...7,5	5,5...6	2...2,5
400...625	7...8	7...8	6,5...7	3...3,5
>625	9...10	9...10	7...10	3,5...6

Для ступенів з невисокими решітками перекриття вибирається біля кореня лопатки Δ_1 , а біля вершин Δ_2 , а також конструктивні розміри a і δ з таблиці 3.1

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2 \quad (3.10)$$

$$l_2 = 0,01055 + 0,001 + 0,0016 = 0,01315$$

Визначаємо відносну швидкість пари на вході в робочі решітки, м/с

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.11)$$

$$w_1 = \sqrt{292,6^2 + 140^2 - 2 \cdot 140 \cdot 296 \cdot \cos\left(\frac{3,14 \cdot 13}{180}\right)} = 159$$

Визначуваний кут входу пари на робочі лопатки, град.

$$\sin \beta_1 = \left(\frac{C_1}{W_1} \right) \cdot \sin \alpha_1 \quad (3.12)$$

$$\sin \beta_1 = \frac{292,6}{159} \cdot \sin \left(\frac{3,14 \cdot 13}{180} \right) \cdot \frac{180}{3,14} = 23,72$$

Кут виходу пари з робочих лопаток, град.

$$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ \quad (3.13)$$

$$\beta_2 = 23,72 - 3 = 20,72$$

Теоретична швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_{02} + W_1^2} \quad (3.14)$$

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot 0,48 + 159^2} = 159$$

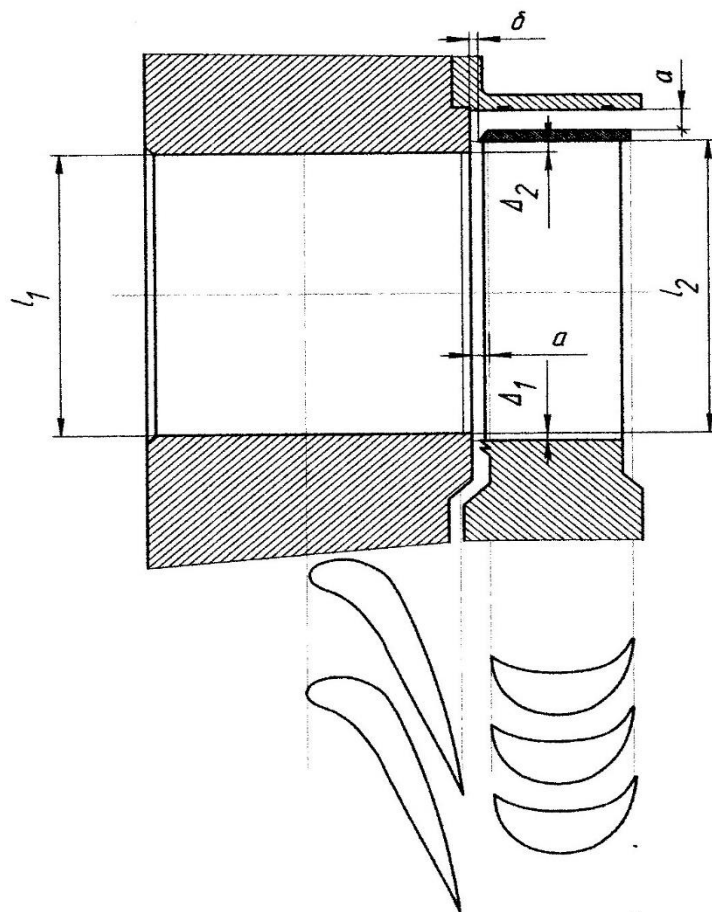


Рисунок 3.2 - Ескіз проточної частини проміжного ступеня

Уточнюємо кут виходу пари з робочих лопаток, град

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{C_{2a}}{W_2}\right) \quad (3.15)$$

$$\beta_{2l} = \frac{54,1}{131,7} = 0,4108$$

де

$$C_{2a} = \frac{G_0 \cdot v_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot l_2} \quad (3.16)$$

$$C_{2a} = \frac{24 \cdot 0,083}{3,14 \cdot 0,8913 \cdot 0,01315} = 54,1$$

Абсолютна швидкість пари на виході з робочих лопаток, м/с

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (3.17)$$

$$C_2 = \sqrt{131,7^2 + 140^2 - 2 \cdot 140 \cdot 137,7 \cdot \cos\left(\frac{3,14 \cdot 24,27}{180}\right)} = 57,66$$

Визначуваний кут напрямку абсолютній швидкості α_2

$$\alpha_2 = \arcsin\left[\frac{W_2 \cdot \sin \beta_2}{C_2}\right] \quad (3.18)$$

$$\alpha_{2_1} = \frac{131,7 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 24 \cdot 27}{180}\right)}{57,66} = 0,9384$$

