

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Кулеш Назарій Сергійович

УДК 536.248.2

ДИСЕРТАЦІЯ
ТЕПЛОМАСООБМІН ТА ГІДРОДИНАМІКА ЕЛЕМЕНТІВ
СЕПАРАТОРА ПАРОПЕРЕГРІВАЧА ВВЕР-1000

142 – Енергетичне машинобудування

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____/Кулеш Н.С./

Науковий керівник Туз Валерій Омелянович д.т.н., проф.

Київ - 2024



cert.pfx

АНОТАЦІЯ

Кулеш Н.С. Тепломасообмін та гідродинаміка елементів сепаратора пароперегрівача ВВЕР - 1000. -Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування ». - Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", МОН України, Київ, 2024.

Дисертаційна робота присвячена вивченню тепломасообміну та гідродинаміці елементів сепаратора пароперегрівача реакторної установки ВВЕР - 1000.

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, визначено мету, об'єкт та предмети дослідження. Вказано наукову новизну отриманих результатів та надано інформацію щодо особистого внеску здобувача. Також надано інформацію про апробацію результатів роботи. Описано структуру та обсяг дисертаційної роботи.

Одна з основних умов тривалої безаварійної роботи турбінного обладнання блоку АЕС - якісна сепарація краплинної рідини, яка може утворюватися в процесі винесення рідини з об'єму парогенератора або при конденсації вологої пари. Для забезпечення ефективності роботи сепараційних пристроїв необхідно знати особливості взаємодії рідини і газу, а також діапазон робочих параметрів, в межах яких реалізується стійкий режим перебігу плівки рідини і відсутнє вторинне винесення.

Збільшення діапазону стійкої роботи сепараційного пристрою в результаті забезпечення умов, за яких не відбувається порушення режиму течії, пов'язаного з краплинним винесенням рідини, це досягається

екрануванням поверхні контакту сітчастим матеріалом, в результаті чого рідина рухається в структурі сітчастого покриття.

У першому розділі представлено літературний огляд по основним типам турбін АЕС та сепараторів- пароперегрівачів . Проаналізовано найбільш розповсюджені типи турбін та сепараторів пароперегрівачів. Визначено особливості парових турбін для атомних енергетичних установок.

Створення швидкохідних турбін для АЕС потужністю 1000 МВт і більше вимагає застосування складних рішень. При зменшенні об'ємної витрати пари в конденсатор, пов'язаного з підвищенням у ньому тиску, суттєво збільшується одинична потужність турбоагрегату при фіксованій сумарній площі вихлопу, але при цьому різко знижується економічність електростанції. Тому для великих одиничних потужностей (1000 МВт і більше) доцільно застосовувати тихохідні турбіни.

Розглянуто робочий процес розширення пари, що представлений на рисунках та діаграмах та процес сепарації вологи та її типи.

З проточної частини турбіни практично вдається видаляти лише великодисперсну вологу, яка становить невелику частку від загального вмісту вологи. Разом з тим організація такого видалення вологи дуже ефективне, оскільки саме великі краплі та плівки викликають ерозію лопаток та інших елементів проточної частини, а також є причиною механічних втрат від вологості.

У турбінах АЕС для зниження кінцевої вологості пари застосовуються два способи позатурбінного вологовидалення - або проміжна сепарація, або сепарація з наступним паровим перегріванням відсепарованої пари. Застосування того чи іншого способу, а також вибір параметрів, при яких здійснюються видалення вологи та перегрів, визначається принциповою

тепловою схемою турбоустановки на підставі техніко-економічних розрахунків.

Другий розділ присвячено дослідженню гідродинаміки парорідинних потоків у криволінійних каналах сепараційних пристроїв енергетичних установок розглянуто один із напрямів підвищення техніко-економічних характеристик і надійності роботи енергетичного обладнання. Крапельна рідина у двофазному потоці приводить до ерозійних і корозійних процесів у трубопроводах, камерах згорання газотурбінних двигунів (ГТД) і в циліндрах низького тиску парових турбін (ЦНТ). Отримання гомогенного робочого тіла можливо шляхом переведення крапельної вологи у паровий стан (нагрів) або шляхом використання сепараційних пристроїв. В багатьох випадках використання бар'єрних фільтруючих елементів не можливо, тому єдиним шляхом забезпечення необхідної якості робочого тіла є використання інерційних сепараційних пристроїв, у тому числі жалюзійних.

Основним чинником, який впливає на ефективність процесу сепарації є відсутність контакту з поверхнею жалюзі при русі в потоці вологої пари крапель малого розміру. Цей процес залежить від фізико-хімічних властивостей вологої пари, дисперсності крапель, параметрів руху двофазного середовища, адгезії і крайового кута, геометрії каналу.

Третій розділ присвячений дослідженню гідродинаміки та теплообміну двофазних середовищ. При проектуванні технологічного обладнання, в якому в якості робочого тіла використовується волога пара, у більшості випадків, не враховується особливості взаємодії між краплями рідини і теплообмінною поверхнею, що приводить до невідповідності параметрів теплоносія реальним значенням. В повній мірі це стосується парових турбін, які працюють на вологій парі,

вологовміст якої залежить від первинного і вторинного виносу крапель рідини з сепараційних блоків. У розділі визначені граничні режими вторинного виносу крапель рідини з гребнів хвиль плівки. На підставі узагальнення результатів експериментальних досліджень порушення гідродинаміки руху двофазного потоку у каналі отримана кореляція критичних значень параметрів двофазного потоку для визначення нижньої границі процесу захлинання від густини зрошування, геометричних характеристик каналу і фізичних властивостей рідини і газу. Представлені результати оцінки ефективності конструкції теплообмінної поверхні при зміні параметрів теплоносія і робочого тіла, а також геометричних характеристик оребрення теплообмінної труби. Для труб з повздовжнім оребренням п-подібного профілю отримані кореляції, на підставі яких рекомендується виконувати оптимізацію геометричних характеристик оребрення.

У четвертому розділі виконаний аналіз та обробка отриманих результатів проведені випробування турбіни К-1000-60/3000 в діапазонів від 400 до 1000 МВт на обладнанні науково-дослідного центру надійності та безпеки АЕС та навчально-наукового центру підтримки ядерної захищеності, мультифункціональному тренажері реакторної установки РАЕС – 3, ВВЕР-1000 при цьому було відмічену зміну параметрів турбіни зокрема $t_{шт}$. Маючи параметри з реального об'єкту, паспорту і з мультифункціонального тренажеру, показані реальні зміни режимів роботи, однією з об'єктивних причин зміни режимів роботи по паспорту є процеси в СПП, такі як збільшення термічного опору контакту між оребренням та основною трубою.

Для якісного аналізу та обробки даних, були використані дані з блоку 3 РАЕС ВВЕР-1000 та дані взяті з лабораторії (тренажера), в якій встановлений симулятор блоку РАЕС 3 ВВЕР-1000, та паспортні

параметри обладнання, вважаємо що порівняння даним є компетентним так як тренажер працює в режимі нового обладнання та не враховує наслідки експлуатації енергетичної установки зокрема обладнання другого контуру.

Аналіз промислових випробувань показує що температура перегрітої пари після СПП менша на $\Delta t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, найбільш вірогідною причиною такої неузгодженості є виникнення додаткового термічного опору контакту між повздовжнім оребренням і основною трубою. Погіршення контакту пов'язано зі значним терміном експлуатації касет СПП в наслідок виникання термічних напружень в результаті зміни режимів роботи блоку та якості зварювальних робіт тому залежність для визначення коефіцієнту теплопередачі необхідно внести величину додаткового термічного контакту (R_k).

Ключові слова: граничні режими двофазного середовища, рекуперативний теплообмінний апарат з п-подібним оребренням, волога пара, рух двофазного середовища, жалюзійний сепаратор, криволінійний рух краплі, гідравлічна розвірка, тепломасообмін, турбулентність.

ANNOTATION

Kulesh N.S. Heat and mass transfer and hydrodynamics of the separator elements of the VVER superheater - 1000. -Qualifying scientific work with manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 142 "Energy Engineering". - National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute named after Ihor Sikorskyi", MES of Ukraine, Kyiv, 2024.

The dissertation is devoted to the study of heat and mass transfer and hydrodynamics of the separator elements of the steam superheater of the VVER - 1000 reactor unit.

The introduction the relevance of the work is substantiated, the goal, object and subjects of the research are defined. The scientific novelty of the obtained results is indicated and information is provided regarding the personal contribution of the recipient. Information on the approval of work results is also provided. The structure and scope of the dissertation work are described.

One of the main conditions for the long-term trouble-free operation of the turbine equipment of the NPP unit is the high-quality separation of droplet liquid, which can be formed during the removal of liquid from the volume of the steam generator or during the condensation of wet steam. To ensure the efficiency of the separation devices, it is necessary to know the peculiarities of the interaction of liquid and gas, as well as the range of operating parameters within which a stable mode of flow of the liquid film is realized and there is no secondary drift.

Increasing the range of stable operation of the separation device as a result of ensuring the conditions under which there is no violation of the flow regime associated with droplet removal of the liquid, this is achieved by shielding the contact surface with mesh material, as a result of which the liquid moves in the structure of the mesh cover.

The first chapter presents a literature review on the main types of NPP turbines and steam superheater separators. The most common types of steam superheater turbines and separators are analyzed. The features of steam turbines for nuclear power plants are determined.

The creation of high-speed turbines for NPPs with a capacity of 1000 MW and more requires the application of complex solutions. When reducing the volume flow of steam into the condenser, associated with an increase in its pressure, the unit power of the turbine unit at a fixed total exhaust area increases significantly, but at the same time, the efficiency of the power plant decreases sharply. Therefore, for large unit capacities (1000 MW and more), it is advisable to use low-speed turbines.

The working process of steam expansion, presented in figures and diagrams, and the process of moisture separation and its types are considered.

From the flow part of the turbine, it is practically possible to remove only coarse moisture, which is a small part of the total moisture content. At the same time, the organization of such moisture removal is very effective, since it is the large drops and films that cause the erosion of blades and other elements of the flow part, and are also the cause of mechanical losses from moisture.

In NPP turbines, two methods of off-turbine moisture removal are used to reduce the final humidity of the steam - either intermediate separation, or separation followed by steam reheating of the separated steam. The application of one or another method, as well as the choice of parameters at which moisture removal and overheating are carried out, is determined by the principle thermal scheme of the turbo installation on the basis of technical and economic calculations.

The second is dedicated to the study of the hydrodynamics of vapor-liquid flows in curvilinear channels of separation devices of power plants, one of the directions for improving the technical and economic characteristics and reliability of power equipment is considered. Droplet liquid in a two-phase

flow leads to erosive and corrosion processes in pipelines, combustion chambers of gas turbine engines (GTE) and in low-pressure cylinders of steam turbines (CST). Obtaining a homogeneous working fluid is possible by converting droplet moisture into a vapor state (heating) or by using separation devices. In many cases, the use of barrier filter elements is not possible, so the only way to ensure the required quality of the working body is to use inertial separation devices, including blind ones.

The main factor that affects the efficiency of the separation process is the lack of contact with the surface of the shutter when moving in the flow of small droplets of wet steam. This process depends on the physico-chemical properties of the wet vapor, the dispersion of the droplets, the parameters of the movement of the two-phase medium, adhesion and edge angle, and the geometry of the channel.

The third is devoted to the study of hydrodynamics and heat exchange of two-phase media. When designing technological equipment, in which wet steam is used as the working fluid, in most cases, the peculiarities of the interaction between liquid droplets and the heat exchange surface are not taken into account, which leads to the mismatch of the parameters of the heat carrier with real values. This fully applies to steam turbines that operate on wet steam, the moisture content of which depends on the primary and secondary removal of liquid droplets from the separation blocks. The article defines the limiting regimes of the secondary removal of liquid droplets from the wave crests of the film. Based on the generalization of the results of experimental research on the disturbance of the hydrodynamics of the movement of the two-phase flow in the channel, a correlation of the critical values of the parameters of the two-phase flow was obtained to determine the lower limit of the choking process depending on the irrigation density, the geometric characteristics of the channel, and the physical properties of the liquid and gas. The results of the evaluation of the effectiveness of the design of the heat exchange surface when

changing the parameters of the heat carrier and the working medium, as well as the geometric characteristics of the fins of the heat exchange pipe, are presented. Correlations were obtained for pipes with longitudinal ribbing of the u-shaped profile, on the basis of which it is recommended to optimize the geometric characteristics of the ribbing.

The fourth section, the analysis and processing of the obtained results were carried out, the tests of the K-1000-60/3000 turbine were carried out in the ranges from 400 to 1000 MW on the equipment of the research center for the reliability and safety of nuclear power plants and the educational and scientific center for supporting nuclear security, the multi-functional simulator of the reactor plant of RNPP - 3 , VVER-1000, at the same time, a change in the parameters of the turbine, in particular, was noted. Having parameters from a real object, a passport and from a multifunctional simulator, real changes in operating modes are shown, one of the objective reasons for changing operating modes according to the passport is the processes in the SSH, such as an increase in the thermal resistance of the contact between the fins and the main pipe.

For qualitative analysis and data processing, we used data from unit 3 of the VVER-1000 RNPP and data taken from the laboratory (simulator) in which the simulator of the unit 3 of the VVER-1000 RNPP is installed, as well as the passport parameters of the equipment, we believe that the data comparison is competent as the simulator works in the mode of new equipment and does not take into account the consequences of the operation of the power plant, in particular the equipment of the second circuit.

The analysis of industrial tests shows that the temperature of the superheated steam after SSH is lower by $\Delta t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, the most likely cause of this discrepancy is the occurrence of additional thermal contact resistance between the longitudinal fins and the main pipe. The deterioration of the contact is associated with a significant service life of SSH cassettes as a result

of the occurrence of thermal stresses as a result of the change in the operating modes of the unit and the quality of welding work, therefore, the dependence to determine the heat transfer coefficient must include the value of additional thermal contact (R_k).

Key words: movement of two-phase medium, shutter separator, curvilinear movement of a drop, hydraulic calibration, boundary modes of a two-phase medium, recuperative heat exchanger with u-shaped fins, wet steam, heat transfer, mathematical modeling, turbulent viscosity.

Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. V.O.Tuz, N.L. Lebed, N.S. Kulesh. HYDRODYNAMICS OF VAPOR-LIQUID FLOWS IN CURVILINED CHANNELS OF SEPARATION DEVICES OF POWER PLANTS. - Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2023, (4): 068 – 073 (**SCOPUS, Q3**) <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-4/068>
2. V.O.Tuz, N.L. Lebed, N.S. Kulesh. HEAT EXCHANGE UNDER THE LONGITUDINAL MOVEMENT OF WET STEAM IN FINNING HEAT EXCHANGERS. - Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2024, (1): 069 – 075 (**SCOPUS, Q3**) <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/069>
3. Туз В. О., Лебедь Н. Л., Кулеш Н. С. ГРАНИЧНІ РЕЖИМИ ЖАЛЮЗІЙНИХ СЕПАРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ. Збірник матеріалів XVIII Міжнародної науково-практичної конференції «ТЕПЛОВА ЕНЕРГЕТИКА: ШЛЯХИ РЕНОВАЦІЇ ТА РОЗВИТКУ», 2022 р. – С.68-71.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ	14
ВСТУП.....	16
РОЗДІЛ 1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.	21
1.1 Особливості парових турбін для атомних енергетичних установок	23
1.2 Робочий процес у волого-парових турбінах	25
1.3 Сепарація вологи у турбіні	31
1.4 Апарати проміжної сепарації та перегріву	35
1.5 Парові камери.....	34
РОЗДІЛ 2 ГІДРОДИНАМІКА ПАРОРІДИННИХ ПОТОКІВ У КРИВОЛІНІЙНИХ КАНАЛАХ СЕПАРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК	39
2.1 Ефективність процесу осушення в циклі паротурбінної установки	40
2.2 Ефективність роботи сепараційних пристроїв СПП	41
2.3 Гідродинамічні особливості руху двофазного серидовища у криволінійному каналі	43
2.4. Граничний режим порушення стійкості плівки.Вторинний винос крапель рідини	50
2.5 Висновки до розділу	57
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛООБМІН ПРИ ПОВЗДОВЖНЬОМУ РУМІ ВОЛОГОЇ ПАРИ В ОРЕБРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ.....	59
3.1. Теплообмін в першій ступені СПП	61
3.2 Гідродинаміка процесу формування двофазного потоку	65
3.3 Особливості теплообміну вологої пари при вимушеній конвекції на трубах з повздовжнім ребренням	77
3.4 Висновки та рекомендації	82
РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ 2-ГО КОНТУРУ БЛОКУ ВВЕР-1000	87
4.1 Опис технологічної схеми і основного обладнання 2-го контуру	87