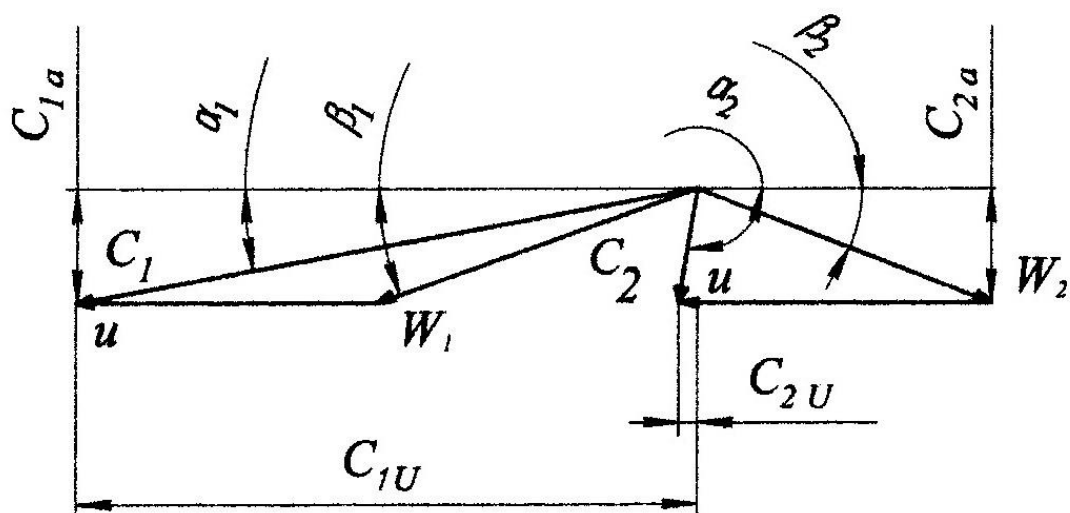


Рисунок 3.3 - Трикутники швидкостей турбінного ступеня

З трикутників швидкостей знаходимо проекції швидкостей C_1 і C_2 на окружний і аксіальний напрям, м/с

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (3.19)$$

$$C_{1u} = 285,1$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (3.20)$$

$$C_{2u} = 19,92$$

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (3.21)$$

$$C_{1a} = 65,79$$

$$C_{2a} = C_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (3.22)$$

$$C_{2ag} = 54,14$$

Визначуваний відносний ККД лопатки

$$\eta_{ол} = \frac{\Delta h_u}{E_0} = 1 - \frac{\Delta h_c}{E_0} - \frac{\Delta h_l}{E_0} - (1 - \mu_1) \cdot \frac{\Delta h_{с.с.}}{E_0} = 1 - \xi_c - \xi_l - (1 - \mu_1) \cdot \xi_{с.с.}, \quad (3.23)$$

де

Δh_u - використаний теплоперепад, віднесений до вінців робочих решіток, кДж/кг

$$\Delta h_u = \Delta h_o + \mu_0 \cdot \Delta h_{с.с.}^{np} - \mu_1 \cdot \Delta h_{с.с.} - \Delta h_c - \Delta h_l - (1 - \mu_1) \cdot \Delta h_{с.с.} \quad (3.24)$$

$$\Delta h_u = 48 + 0 - 0.8 \cdot 1.662 - 5.027 - 3.974 - (1 - 0.8) \cdot 1.1662 = 37,3$$

Енергія пара, яка приходить на ступінь, кДж/кг

$$E_0 = (\Delta h_o - \mu_0 \cdot \Delta h_{с.с.} - \mu_1 \cdot \Delta h_{с.с.}) \quad (3.25)$$

$$E_0 = 46,7$$

Відносний внутрішній К.К.Д. ступеня

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{м.с.} - \xi_{1yn} - \xi_{2yn} \quad (3.26)$$

$$n_{ot} = \frac{37,3}{46,7} = 0,7992$$

Діаметр диску, заміряний в середині лопатки, м

$$d = 0,8913 - 0,01055 = 0,8807$$

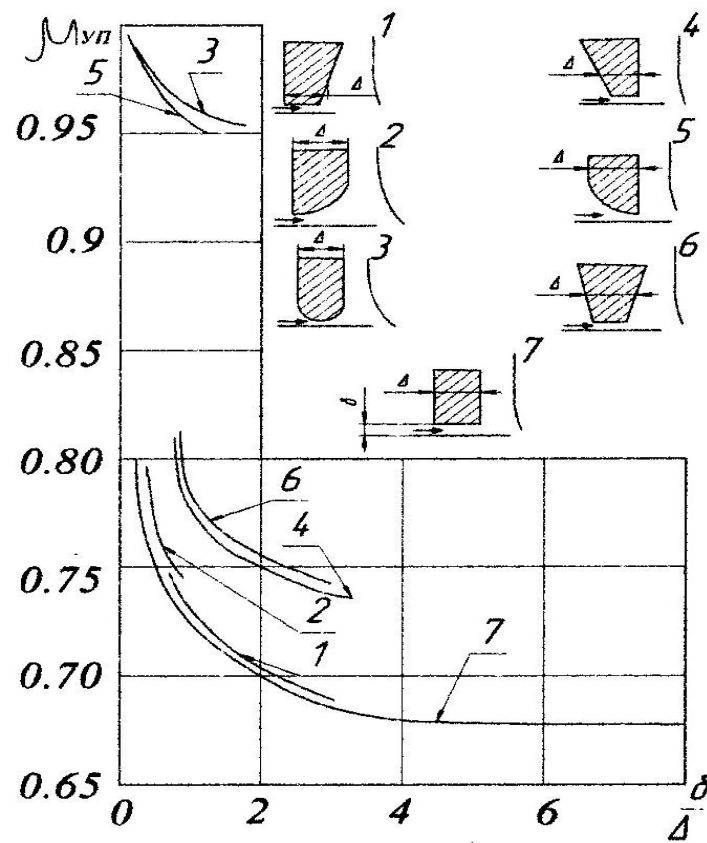


Рисунок 3.4 - Значення коефіцієнта витрати для лабіринтових ущільнень різної форми