4.2 Система основного конденсату та генерація конденсату	93
4.3 Аналіз та обробка отриманих результатів	98
ВИСНОВКИ	106
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	110

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Скорочення:

СПП — проміжний сепаратор-пароперегрівач;

КЗ — конденсатозбірник;

ПНТ — підігрівач низького тиску;

ПВТ — підігрівач високого тиску;

ЦВТ — циліндр високого тиску;

ЦСТ — циліндр середнього тиску;

ЦНТ — циліндр низького тиску;

ПП — пароперегрівач;

Одиниці вимірювання:

Q – тепловий потік, Вт

R – термічний опір, К/Вт

D, d – діаметр

S – площа, м²;

K – коефіцієнт проникності, м²

V – об'ємна витрата, м³/с

P – тиск, Па;

R – радіус, м

H, h – висота, м

λ – теплопровідність, Вт/(м·К)

ρ – густина, кг/м³;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;

μ – коефіцієнт динамічної вязкості рідини, Па·с

r – питома теплота пароутворення, Дж/кг

t – температура, °С

q – густина теплового потоку, Вт/м²;

нас. — насичення

α — коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с

g — прискорення вільного падіння, м/с²;

δ - товщина зразка, м.

w — швидкість

τ - час, с

θ — крайовий кут змочування між робочою рідиною та матеріалом

Індекси:

сеп — сепаратор;

нас — насичення;

гл — гладка;

пот — потік;

с — сепарат;

I — лінійний;

р — ребро;

п — пучок, пара;

в.к — вхідна камера;

пл — плівка;

розр — розрахунковий;

кол — колектор;

кам — камера;

I, II — відповідно перша та друга ступені ПП.

ВСТУП

Сучасні тенденції розвитку електроніки направлені на зменшення розмірів електронних компонентів, що, одночасно супроводжується збільшенням їх потужності. В таких умовах системи охолодження повинні мати можливість відводити теплові потоки з високою густиною. За допомогою теплових труб можна ефективно передавати теплові потоки високої густини на значні відстані, порівняно з розмірами джерела теплоти. Основною задачею ТТ є відведення та передача теплового потоку від зони нагріву (ЦП, ГП і т.п.) до зони скидання теплоти (системи активного охолодження, пасивні басейни, системи постійної температури або фазового переходу).

Компактність сучасних електронних пристроїв зростає і призводить до настільки близького розташування джерела тепла та радіатора, що ефективне відведення тепла між ними стає ще важливішим, ніж передача тепла на великі відстані. Парові камери можуть бути підходящим рішенням цієї задачі. Вони представляють собою двофазні теплопередаючі системи, які діють за принципом теплової труби. Завдяки своїй формі та розмірам вони забезпечують: хороший тепловий контакт з джерелом тепла та тепловідводом та високе ефективне розповсюдження тепла.

Для двофазних теплопередаючих систем основними параметрами, що визначають їх ефективність, є інтенсивність тепловіддачі в зонах випаровування та конденсації, а також транспортна здатність пористої структури.

Мета роботи: Визначити особливості гідродиміки сепараційної частини і теплообміну касет СПП і сформулювати напрями покращення роботи сепаратора-пароперегрівача .

Об’єкт дослідження: процеси гідродинаміки двофазних середовищ у криволінійних каналах і процесів теплообміну поверхонь з повздовжніх оребрених поверхонь в затиснених умовах.

Предмет дослідження: вплив геометричних параметрів системи і режимних параметрів теплоносія на гідродинаміку та теплообмін у СПП.

Метод дослідження: експериментальне дослідження процесів гідродинаміки та теплообміну двофазних середовищ.

Наукова новизна: вперше досліджено процес сепараційних процесів в криволінійних каналах:

1. На основі аналізу фізичної моделі руху двофазного середовища в криволінійному горизонтальному каналі розроблена математична модель та визначена границя уловлення дисперсної фази.

2. Визначено граничні режими роботи сепараційних жалюзійних пристроїв в залежності від дисперсності і кількості крапельної рідини, параметрів потоку і геометричних характеристик криволінійних каналів

3. Представлена математична модель для визначення траєкторії руху краплі рідини у криволінійному каналі гофри жалюзійного пакету сепаратора-пароперегрівача.

4. Визначені основні умови руйнування плівки і динамічного зриву крапель.

5. Запропоновано метод розширення діапазону стабільної роботи сепараційних пристроїв, На підставі отриманих кореляцій виконати оптимізацію конструкції жалюзійного пакету.

6. Вдосконалено методику розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів, де в якості робочого тіла використовується волога пара.

7. Визначено граничні режими утворення вторинного виносу при русі двофазного середовища в сепараційних пристроях та особливостей тепломасообміну вологої пари в оребрених рекуперативних теплообмінниках.

8. Отримана кореляція критичних значень параметрів двофазного потоку для визначення нижньої границі процесу зриву крапель з плівки рідини від густини зрошування, геометричних характеристик каналу і фізичних властивостей рідини і газу. Для труб з повздовжнім орєбренням у вигляді п-подібного профілю отримані кореляції, на підставі яких рекомендується виконувати оптимізацію геометричних характеристик орєбрення.

9. Представлено результати що дозволяють виконати оптимізацію конструкції рекуперативних теплообмінних апаратів з повздовжнім п-подібним орєбренням.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі полягає у верифікації методик проведення досліджень, що полягала в проведенні серії досліджень в умовах що були максимально наближені до умов експериментальних робіт результати яких наведено в літературних джерелах. Крім того, було обраховано похибки експериментальних досліджень та методик узагальнення експериментальних даних.

Практична цінність результатів роботи.

Отримані наукові результати представляють цінність при виконанні оптимізації сепараційних пристроїв барабанів котлів, горизонтальних парогенераторів і сепараторів-пароперегрівачів II контуру ВВЕР-1000, систем паливоприготування ГТУ.

Також представлені результати дозволяють виконати оптимізацію конструкції рекуперативних теплообмінних апаратів з повздовжнім п-подібним орєбренням.

Особиста участь автора в одержанні наукових та практичних результатів, що викладені в дисертаційній роботі.

Дисертаційна робота що виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету ім. Ігоря Сікорського під керівництвом д.т.н., проф. Туза В.О.

Дисертаційна робота є результатом самостійних досліджень Кулеша Назарія Сергійовича.

Наукові результати що приведені в дисертаційній роботі отримані особисто автором роботи.

Апробація результатів дисертації

Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення доповідалися та обговорювалися на таких конференціях: *IEEE first ukraine conference on electrical and computer engineering (UKRCON) 29 May – 2 June 2022*; *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : Матеріали XV Міжнар. науково-практ. конф. аспірантів, магістрантів і студентів, 23–25 квіт. 2022 р.; *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : Матеріали XVI Міжнар. науково-практ. конф. аспірантів, магістрантів і студентів, 24–27 квіт. 2024р.; *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : Матеріали XVII Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, 23–26 квіт. 2023р.; *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : Матеріали XIX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, 20–23 квіт. 2023 р.

Публікації за темою дисертації

Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 5 наукових праць, у тому числі 2 статей, 7 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Обсяг і структура дисертації

Дисертація складається зі вступу, 4-ти основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 35 наукових робіт та додатку. Повний обсяг становить 102 сторінок та включає 2 таблиць, 23 рисунків.

РОЗДІЛ 1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.

1.1 Особливості парових турбін для атомних енергетичних установок

Принципово конструкції турбін для атомних електростанцій є повторенням турбін для звичайних електростанцій, що працюють на органічному паливі. Однак низькі параметри вологої пари в енергетичних блоках з найбільш поширеними в даний час реакторами і радіоактивність робочого тіла в одноконтурних схемах виділяють турбіни для АЕС із загальноприйнятої серії парових турбін. За відсутності початкового перегріву, тепловий перепад у турбінах для АЕС значно менше, ніж у звичайних парових турбінах. Якщо при цьому врахувати нижчу початкову температуру і пов'язаний з цим нижчий термічний ККД, масова витрата пари в турбінах для АЕС майже в 2 рази більша, ніж у звичайних турбінах. Це означає, що турбіни для АЕС, однакові за потужністю із звичайними турбінами, повинні розраховуватися на масову витрату пари, удвічі більшу, ніж у звичайних турбін. Тому вихлопні площі останніх шаблів турбін для АЕС мають бути значно більшими.

Торцева площа одиничного вихлопу турбін на 3000 об/хв, за якими накопичено достатній досвід експлуатації, не перевищує 9-10 м². При цьому вкрай велика напруга, що викликається відцентровими силами, в облопачуванні і дисках останніх ступенів. Подальше збільшення розмірів вихлопу на 3000 об/хв вимагає виготовлення лопаток останніх ступенів з високоміцного матеріалу малої щільності, наприклад титану. При цьому збільшення розмірів вихлопу призводить до надзвичайно високих окружних швидкостей на периферії робочих лопаток до підвищення небезпеки ерозійного зношування та виникнення надзвукових швидкостей потоку пари на вході в робочі лопатки.

Сучасною практикою турбобудування знайдено допустимі окружні швидкості залежно від ступеня вологості пари.

При довжині лопатки останнього ступеня 1050 мм, коли окружна швидкість по вершинах лопаток дорівнює 565 м/с, підвищений знос спостерігається при вологості пари більше 8%. Перевірені ВКТ-100 в експлуатації турбіни АК-70 при кінцевій вологості 13,6% мають довжину лопатки останнього ступеня 740 мм і окружну швидкість 432 м/с; при цьому ерозійне зношування крайок робочих лопаток знаходиться на допустимому рівні.

Вітчизняне турбобудування має в своєму розпорядженні перевірені в експлуатації ЦНД швидкохідні турбіни з площею вихлопу 8,4 м² при вологості 8%. При восьми таких вихлопах можна виконати швидкохідну турбіну потужністю до 800 МВт при тиску в конденсаторі відповідно 3,9 кПа. Виконання швидкохідної турбіни потужністю 1000 МВт вимагає застосування або ступеня Баумана з довжиною лопатки близько 1000 мм, або титанових лопаток довжиною 1200 мм. В останньому випадку навіть якщо вважати вирішеними питання застосування для лопаток титанових сплавів, залишаються неясними умови роботи верхніх перерізів робочих лопаток при надзвукових відносних швидкостях потоку на вході в усьому діапазоні режимів. Відсутні також достатньо надійні відомості про допустиму кінцеву вологість при окружних швидкостях 660 м/с з погляду ерозійного наносу.

Створення ступеня Баумана з довжиною лопатки близько 1000 мм, так і ступеня з наддовгою лопаткою є складним науково-технічним завданням. Зі сказаного слід, що швидкохідні турбіни з використанням відпрацьованих елементів конструкції можуть виготовлятися потужністю до 800 МВт практично без зниження ККД.

Створення швидкохідних турбін для АЕС потужністю 1000 МВт і більше вимагає застосування складних рішень, які поки що не розроблені та не перевірені в експлуатації для електростанцій з органічним паливом. При зменшенні об'ємної витрати пари в конденсатор, пов'язаного з підвищенням у ньому тиску, суттєво збільшується одинична потужність турбоагрегату при фіксованій сумарній площі вихлопу, але при цьому різко знижується економічність електростанції. Тому для великих одиничних потужностей (1000 МВт і більше) доцільно застосовувати тихохідні турбіни з частотою обертання 1500 об/хв, в яких за інших умов єдина площа вихлопу

теоретично збільшується у чотири рази. При низькому початковому тиску питомий об'єм гострої пари значно вищий, ніж у звичайних турбін, і ця обставина призводить до необхідності пропуску головної частини турбін для АЕС дуже великих об'ємних витрат пари, що ускладнює проектування соплової камери, стопорних і регулюючих клапанів. Для турбін насиченої пари пар, що надходить в турбіну, вже містить близько 0.3% вологості, і якщо турбоустановка не матиме вологовідділювачів, то на виході з останнього ступеня турбіни пар міститиме 20% вологості або навіть більше. У таких умовах лопатки останнього ступеня під впливом води будуть піддаватися сильній ерозії і матимуть дуже малий ресурс. Шкідливий вплив води проявиться й у інших елементах проточної частини. Щоб знизити ерозію в проточній частині турбіни, в установці застосовується проміжна сепарація або сепарація з промперегрівом - залежно від обраної теплової схеми блоку, а в проточній частині додатково передбачаються спеціальні вологовловлювачі. Виносні (зовнішні) сепаратори води є специфічним пристроєм турбін водонасиченої пари.

Зовнішні сепаратори можуть встановлюватися між окремими групами щаблів, але вони, як правило, встановлюються між ЦВТ та ЦНТ або ЦВТ та ЦСТ. Сепаруюча здатність зовнішнього сепаратора має суттєве значення для ККД турбоустановки, оскільки ККД підвищується від 0.2 до 0.4% на кожен відсоток зменшення вологості при осушенні пари залежно від тиску в сепараторі.

Істотним є вибір оптимального тиску сепарації пари, так званого розподільчого тиску. При цьому важливу роль відіграють конструктивні особливості, такі як число корпусів турбіни, число ступенів і довжина робочих лопаток турбіни, розміри ресиверів і допустимий кінцевий ступінь вологості. Високий розділовий тиск (0,9-1,0 МПа) у ресивері забезпечує малий його діаметр, полегшує конструювання та монтаж відсічних клапанів, дозволяє вибрати сепаратори із відносно невеликими габаритними розмірами. Навпаки, низький тиск є кращим з погляду кінцевої вологості і вимагає меншого числа ступенів низького тиску, завдяки чому зменшується довжина і маса турбіни; крім того, це дозволяє за певних обставин обійтися без відсічних клапанів. З іншого боку, при цьому потрібні великогабаритні сепаратори, складне компонування ресиверів. Для підвищення економічності циклу, а також для виключення багаторазової сепарації вологи в турбоустановках з вологою парою турбінами застосовується проміжний перегрів робочого тіла - пари. Проміжний перегрів на АЕС здійснюється свіжою парою або парою з відбору турбіни.

Свіжою парою що конденсується може бути здійснене нагрівання до 220-260°C. Вибір температурного напору, отже, і габаритів промперегрівача разом із вибором роздільного тиску є техніко-економічним завданням для оптимізації. Найчастіше застосовується двоступінчастий проміжний перегрів пари після сепарації вологи, в

першому ступені - паром з відбору в турбіні, а в другому ступені - гострим паром.

У разі низьких тисків з ресивері промперегрів слід застосовувати лише в тих випадках, коли з умов захисту останнього ступеня турбіни від пошкоджень потрібно знизити вологість пари або через зниження кінцевої вологості виявиться можливим застосувати більш довгі лопатки. На відміну від сепаратора вологи, промперегрівач не є абсолютно необхідним при експлуатації великих турбін насиченої пари. Рішення про те, чи необхідний промперегрівач приймається після всебічного аналізу в залежності від кінцевої вологості, що допускається, і від економічного ефекту. Як і у класичних великих парових турбін при відключенні генератора, що знаходиться під повним навантаженням, частота обертання турбіни насиченої пари за час, доки регулюючі клапани закриваються (і через деякий період після закриття) зростає на величину від 4-6%.