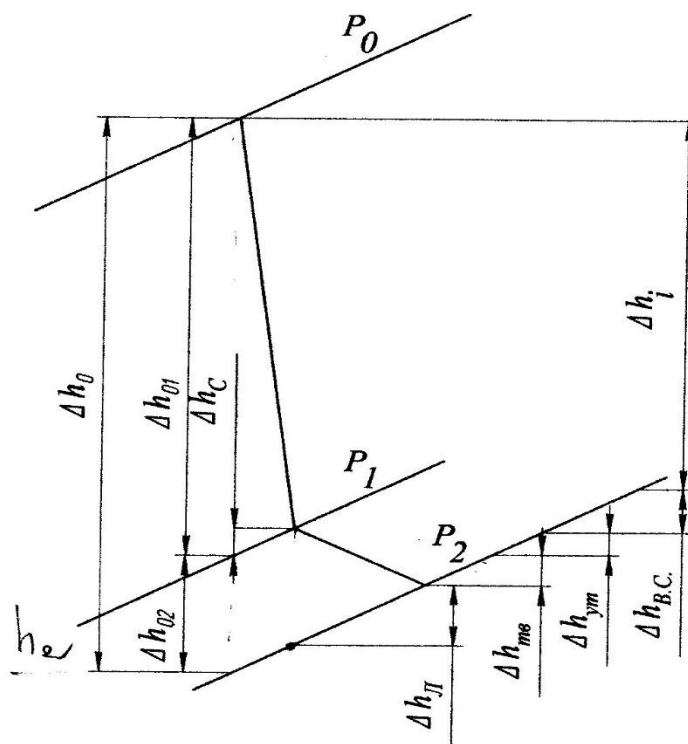


Рисунок 3.5 - Тепловий процес нерегульованого ступеня в h - s діаграмі

Для визначенні режиму руху парового струменя в ступені визначаємо відношення тиску пари на виході із ступеня до тиску на її вході P_1/P_0 .

Визначаємо число Маха для соплових решіток

$$M_{c1} = \frac{C_1}{a_1} \quad (3.27)$$

$$M_{c1} = \frac{292,6}{648,7} = 0,4511$$

Швидкість розповсюдження звуку у вихідному перетині соплових решіток, м/с

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_1} \quad (3.28)$$

$$a_1 = \sqrt{1,3 \cdot 3,9 \cdot 10^6 \cdot 0,083} = 648,7$$

Перевіряємо вихідну висоту соплових решіток, м

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1} \quad (3.29)$$

$$l_1 = \frac{0,00680}{3,14 \cdot 0,8913 \cdot \sin\left(\frac{3,14 \cdot 13}{180}\right)} = 0,01081$$

По набутих значень числа Маха M_{cl} і кута виходу потоку пари (кут нахилу соплових лопаток) по таблиці 3.2 підбираємо профіль соплової лопатки.

Група А відноситься до дозвукових, Б - до навіколовзвукових, В - до надзвукових потоків пари. Застосовуються наступні позначення решіток: С - соплова. Наприклад: С-90-12А (перші дві цифри позначають кут входу, другі дві цифри - кут виходу парового потоку в градусах, остання літера вказує область швидкостей, що рекомендується).

Таблиця 3.2 - Основні параметри соплових турбінних решіток

Група	Діапазон чисел Маху	Позначення профілю	Кут виходу потоку пари α_1 , град.	Оптимальний відносний крок $t=t_1/V$	Хорда профілю соплових решіток, В, мм	Оптимальний кут установки β , град.
1	2	3	4	5	6	7
А	0,1...0,9	С-90-09А	8...11	0,72...0,85	60,6	27...33
		С-90-12А	10...14	0,72...0,87	62,5	31...36
		С-90-15А	13...17	0,70...0,85	51,5	36...43
		С-50-18А	16...20	0,70...0,80	47,1	41...46
		С-90-22А	20...24	0,70...0,80	45	41...47
		С-90-27А	24...30	0,65...0,75	45	45...51
		С-90-33А	30...36	0,62...0,75	45	52...58
		С-90-38А	35...42	0,60...0,73	45	56...68
		С-55-15А	12...18	0,72...0,87	45	50...56
		С-55-20А	17...33	0,70...0,85	41,5	62...67
		С-45-25А	21...28	0,60...0,75	45,8	62...67
		С-60-30А	27...34	0,52...0,70	34,6	67...73
		С-65-20А	17...33	0,60...0,70	45	48...55
		С-70-25А	22...28	0,50...0,67	45	53...59
		Б	0,85...1,3	С-90-12Б	10...14	0,72...0,87
С-90-15Б	13...17			0,70...0,85	52	35...41
В	1,3...1,6	С-90-12В	10...14	0,58...0,68	40,9	39...43
		С-90-15В	13...17	0,55...0,65	42	38...42

При $\alpha_1=13$ градусів і числу Маха 0,46 вибираємо профіль С-90-12А.

Для вибраного профілю лопатки с таблиці 3.2 беремо велечину відносну кроку

$$t=0,85; V=62,5 \text{ хорда}; t_1 = 0,85 \cdot 62,5 = 53,12$$

Кількість направляючих лопаток

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_1} \quad (3.30)$$

$$Z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,8913}{53,12 \cdot 10^{-3}} = 52,71$$

Точний крок решітки

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{Z_1} \quad (3.31)$$

$$t_{ш1} = \frac{3,14 \cdot 0,8913}{0,052} = 53,95$$

Для побудови профілю визначаємо коефіцієнт подібності

$$k'_{nod} = \frac{B}{51,95} \quad (3.32)$$

$$k = \frac{62,5}{51,95} = 1,203$$

Значення M для додатку 2

$$M = [\sin(\beta - 3,938) \cdot 48,715] + 3,35 \quad (3.33)$$

$$M = \sin \left[\frac{3,14 \cdot (34 - 3,939)}{180} \right] \cdot 48,715 + 3,35 = 27,74$$

Профіль лопатки і основні геометричні розміри підбираються по даним в таблиці Додатку 1 координатам точок профілю. Розміри і координати, вказані в таблиці Додатку 1 потрібно помножити на коефіцієнт подібності k'_{nod} .

Кут установки соплової лопатки β вибираємо з діапазону оптимального кута установки, приведену в таблиці 1.

Приймаючи оптимальний кут β , будемо ескіз соплової лопатки (див. рис. 3.6).