1.2 Робочий процес у волого-парових турбінах

Процес розширення пари у вологопарових турбінах протікає (в іс-діграмі) в області нижче прикордонної кривої. При цьому в залежності від швидкості розширення пари, віддалення від прикордонної кривої та інших параметрів, процес розширення тією чи іншою мірою відхиляється від рівноважного.

Рівноважний (ідеальний) процес розширення вологої пари передбачає квазістатичну зміну стану пари, рівність швидкостей та температур рідкої та газоподібної фаз. До того ж у звичайних термодинамічних розрахунках та діаграмах рівноважний процес двофазного середовища розглядається без урахування капілярних сил. У цих умовах ізоентропійний процес розширення може бути наближено описаний звичайним рівнянням ізоентропи

$$pv^k = \text{const} \quad (1-1)$$

де p - тиск пари, v - питомий об'єм пари; k - умовний показник ізоентропи, який визначається для водяної пари згідно з кривими на рис. 1-1, побудованим за даними [Л. 70].

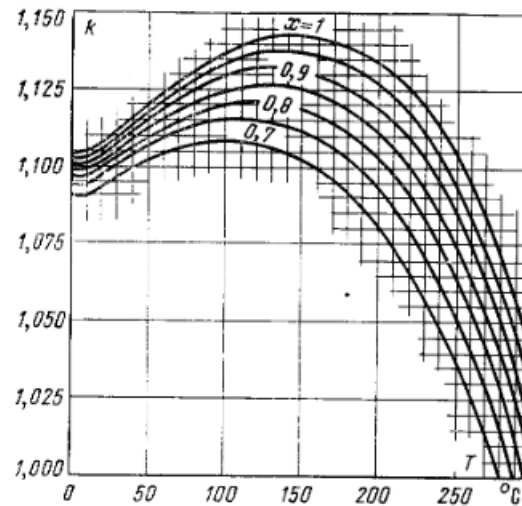


Рис. 1-1. Показник ізоентропи вологої пари, x – ступінь сухості пари

У проточній частині парової турбіни пара розширюється з великою швидкістю падіння ентальпії:

$$j = - \frac{1}{i} \frac{di}{dt}$$

(1-1)

де i — ентальпія; t — час.

При цьому процес розширення пари після переходу лінії насичення до певного тиску відбувається практично без конденсації. Пара стає переохолодженим та її стан метастабільним, т. е. перебувають у стані хоч і нерівноважному, але досить стійкому стосовно малим обуренням (наприклад, поява крапельок може вивести систему з розваги лише тому випадку, якщо їх радіус більше певної величини). Область метастабільних станів пари на i - s -діаграмі розташована між лінією

Процеси з повним переохолодженням та рівноважні процеси зображені за лінією насичення на діаграмах $p-v$ та $T-p$ відповідно лініями CB та CB' .

Питомий обсяг вологої пари при рівноважному розширенні більше, ніж переохолодженої (рис. 1-3,б), внаслідок того, що в останньому випадку не виділяється прихована теплота конденсації і температура пари виявляється нижче (рис 1-3,в). При неповному переохолодженні пара волога випаде лише частково і лінія процесу буде між кривими CB' і CB . Процеси CB і CB' в $p-v$ -діаграмі (рис 1-3, б) дають уявлення про розходження в роботі при розширенні рівноважному і з переохолодженням. Площа CBV' відповідає зменшенню наявної роботи внаслідок переохолодження.

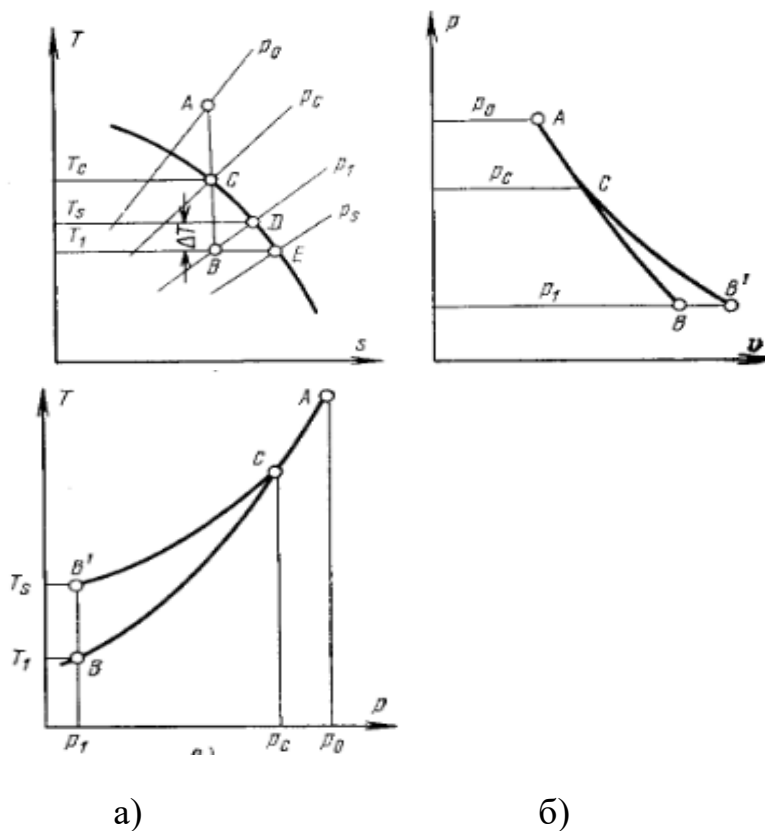


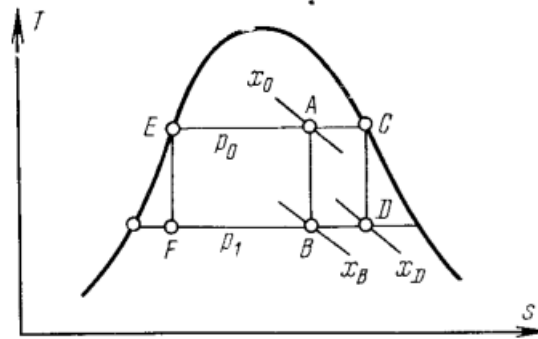
Рис.1-3. Процес розширення вологої пари на термодинамічних діаграмах.

Деякі особливості розширення вологої пари з'ясовуються при роздільному розгляді змін стану газоподібної та рідкої фаз вологої пари (рис. 1-4, а, б). Нехай на початку розширення вологої пари по ізентропі АВ до тиску p_1 його параметри характеризуються точкою А з тиском p_0 та ступенем сухості x_0 .

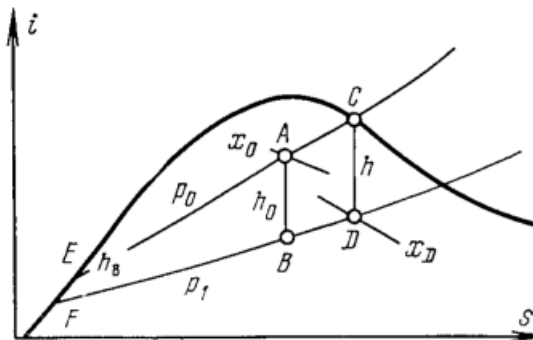
Уявімо, що пара і вода розширюються відповідно по ізентроп CD і EF до заданого тиску p_1 . Відповідно до цієї схеми пара розширюється від лінії насичення, не витрачаючи енергії на розгін води $1-x_0$, що надходить у сопло (перепад ентальпій h). Оскільки $h_0 \approx x_0 h$, то відношення зазначених швидкостей приблизно $\sqrt{x_0}$ дорівнює розширенню води разом з парою, що нею виділяється, в цій схемі відповідає лінія EF (перепад ентальпій). При цьому теоретична швидкість суміші становить 10-25% швидкості вологої пари при розширенні по ізентропі ЦД. У дійсному процесі розширення вологої пари швидкість води в потоці зростає за рахунок не тільки перепаду власної ентальпії, а й тертя між фазами; у своїй ентропія системи збільшується.

З розгляду зазначеної схеми випливає, що вода, що надходить в сопло, за рахунок зміни власної ентальпії може придбати лише невелику в порівнянні з парою швидкість. Ця вода розганяється, запозичуючи енергію від пари. Практично швидкість води не досягає швидкості пари.

Разом з тим треба мати на увазі, що в таблицях та термодинамічних діаграмах, складених для рівноважних станів двофазного середовища, швидкості води та пари передбачаються однаковими. Тому при суттєвих відхиленнях від рівноважного розширення в окремих випадках слід вводити поправку на зміну енергії, що витрачається на розгін крапель.



а)



б)

Рис.1-4. Процес розширення вологи та пари на ентропійних діаграмах

1.2 Сепарація вологи в турбіні

З проточної частини турбіни практично вдається видаляти лише великодисперсну вологу, яка становить невелику частку від загального вмісту вологи. Разом з тим організація такого видалення вологи дуже ефективне, оскільки саме великі краплі та плівки викликають ерозію лопаток та інших елементів проточної частини, а також є причиною механічних втрат від вологості.

У турбінах застосовується внутрішнє та зовнішнє видалення вологи

Внутрішнє видалення вологи

Внутрішнє видалення вологи тісно пов'язане з конструктивними особливостями проточної частини. У його основу кладуться такі принципи:

1.Видалення вологи, що стикається з робочими лопатками, відкидається до периферії під дією інерційних сил, що виникають при обертанні робочого колеса. Для цього служать спеціальні пристрої, вловлювачі вологи, основними елементами яких є вологовідвідний канал, вологоуловлююча камера і вологозатримуючі виступи (рис. 2-17,а). Ефективність периферійного вологоуловлювання за робочим колесом сильною мірою залежить від конструктивного оформлення вологоуловлювачів і від режиму роботи ступеня.

2. Видалення ступенів крапель, що відхиляються до периферії, зважених у потоці, що обертається. Відхилення крапель визначається ступенем закрутки потоку. Найбільша закрутка потоку у щаблі за напрямними апаратами. Тому видалення вологи за напрямним апаратом може бути досить ефективним.

3. Відведення плівки зі ступів корпусу та поверхонь направляючого апарату.

При підвищеній концентрації вологи в периферійній частини щаблі на зовнішніх поверхнях усередині напрямного апарату і за ним рухається плівка. Ця плівка з примикаючим до неї супутним крапельним потоком може бути відведена в периферійний волого-уловлювач .

Інший спосіб здійснення цього принципу - відведення вологи безпосередньо з поверхонь напрямних лопаток - внутрішньоканальна сепарація. Ефективність цього способу залежить як від місця розташування, так і від розмірів і форми вологовідвідних щілин.

4. Відсмоктування пари через вологоуловлювальні пристрої в місцях підвищеної концентрації вологи .

Відсмоктування пари посилює ефективність вологовидалення при використанні будь-якого з вказаних вище методів, проте при цьому видаляється з циклу частина робочого тіла, що володіє деякою працездатністю. Доцільність використання цього методу видалення вологи в кожному випадку повинна бути економічно обґрунтована, крім випадків природного відсмоктування пари з підвищеним вмістом вологи в місцях регенеративних відборів.

При проектуванні систем волого видалення турбін часто використовуються поєднання перерахованих методів.

Видалення вологи за напрямним апаратом сильно залежить від геометричних факторів. Оскільки радіальний підйом крапель пропорційний квадрату їх осевого переміщення, то ефективність видалення вологи значно підвищується зі збільшенням відстані між вінцями. Водночас збільшення осевого зазору пов'язано зі зміною ККД ступені. Тому питання видалення вологи та втрат енергії зі збільшенням осевого зазору повинні вирішуватися спільно.

Форма пристрою що видаляє вологу істотно впливає на його ефективність. Водовідвідний канал повинен мати таку конструкцію, щоб забезпечувати достатньо вільний вхід вологи і перешкоджати її зворотному випаданню в потік 3 цією метою ширина вологовідвідного каналу 1 повинна бути достатньою великою, а вологоуловлююча камера повинна містити вологозатримуючі виступи.

Заокруглення вхідної кромки каналу що відводить вологу - дуже ефективний засіб підвищення коефіцієнта видалення вологи.

Радіус кривизни кромки принаймні на порядок повинен перевищувати товщину плівки рідини і його мінімальне значення дорівнює приблизно 3 мм.

Ефективність видалення вологи за апаратом може бути суттєво підвищена за рахунок часткового відкриття торців робочих лопаток з боку вхідних кромок на величину ДВ. Максимальна величина відкриття торців лопаток, при якій ще практично не відбувається зниження ККД ступені, становить приблизно 10-15% ширини лопаток. Застосування в цих випадках з боку спинки профілю пазів («зубчикові» лопатки) може суттєво підвищити ефективність видалення вологи та зменшити ерозію .

Ефективність видалення вологи залежить від початкового ступеня вологості у та тиску, пари р.

Внутрішньоканальна сепарація може бути дуже ефективною в ступенях з підвищеним ступенем вологості.

Принцип внутрішньоканальної сепарації - відведення вологи, що тече поблизу поверхні каналів, через спеціальні щілини в стінках. При проектуванні внутрішньоканальної сепарації виникають дві задачі: вибір правильного розташування щілин та найбільш доцільної їх форми.

Експерименти показують, що ефективніше розташовувати вологовідвідні щілини на випуклій стороні вхідної та увігнутій стороні вихідної частини лопаток. Значна частина вологи відводиться через вологоуловлювачі, розташовані безпосередньо в зоні вхідної кромки лопаток.

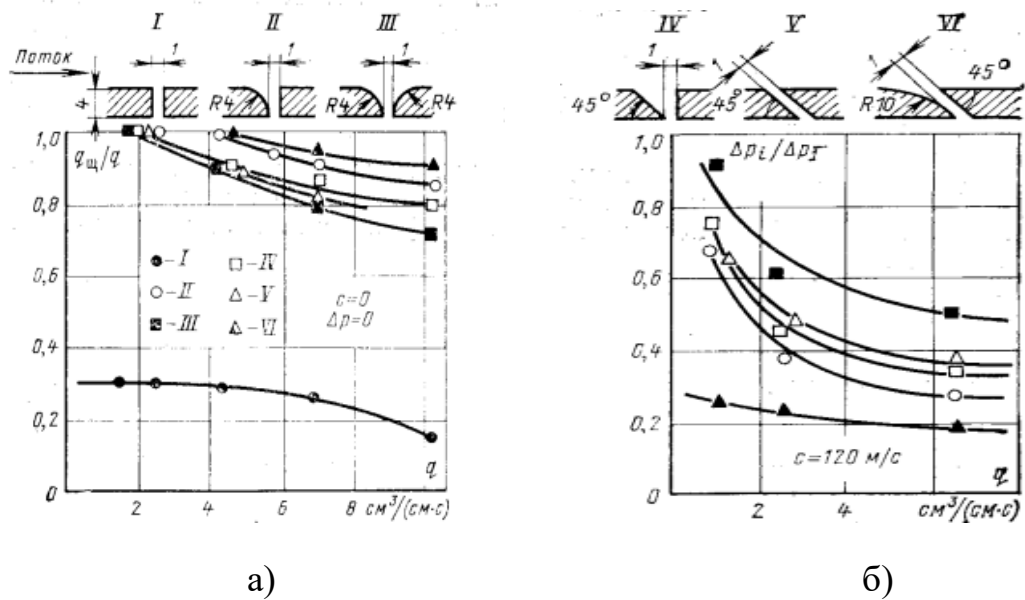


Рис.1.5 Вплив форми щілини що відводить вологу на ефективність внутрішньо-канального видалення вологи

На рис.1.5 показані результати випробувань шести щілин однакової ширини, що відрізняються формою входної кромки. У режимі вільного стікання (рис. 1-5,а) розкриття входної ділянки щілини та нахил її проти потоку призводять до суттєвого збільшення витрати у щілину - у 3-4 рази більшому порівняно з нормальною щілиною (щілина I). Найкращим виявляється варіант VI. Аналогічні співвідношення зберігаються й при протіканні плівки у супутному газовому потоці.

Зіставлення характеристики щілин у режимі повного відведення плівки показано на рис (1-5,б). Виразно видно ефективність каналу VI.