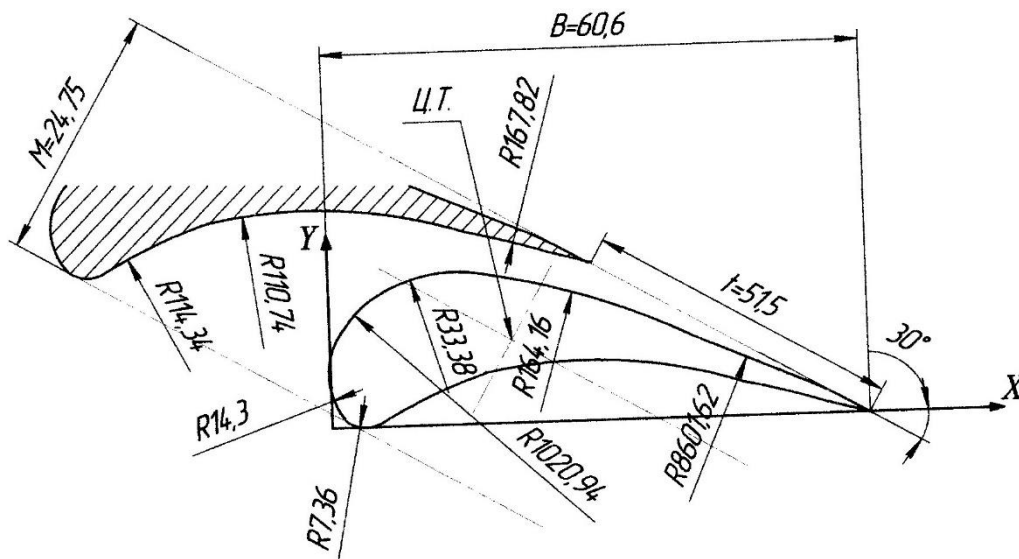


Рисунок 3.6 - Ескіз профілю соплової лопатки С-90-12А

Визначаємо вихідний перетин каналів робочих решіток, м²

$$F_2 = \frac{G_0 \cdot v_2}{\mu_2 \cdot W_{2t}} \quad (3.34)$$

$$F_2 = \frac{24 \cdot 0.0842}{0.76 \cdot 159} = 0,01672$$

де μ_2 - коефіцієнт витрати пари в робочих решітках.

Розрахункова вихідна висота робочих решіток, мм

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \beta_2} \quad (3.35)$$

$$l_2 = \frac{0.01672}{3.14 \cdot 0.8913 \cdot \sin\left(\frac{3.14 \cdot 24.27}{180}\right)} = 536$$

Визначаємо швидкість розповсюдження звуку в робочих решітках,
м/с

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_2} \quad (3.36)$$

$$a_2 = \sqrt{1.035 \cdot 3.3 \cdot 10^6 \cdot 0.0842} = 536$$

Визначаємо число Маха для робочих решіток

$$M_{w_2} = \frac{W_2}{a_2} \quad (3.37)$$

$$M_{w_2} = \frac{131.7}{536} = 0.246$$

Для обраної лопатки з таблиці визначаємо величину відносно кроку

Табл. 3.3 Основні параметри робочих турбінних решіток.

Група	Діапазон чисел Маху	Позначення профілю	Кут виходу потоку пари β_2 , град.	Оптимальний відносний крок $\bar{t}=t_2/B$	Хорда профілю робочих решіток В, мм	Оптимальний кут установки β , град.
1	2	3	4	5	6	7
А	0,1...0,9	Р-23А	12...16	0,6...0,75	25,9	77...82
		Р-26-17А	15...19	0,6...0,7	25,7	75...81
		Р-30-21А	19...24	0,58...0,68	25,6	77...83
		Р-35-25А	22...28	0,55...0,65	25,4	76...82
		Р-46-29А	25...32	0,45...0,58	25,6	75...81
		Р-50-33А	30...36	0,43...0,55	25,6	75...81
		Р-60-38А	35...42	0,41...0,51	26,1	72...78
		Р-23-14АК	12...16	0,6...0,75	25,9	75...81
		Р-26-17АК	15...19	0,6...0,7	25,7	75...81
Б	0,85...1,25	Р-27-17Б	15...19	0,57...0,65	25,4	75...81
		Р-27-17Бк	15...19	0,57...0,68	25,4	75...81
		Р-30-21Б	19-24	0,55...0,65	20,1	81...85
		Р-35-25Б	22...28	0,55...0,65	25,2	82...87
В	1,25...1,9	Р-21-18В	16...20	0,6...0,7	20	86...89

При куті $\beta_2 = 24$ градуса і числу Маха=0,248 вибираем профіль робочої лопатки Р-30-21А

Для вибраної лопатки крок робочих решіток, мм

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot B \quad (3.38)$$

$$t_2 = 0,60 \cdot 25,6 = 15,4$$

Кількість робочих лопаток, шт.

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{t_2} \quad (3.39)$$

$$Z_2 = \frac{3,14 \cdot 0,8913}{15,4 \cdot 10^{-3}} = 182$$

Оскільки кількість лопаток не може бути дробовим числом, округляємо до найближчого цілого і уточнюємо остаточний крок решіток, мм

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{Z_2} \quad (3.40)$$

$$t_2 = \frac{3,14 \cdot 0,8913}{182 \cdot 10^{-3}} = 15,4$$

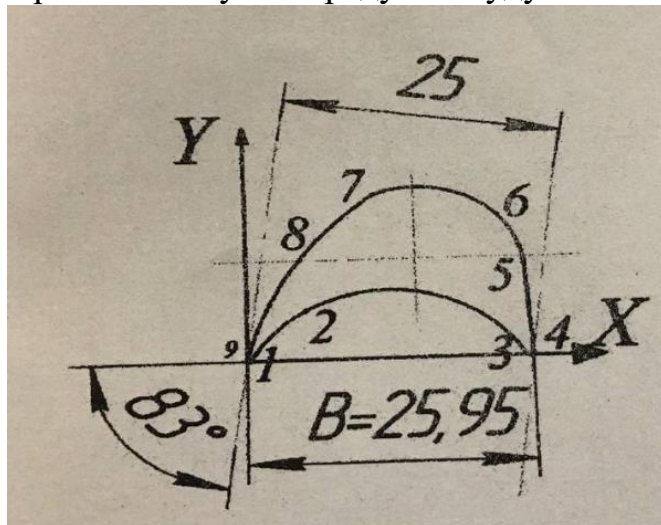
Залежно від значення числа Маха і кута виходу потоку пари таблиці 2 визначаємо характеристики профілю робочої лопатки.

Для побудови профілю визначимо коефіцієнт подібності

$$k_{под}'' = \frac{B}{25} \quad (3.41)$$

$$k_{под} = \frac{25,6}{25} = 1,02$$

Приймаємо кут 81 градус та будуємо ескіз робочої лопатки



№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0,37	5,34	25,176	25,93	25,4	23,2	11,665	6,425	0,011
Y	0,091	5,446	0,229	0,365	10,291	15,774	18,482	13,381	0,265

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ПРАВИЛА БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

4.1 Правила безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій і теплових мереж.

Кожен працівник зобов'язаний строго виконувати ПБЕ ТМО і негайно повідомляти своєму безпосередньому керівнику, а при його відсутності вищестоящому керівнику, про нещасний випадок, і всіх виявлених ним порушень ПБЕ ТМО, а так само несправностей устаткування, яке обслуговується, захисних пристроїв, виконувати розпорядження, яке суперечить ПБЕ ТМО забороняється.

Працювати необхідно в спецодязі застебнутому на всі гудзики.

На одязі не повинно бути частин що розвиваються, які можуть бути захоплені обертовими частинами механізмів.

Забороняється засукати рукава спецодягу.

Перебуваючи в цеху захисна каска повинна бути одягнена, волосся прибрані під каску.

Весь персонал повинен знати маршрути пересування по території станції, план евакуації на випадок пожежі або аварійної ситуації.

На території і в цеху повинна дотримуватися чистота. Розлиті маслтила, рідини повинні негайно бути прибрані, місце витерте.

Дрантя необхідно зберігати в металевому ящику, брудну дрантя з ящиків щодня необхідно прибирати.

Палити в машзалі забороняється.

Всі гарячі частини устаткування, яке обслуговується повинні мати теплову ізоляцію, ділянки обладнання і трубопроводів, що знаходяться в зоні можливого попадання горючих рідин, мастил повинні бути покриті металевою обшивкою.

Рухомі (обертові) частини механізмів повинні бути огорожені.

Забороняється перебувати без виробничої необхідності на майданчиках агрегатів, поблизу люків, водовказівних стекол, а також близько запірної, регулюючої та запобіжної арматури і фланцевих з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском.

Забороняється спиратися і ставати на бар'єр майданчиків, ходити по трубопроводах, конструкціях і перекриттях, не призначених для проходу по них.

При пусках, відключенні і випробуванні устаткування і трубопроводів під тиском, перебування сторонніх осіб поблизу їх забороняється.

При гідровипробуваннях оглядати зварні шви дозволяється тільки після зняття тиску до робочого.

При виявленні свищів в паропроводах, колекторах, живильних трубопроводах, в корпусах арматури необхідно терміново вивести працюючих з цієї зони, зону захистити, вивісити знак безпеки: «Обережно! небезпечна зона».

Забороняється пуск і короткочасна робота насосів і інших механізмів без огорожень, захисних кожухів.

Забороняється чистити, обтирати, змащувати обертові частини механізмів, просовувати руки через огорожі.

Забороняється експлуатація обладнання з несправними захисними пристроями.

Ремонт обладнання повинен проводитися тільки за на нарядами-допусками після відключення його від сторонніх джерел, зняття напруги і т.д.

Робота на висоті 1,3 м і вище повинні проводитися зі стаціонарних майданчиків або лісів відповідно до вимог ПБЕ ТМО, використовувати випадкові майданчики забороняється.

Підтяжку болтів фланцевих з'єднань дозволяється проводити при тиску не вище 5 кгс/см². Добавку сальників арматури дозволяється виконувати при тиску в трубопроводах не вище 0,2 кгс/см² і температурі не вище 450 °С.

При виведенні в ремонт, устаткування повинно бути зупиненою, напруга з електродвигуна і з електроприводів знято, муфта розчіплюючи. Запірна арматура закрита, дренажі не зв'язані з іншими потоками і повітряники відкриті.

Приводи включення арматури закриті на замки.

На відключених приводах і пусковому пристрої механізмів повинні бути вивішені знаки безпеки.

Перед пуском механізму повинна бути зібрана муфта, встановлені всі огорожі, зняті знаки безпеки, прибрані інструмент і матеріали і виведені люди з місця робіт, наряд зданий начальнику зміни. При необхідності продовження робіт після випробування, робоче місце готується знову.

Забороняється проводити роботи, пов'язані із заміною і ремонтом арматури на маслопроводах (за винятком заміни манометрів) при працюючому маслососа.

При розривах трубопроводів циркуляційної води, тепломережі та інших загрозливих затоплення відмітки. -3,5 м, насоси НТВ, НСВ, НОР, НСМ, зливні БНТ, фільтр-прес і центрифугу, при затопленні їх фундаментів і підвищення рівня, негайно зупинити, розібрати електронних схем.

У разі нещасного випадку або виникненні небезпеки необхідно негайно надати потерпілому першу допомогу або вжити заходів щодо попередження нещасних випадки (аж до зупинки агрегату).

Пожежний інвентар (ломи, багри, відра, лопати) та первинні засоби пожежогасіння (ящики з піском, вогнегасники) і протипожежне водопостачання повинні бути в повній наявності і готовності.

При виникненні пожежі машиніст-обхідник, не залишаючи робочого місця і посиливши нагляд за агрегатом, повинен:

- негайно довести до відома машиніста блоку по ТГ;
- гасити пожежу своїми силами, не чекаючи прибуття пожежної команди;
- стежити за тим, щоб пожежа не поширювався на близько розташоване устаткування, в разі необхідності прикрити його;
- якщо пожежа спричинить за собою зміну режиму роботи основного устаткування або виникне загроза цілісності обладнання, необхідно зупинити ТЖН, ЖЕН або БЖН.