Однак з міркувань технологічності та конструктивної простоти доцільніше застосування щілини за варіантом II, що також забезпечує суттєве зниження перепаду тиску, що необхідний для повного відведення вологи.

Зовнішнє видалення вологи

Зовнішнє видалення вологи зазвичай пов'язано з відводом з турбіни всього потоку пари в спеціальні сепаратори і подальшим його

поверненням в турбіну. Для видалення вологи з пари перед турбіною (після парогенератора) також застосовуються виносні сепаратори. За розташуванням сепаратори поділяються на виносні та вбудовані. У першому випадку вони розташовані поза турбоагрегатом, у другому, як правило, монтуються в реверсивних трубах. Проектування сепараторів засновано на відмінності щільності рідкої та газоподібної фаз та особливостях їх руху. Під час проектування прагнуть отримати невеликі гідравлічні опори та малі габарити при високій ефективності.

У турбоустановках застосовуються такі типи сепараторів:

- плівковий (принцип дії якого полягає у різкій зміні напрямку руху пароводяної суміші та зменшенні швидкості потоку);
- циклонний (заснований на центробіжному ефекті, що виникає під дією спірального завихрювача або внаслідок тангенціального впуску вологої пари в корпус сепаратора);
- жалюзійний (принцип дії якого полягає у використанні поверхневого ефекту в поєднанні зі слабким відцентровим ефектом). До цього класу сепараторів належать сітчасті сепаратори, які широко застосовуються у практиці за кордоном

Дуже часто сепаратори поєднують в один агрегат із перегрівачем пари, що значною мірою скорочує габарити установки.

Найбільшого поширення у практиці АЕС отримали жалюзійні та циклонні сепаратори: перші мають ККД. 98-99%: інші – 94-96%. У турбоустановках ХТГЗ застосовуються жалюзійні сепаратори.

1.3 Апарати проміжної сепарації та перегріву

У турбінах АЕС для зниження кінцевої вологості пари застосовуються два способи позатурбінного видалення вологи - або проміжна сепарація, або сепарація з наступним паровим перегріванням відсепарованої пари.

Застосування того чи іншого способу, а також вибір параметрів, при яких здійснюються видалення вологи та перегрів, визначається принциповою тепловою схемою турбоустановки на підставі техніко-економічних розрахунків. У тепловій схемі турбін АК-70 передбачена проміжна сепарація пара, що здійснюється в окремих апаратах-сепараторах, а в теплових схемах турбін К-220-44, К-500-65/3000 нг К-500-60/1500 проміжна сепарація пари з наступним перегрівом у комбінованих апаратах - сепараторах-пароперегрівачах.

У всіх турбінах, що розглядаються, застосовані однотипні сепараційні пристрої, у яких відділення вологи здійснюється на поверхні сепаруючих елементів, - жалюзі, що являють собою хвилеподібно витягнуті листи, набрані в пакети.

Застосування сепараторів тільки жалюзійного типу обумовлено простотою їх конструкції при високому ступені надійності роботи на всіх режимах роботи турбіни.

Вперше для проміжної сепарації пара жалюзійний сепаратор був розроблений та застосований для турбіни АК-70-11. Умовами ефективної роботи жалюзійних сепараторів є забезпечення докритичних значень швидкостей набігання пари на жалюзійні пакети та рівномірного поля швидкостей перед усіма пакетами. Значення критичних швидкостей, як правило, визначаються на підставі експериментальних даних для жалюзі певних розмірів за висотою та шириною при певному діапазоні тисків пари.

Для досягнення рівномірного розподілу потоку пари по пакетах жалюзей за ними встановлюються спеціальні пристрої (дірчасті листи та ін), що створюють додатковий опір потоку пари і сприяють рівномірному його розподілу.

Крім того, для рівномірної роздачі пари на жалюзійні пакети встановлюються різного типу лопатки.

Зазвичай пакети жалюзі разом з відповідними опорами піддаються дослідному відпрацюванню, або на моделі, або на натурному елементі, оскільки розрахунковим шляхом не можливо визначити поля швидкостей парового потоку на різних ділянках апарату і вибрати необхідні в кожному випадку додаткові дросельні пристрої. Сепаратори-пароперегрівачі для всіх типів турбін - вертикальні циліндричні апарати, в яких, виключаючи СПП перших турбін К-220-44, сепараційна та перегрівальна частини розміщені в одному корпусі.

Для першої серії турбін К-500-65/3000 застосовані апарати СПП-500 (рис. 1.6), особливою конструктивною особливістю яких є те, що пароперегрівальна поверхня утворена гладкотрубними, плоскими, горизонтальними змійовиками.

СПП-500 має два ступені перегріву пари.

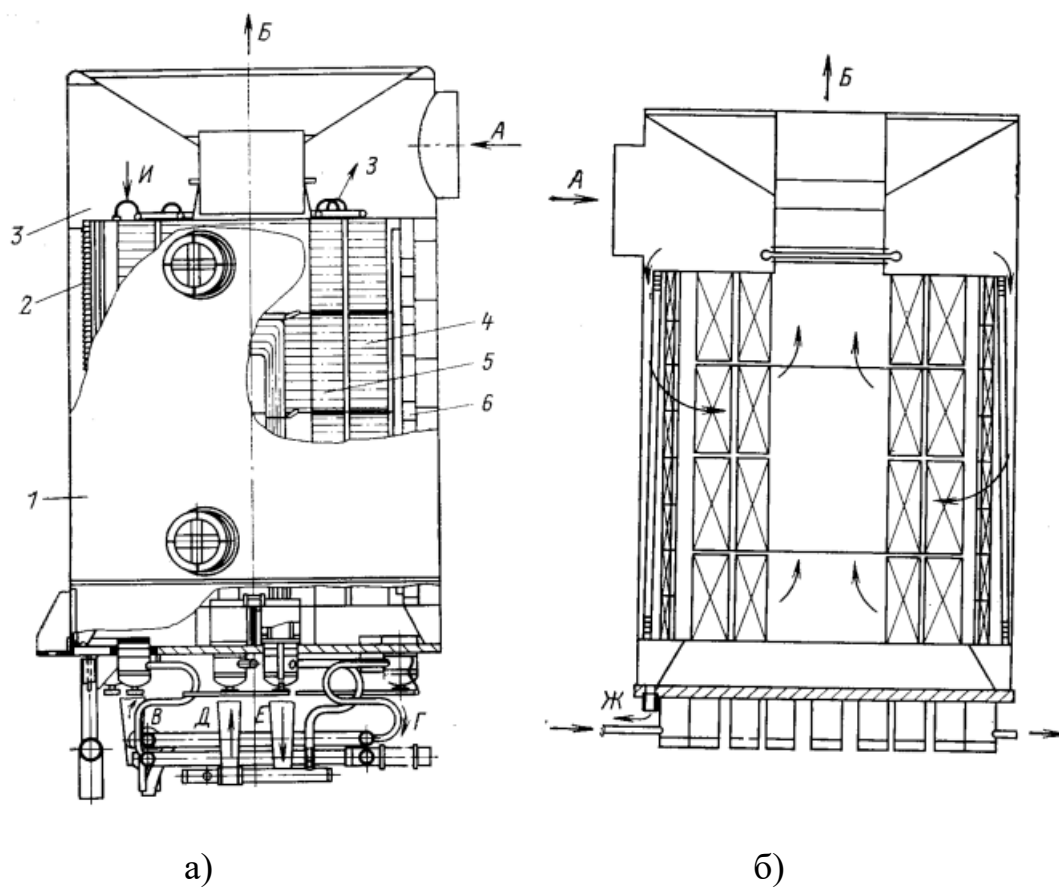


Рис.1.6. Сепаратор-пароперегрівач СПП-500

РОЗДІЛ 2 ГІДРОДИНАМІКА ПАРОРІДИННИХ ПОТОКІВ У КРИВОЛІНІЙНИХ КАНАЛАХ СЕПАРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Сучасні енергоблоки ТЕС і АЕС представляють собою складні технічні системи з великою кількістю взаємопов'язаного між собою основного і допоміжного технологічного обладнання, яке забезпечує виробництво електричної і теплової енергії згідно з графіком навантаження. Такі системи характеризуються багатопараметричністю, складним структурним і функціональним зв'язком параметрів, наявністю обмежень на зміну параметрів і зв'язків, функціонуванням в умовах дії випадкових факторів, складністю фізико-хімічних процесів. Для аналізу процесу сепарації крапельної рідини з двофазного середовища обрано типову конструкцію сепаратора-пароперегрівача (СПП).