При гасінні пожежі користуватися, залежно від обставин, вуглекислотними, пінними, порошковими вогнегасниками, піском, водою, вживаючи всіх заходів по запобіганню обладнання від псування.

Правила поширюються на працівників, які виконують роботи на тепломеханічному обладнанні електростанцій, теплових мереж, теплових пунктів та опалювальних котелень.

Вимоги цих Правил є обов'язковими у разі виконання робіт з монтажу, налагодження, ремонту, реконструкції та експлуатації теплосилового, механічного, паливного і водопідготовчого обладнання, неелектричних пристроїв теплової автоматики та вимірювань паливно-транспортних, котлотурбінних і хімічних цехів електростанцій, теплових мереж, теплових пунктів та опалювальних котелень.

Вимоги цих Правил необхідно виконувати під час проектування та обслуговування тепломеханічного обладнання.

Під час виконання робіт на тепломеханічному обладнанні необхідно керуватись також державними галузевими актами з охорони праці,

стандартами безпеки праці, нормами та інструкціями заводів-виробників обладнання.

Медичний огляд працівників слід здійснювати відповідно до вимог Положення про медичний огляд працівників певних категорій, затвердженого наказом Міністерства охорони здоров'я України.

Працівники з ознаками алкогольного або наркотичного сп'яніння не допускаються до роботи.

Працівники, винні у порушенні вимог безпечного ведення робіт на тепломеханічному обладнанні електричних станцій і теплових мереж, несуть відповідальність згідно з чинним законодавством.

Працівники, які обслуговують обладнання в газонебезпечних місцях, а також мають справу із шкідливими речовинами, повинні знати:

- перелік газонебезпечних місць у цеху (районі);
- властивості та отруйну дію шкідливих речовин та ознаки отруєння ними;
- правила проведення робіт і перебування у газонебезпечних місцях;
- правила користування засобами захисту;
- пожежонебезпечні речовини і засоби гасіння їх;
- правила евакуації із газонебезпечних місць працівників, які постраждали від дії шкідливих речовин, і прийоми надання їм долікарської допомоги.

Працівники, які обслуговують газове господарство і котельні установки, що працюють на природному газі, крім вимог цих Правил, повинні знати і виконувати вимоги відповідних розділів Правил безпеки систем газопостачання України, затверджених наказом Держнаглядохоронпраці України.

4.2 Заборонні знаки

Заборонні знаки призначені для заборони окремих дій.

Знаки повинні бути такими: коло червоного кольору з білим полем усередині, з білою по контуру знака облямівкою і символічним зображенням чорного кольору на внутрішньому білому полі, перекресленому похилою смугою червоного кольору (кут нахилу 45 рад., ліворуч зверху, праворуч вниз). Ширина кільця червоного кольору повинна бути від 0,09м до 0,1м зовнішнього діаметра, ширина похилої червоної смуги - 0,08м зовнішнього діаметра, ширина білої облямівки по контуру знака - 0,02м зовнішнього діаметра. Дозволяється використовувати заборонні знаки з пояснювальним написом, виконаним шрифтом чорного кольору. У цьому разі похилу червону смугу не наносять. На знаках пожежної безпеки пояснювальні написи необхідно наносити червоним кольором. Застережні знаки призначені для попередження працівників про можливу небезпеку.

Знаки повинні бути такими: рівносторонній трикутник із округленими кутами жовтого кольору з вершиною вгору, з облямівкою чорного кольору завширшки 0,05 м довжини сторони, із символічним зображенням чорного кольору. Настановчі знаки призначені для розміщення певних дій, які здійснюються тільки за умови виконання конкретних вимог безпеки праці (обов'язкове використання засобів захисту працівниками, які виконують роботу, прийнятих заходів щодо створення безпечних умов праці), вимог пожежної безпеки і показу шляхів евакуації.

Знаки повинні бути такими: квадрат зеленого кольору з білою облямівкою по контуру завширшки 0,02 м довжини сторони квадрата і білим полем квадратної форми всередині нього, сторона якого дорівнює 0,7 довжини сторони квадрата зеленого кольору. Всередині білого квадратного поля слід нанести чорним кольором символічне зображення

або пояснювальний напис. На знаках пожежної безпеки пояснювальні написи необхідно виконувати червоним кольором.

Вказівні знаки призначені для показу місцезнаходження різних об'єктів і пристроїв, пунктів медичної допомоги, пунктів з питною водою, пожежних постів, пожежних кранів, гідрантів, вогнегасників, пунктів сповіщення про пожежу, складів, майстерень. Знаки повинні бути такими: синій прямокутник з білою облямівкою по контуру завширшки 0,02 м меншої сторони прямокутника з білим квадратом усередині із стороною, що дорівнює 0,7 м довжини меншої сторони прямокутника. Всередині білого квадрата повинні бути нанесені чорним кольором символічне зображення або пояснювальний напис, за винятком символів і пояснювальних написів пожежної безпеки, які необхідно виконувати червоним кольором.

Усі гарячі частини обладнання, трубопроводи, баки та інші елементи, торкання до яких може викликати опіки, повинні мати теплову ізоляцію. Температура на поверхні ізоляції за температури навколишнього повітря плюс 25 °С не повинна перевищувати плюс 45 °С.

Усі гарячі ділянки поверхонь обладнання і трубопроводів, що розташовані в зоні можливого попадання на них легкозаймистих, горючих, вибухонебезпечних або шкідливих речовин, слід покрити металевою обшивкою - для захисту теплової ізоляції від просочування цих речовин.

Трубопроводи агресивних, легкозаймистих, горючих, вибухонебезпечних або шкідливих речовин повинні бути герметичними. У місцях можливого витікання (крани, вентиля, фланцеві з'єднання, сальники тощо) слід установлювати захисні кожухи, а за необхідності - спеціальні пристрої, що дозволяють зливати з них продукти витікання у безпечне місце.

Елементи обладнання, арматуру та прилади, що потребують періодичного огляду, слід розміщувати у зручних місцях, забезпечуючи

вільний прохід для обслуговування їх. Елементи обладнання, арматуру, пристрої для вимірювання, керування і регулювання, а також прилади, розміщені на висоті понад 1,3 м від рівня підлоги (робочої площадки), слід обслуговувати із стаціонарних площадок із застосуванням огорожень та драбин.

Для обслуговування технологічного обладнання (котлів, теплообмінників, турбоагрегатів, фільтрів тощо) згідно з вимогами СНиП 3.03.01-87 "Несущие й ограждающие конструкции" слід установлювати постійні площадки і сходи з поручнями заввишки понад 1,0 м із суцільною обшивкою поручнів по низу понад 150 мм і одного проміжного горизонтального елемента.

Перехідні площадки і сходи повинні мати поручні з обох боків. Площадки завдовжки понад 5 м повинні мати не менше двох сходів, розміщених у протилежних кінцях.

На пристроях керування арматурою з електричним (електромагнітним) або механічним (пневматичним) приводом повинні наноситись написи щодо їхнього призначення і слова, що показують напрямок ходу, "відкр.", "закр.".

4.3 Вимоги до розпізнавального кольору трубопроводів і написів

Розпізнавальний колір і цифрове позначення великих груп трубопроводів повинні відповідати нормам.

Речовина, що транспортується		Колір розпізнавального забарвлення
Цифрове позначення укрупненої групи	Назва	
1	вода	зелений
2	пара	червоний
3	повітря	синій
4	гази горючі	жовтий
5	гази негорючі	жовтий
6	кислоти	оранжевий
7	луги	фіолетовий
8	рідини горючі	коричневий
9	рідини негорючі	коричневий
0	горючі речовини	сірий

Розпізнавальний колір трубопроводів слід виконувати суцільним по всій поверхні комунікацій або окремими ділянками.

Забарвлення трубопроводів, покритих ізоляцією з обштукатуреною поверхнею або ізоляцією з корозійностійкою металевою обшивкою, по всій довжині можна не проводити. У цьому разі слід наносити ділянки розпізнавального забарвлення і за потреби застережні кольорові кільця.

Розпізнавальне забарвлення слід наносити окремими ділянками на трубопроводи, що розміщені всередині виробничих приміщень, решту поверхонь комунікацій рекомендується фарбувати в колір інтер'єра. У цьому разі не допускається фарбувати трубопроводи між цими ділянками

в розпізнавальні кольори, що використовуються для позначення інших укрупнених груп речовин.

Ділянки розпізнавального кольору слід наносити в найбільш складних та небезпечних пунктах комунікацій (на відгалуженнях, біля місць з'єднань, фланців, біля місць відбирання проб і установлення КВП, біля місць проходження трубопроводів крізь стіни, перегородки, перекриття, на вводах і виводах із будівель тощо) не рідше ніж через 10 м усередині виробничих приміщень і на зовнішніх установках і через (30...60) м на зовнішніх магістральних трасах.

Ширину ділянок розпізнавального кольору необхідно приймати залежно від зовнішнього діаметра трубопроводів (з урахуванням ізоляції):

- для труб діаметром до 300 мм - до чотирьох діаметрів;
- для труб діаметром понад 300 мм - до двох діаметрів.

Дозволяється наносити ділянки розпізнавального кольору на трубопроводи діаметром понад 300 мм у вигляді смуг заввишки не менше 1/4 кола трубопроводу, ширина смуг повинна відповідати зазначеним розмірам.

Для позначення найбільш небезпечних за властивостями речовин, що транспортуються, на трубопроводи слід наносити застережні кольорові кільця.

4.4 Правила з навантажувально-розвантажувальними роботами

Навантажувально-розвантажувальні роботи, як правило, слід проводити механізованим способом за допомогою підйомально-транспортного обладнання або засобів малої механізації.

Під час проведення навантажувально-розвантажувальних робіт, пов'язаних з використанням засобів залізничного або автомобільного транспорту, слід дотримуватись вимог "Правил техніки безпеки и

производственной санитарии при погрузочно-разгрузочных работах на железнодорожном транспорте (ЦМ-4771)", затверджених Міністерством шляхів сполучення СРСР 15.02.90 і Правил охорони праці на автомобільному транспорті, затверджених наказом Держнаглядохоронпраці України від 13.01.97 N5.

Навантажувати перекриття і площадки необхідно з дотриманням допустимих норм, а вантажі слід підвішувати до призначених для цього згідно з ППР конструкцій будов, споруд, трубопроводів тощо.

Не дозволяється перебувати у траншеї під час опускання в неї труб та інших елементів обладнання і арматури, а також перебувати під обладнанням і вузлами трубопроводів до завершення їхнього закріплення.

Під час проведення навантажувально-розвантажувальних робіт із застосуванням екскаваторів, кранів, навантажувачів забороняється водіям і працівникам, які супроводжують вантаж, перебувати у кабіні автомобіля, не обладнаного захисним козирком.

Стояти під грейферами, стрілами кранів і машин, на залізничних коліях, шляхах механізмів і кранів, в районі переміщення скреперів заборонено.

Під час розвантажування навалочних вантажів на естакадах та коліях, укладених на висоті, люки вагонів необхідно відкривати із спеціальних містків, а закривати їх - за допомогою спеціальних люкопідіймачів.

Під час відкривання люків і дверей вагонів, а також бортів платформ слід стояти поза зоною можливого падіння вантажу або можливого удару бортом чи люком.

Для переходу із залізничних вагонів на навантажувально-розвантажувальну площадку, в складське приміщення і в зворотному напрямку необхідно установити сходи з рифленого заліза або дощок, які повинні відповідати вимогам чинних будівельних норм.

Вантажі (крім баласту, що розвантажуються для шляхових робіт) слід розміщувати на відстані не менше 2 м від зовнішньої грані найближчої до вантажу залізничної рейки, - для штабелів заввишки до 1,2 м, а у разі більшої висоти штабелів - на відстані не менше 2,5 м.

Укладені вантажі не повинні мати частин, що стирчать (дроту, ломів, шпал тощо).

Пересувати залізничні вагони або платформи вздовж фронту розвантажування (навантажування) слід локомотивами, штовхачами та маневровими лебідками.

Виконувати цю роботу вручну із застосуванням найпростіших пристосувань (ручної лебідки, аншпуга тощо) дозволяється у виняткових випадках - тільки вздовж горизонтальної ділянки колії. У цьому разі у вагонах не повинно бути небезпечних вантажів і кількість вагонів повинна бути обмежена одним навантаженим або двома обов'язково зчепленими порожніми чотириосьовими вагонами.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Виконано загальний опис парових турбін. Визначення принципу роботи та тепловий цикл паротурбінної установки. Проведено аналіз науково-технічної інформації.

Виконано математичне моделювання теплових процесів в лопатковому апараті з урахуванням газодинамічної обстановки в прикордонному шарі міжлопаткового простору за допомогою пов'язаного чисельного рішення системи диференціальних рівнянь прикордонного шару і завдання нестационарної теплопровідності лопатки.

Особливості розробленого методу є використання результатів розрахунку прикордонного шару, у тому числі з урахуванням впливів, дисперсності потоку та газодинамічної температурної стратифікації для вирішення задачі теплопровідності лопатки.

Дослідження з використанням розробленого комплексу програм проводилось у кілька етапів. Математичне моделювання охолодження із застосуванням перфорованих поверхонь спинки і корита з демпфіруючими порожнинами, деякі результати якого наведені на малюнку, показало, що за рахунок використання перфорацій на поверхні і глухих порожнин, що демпфують відбувається підвищення ефективності завіси без збільшення витрати охолоджувача.

В ході виконання роботи були знайдені теоретична та дійсна швидкості пари на вході та виході з робочих решіток, кут виходу та входу пари на робочі лопатки, знайшли втрати в соплових каналах, на робочих лопатках з вихідною швидкістю, відносний ККД лопатки, відносний внутрішній ККД ступеня, потужність ступеня, а також використаний тепло перепад у ступені. Також були розраховані розміри проточної частини ступеня турбіни.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. - М. : Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины (теория теплового процесса и конструкции турбин). Учебник для студентов энергомашиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов. - М. : Энергия, 1976. 368 с.
3. Шляхин, П.Н. Паровые и газовые турбины / П. Н. Шляхин / - М. : Энергия, 1974. 224 с.
4. Ємін П. М., Швачко Н. А. Теплопостачання (частина 1 «Теплові мережі та споруди»). - К. : Кондор, 2007. 244 с.
5. Бойко Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС): Справочное пособие / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачёв. ИПЦ КГТУ, 2006. 152 с.
6. Шарапов В.И. Электрические станции. 2019.
7. Василенко Г. В., Никитин В. И., Мещеряков И. М., Мурзин М. А. Теплоэнергетика, 2007.
8. Вукалович, М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара / М. П. Вукалович. - М. : Машиностроение, 1967
9. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. - М. : Энергоиздат, 1982.
10. Левцев А. П., Кудашев С. Ф., Макеев А. Н., Лысяков А. И. Влияние импульсного режима течения теплоносителя коэффициент теплопередачи в пластинчатом теплообменнике горячего водоснабжения, 2014.
11. Г. В. Василенко, Г. П. Сутоцкий, А. П. Лошицкий - Теплоэнергетика, 1992.
12. Жирицкий Г. С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г. С. Жирицкий - М. : Машиностроение, 1971. 150 с.

13. Нигматулин, И. Н. Тепловые двигатели / И. Н. Нигматулин -М.: Высш. Школа, 1974. 375 с.

14. Полецук И.З., Кургак М.Н. Конденсационные установки паровых турбин. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Тепловые и атомные электрические станции». Уфа, изд. УГАТУ. 2004.-59с.

15. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции – М.: МЭИ,2004-424с

16. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. М: МЭИ, 2009. – 467с

17. Кириллов И.И., Иванов В.А., Кириллов А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки. - Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1978. - 276 с., ил.

18. В.Я. Рыжкин, Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/ под ред. В.Я. Гиршфельда. - 3-е изд. перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 328 с.;

19. Малюшенко, В.В., Михайлов, А.К. Основное насосное оборудование электростанций. М., «Энергия», 1969. – 157 с.: ил.

20. Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. Т. 1. М., «Энергия», 1975.– 378 с.: ил.

21. Шварц, В.А., Конструкции газотурбинных установок. – М.: Машиностроение, 1970, 436 с

22. Турбины тепловых и атомных электростанций: метод. указ. к курсовому проектированию / Сиб. федерал. ун-т ; сост. Л. Н. Подборский. - Красноярск: ИПК СФУ, 2011. - 110 с.

23. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник /Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1989. – 608 с.: ил.

24. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424с.

25. А.И. Занин, В.С. Соколов Паровые турбины. –М.: Высшая школа,1988. – 208 с.

26. А.Н. Шерстюк Насосы, вентиляторы, компрессоры. –М.: Высшаяшкола, 1972, - 342 с.

27. Паровые и газовые турбины. Сборник задач. Учебное пособие длявузов /Б.М. Трояновский, Г.С.Самойлович, В.В. Нитусов, А.И. Занин.– М.: Энергоатомиздат, 1987, -240 с.

28. Конспект лекцій з дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни» для студентівденної та заочної форм навчання напряму 6.050601 – Теплоенергетика.