Останні ступені парової турбіни працюють в області вологої пари, параметри якої пов'язані з процесами утворення, трансформації і переносу рідини в області двофазного середовища. Зниження вологовмісту дозволяє скоротити як механічні втрати від вологості, так і ерозійне зношення елементів обладнання.

В процесі довготривалої експлуатації було виявлено певне відхилення параметрів робочого тіла після сепараторів-пароперегрівачів, а саме - зниження температури пари на $\Delta t = (3 \dots 5) ^\circ\text{C}$. Як наслідок таких процесів, відбулось погіршення умов роботи останніх ступенів циліндру низького тиску (ЦНТ) і зниження техніко-економічних характеристик роботи турбіни. На підставі наведеного можливо зробити висновок про актуальність аналізу і дослідження процесів, які відбуваються в СПП.

2.1. Ефективність процесу осушення в циклі паротурбінної установки

Вдосконаленню конструкції ЦНТ присвячена значна кількість робіт [1, 2] в яких розглядають проблеми оптимізації роботи ступенів низького тиску, вибору місць відбору пари і її витрати, ерозійне пошкодження лопаткового апарату. Остання ступень є важливим елементом проточної частини і вихлопу турбіни, яка визначає її потужність. Вимоги до функціонування ступені і вихлопу достатньо різнобічні і пов'язані зі економічністю, потужністю, надійністю, ресурсом і технологічністю. На периферії лопаткового апарату за рахунок відриву потоку, особливо на змінних режимах, відбувається не тільки зниження ККД але і збільшення збурень, які діють на лопатки і, як наслідок, знижується їх надійність [3].

Фізична основа утворення крапельної рідини в проточній частині ЦНТ пов'язана з термодинамікою циклу, за яким працює паротурбінна установка двоконтурної реакторної установки ВВЕР-1000. У [4] наведений аналіз ефективності і вибору параметрів в характерних точках парової турбіни з проміжною сепарацією вологи і перегрівом пари. Застосування в технологічній схемі для видалення вологи між ЦВТ і ЦНТ сепараційних пристроїв дозволяє досягти кінцевої вологості $(1-x) = 14,3 \%$. Як відомо, проміжний перегрів робочого тіла підвищує термічний ККД циклу $\Delta\eta_{oi} = (3...6) \%$. Для парових турбін енергетичних блоків АЕС, які працюють на вологій парі величина перегріву становить $\Delta t_{np\ mn} = t_0 - (15...40) ^\circ\text{C}$. Така величина проміжного перегріву не дасть значного підвищення $\Delta\eta_i$, але значно покращить умови роботи останніх ступенів ЦНТ тому, що вологість пари знизиться до величини $(1-x) = 10,6 \%$. Таким чином, проміжний перегрів пари з сепарацією в циклах насиченої пари застосовується для зменшення вологості пари на вихлопі турбіни.

Для енергоблоку ВВЕР-1000 передбачено встановлення двох апаратів типу СПП-1000 з двоступеневим перегрівом пари. Принципово

конструкції всіх СПП подібні [5]: в циліндричному корпусі послідовно розташовані в верхній частині сепараційні блоки жалюзійного типу, а в нижній - дві ступені проміжного пароперегрівача.

2.2 Ефективність роботи сепараційних пристроїв СПП

Сепараційний пристрій складається з основних елементів: вхідної камери, вхідного колектору, жалюзійних блоків, вихідного колектору і дренажної системи. Ефективність роботи СПП, в значній мірі, залежить від процесів відділення крапельної рідини від вологої пари, яке відбувається в сепараційних блоках. Як і всяка гідравлічна система, яка складається з певної кількості елементів (сепараційних блоків) включених паралельно, залежить від рівномірності розподілу робочого тіла по кожному з них. Оцінити досконалість конструкції вхідної камери можливо величиною гідравлічної розвірки [6]:

$$\rho_{0г \text{ вх кам}} = \frac{(\rho w)_{\text{вх кам}}}{(\overline{\rho w})_{\text{вх кам}}}$$

Де $(\rho w)_{\text{вх кам}}$ і $(\overline{\rho w})_{\text{вх кам}}$ – дійсна і середня масова витрата робочого тіла у вхідній камері, (кг/м²·с).

Величина гідравлічної розвірки потоку пари дещо зменшується завдяки конструкції вхідного колектору, який, в свою чергу, теж впливає на рівномірність розподілу насиченої пари по сепараційним блокам. Величину розвірки можливо визначити:

$$\rho_{0г \text{ вх кол}} = \frac{(\rho w)_{\text{вх кол}}}{(\overline{\rho w})_{\text{вх кол}}}$$

де $(\rho w)_{\text{вх кол}}$ і $(\overline{\rho w})_{\text{вх кол}}$ – дійсна і середня масова витрата робочого тіла у вхідному колекторі, (кг/(м²·с)).

Слід зауважити, що аналіз результатів досліджень, наведених в [5], свідчить про те, що доля вловленої крапельної рідини у вхідному колекторі в значній мірі залежить від швидкості потоку пари. При збільшенні швидкості на вході в жалюзійні блоки з 1 до 5 м/с доля вловленої рідини в вхідному колекторі зменшилась в 1,52 рази. Загальна величина гідравлічної розвідки вхідної камери і вхідного колектора становить:

$$\rho_{0г} = \rho_{0г \text{ вх кол}} \cdot \rho_{0г \text{ вх кам}} = 2,2 \dots 2,6$$

Ефективність роботи сепараційних блоків в таких умовах значно погіршується.

З вхідного колектору волога пара поступає в жалюзійні пакети в яких видаляється основна частини крапельної рідини. Потік пари проходить через жалюзійні пакети в горизонтальному напрямку. Гранично

допустимі швидкості руху пари і плівки рідини визначаються двома процесами [7]:

- відсутністю контакту з поверхнею жалюзі при русі в потоці вологої пари крапель малого розміру;
- вторинним виносом крапель рідини з хвильової поверхні плівки.

Розглянемо рух двофазного середовища в каналі жалюзійного пакета. Кінематичні, динамічні і енергетичні характеристики двофазного середовища можуть визначатися як фактичними у вибраній просторово-часовій точці значеннями, так і осередненими значеннями. Враховуючи конфігурацію каналу можливо допустити, що двофазне середовище в межах однієї гофри рухається по частині кола, яке з'єднується з подібною геометрично частиною іншого кола, але з протилежним закручуванням потоку. Під дією відцентрових сил вектор руху краплі рідини відхиляється від вектору руху парового потоку і, якщо імпульс кількості руху краплі буде переважати дію масових сил і час перебування в межах половини хвилі гофри буде достатнім, відбудеться її контакт з поверхнею.

Враховуючи, що волога пара представляє собою двофазне середовище, необхідно проаналізувати сили, які впливають на рух крапель.

2.3 Гідродинамічні особливості руху двофазного середовища у криволінійному каналі. Первинний винос крапель рідини.

Дослідженню процесів гідродинаміки двофазних потоків у криволінійних каналах присвячена невелика кількість експериментальних робіт. Основна мета дослідження [8] полягала в розробці і дослідженні сепараційного пристрою, конструктивно виконаного у вигляді системи комбінованих ударних трійників, здатного до розділення газу і рідини в широкому діапазоні зміни режимних

параметрів. Були визначені граничні режими для повного розділення двофазних потоків. За результатами досліджень побудована карта режимів, з якої складно оцінити вплив дисперсності крапельної рідини на координати границь характерних зон.

Проектування сепараційних пристроїв передбачає наявність достовірної інформації по локальному розподілу окремих складових двофазного потоку в перерізі пристрою. В роботі [9] наведені результати досліджень розподілу двофазного потоку у вспінених і кільцевих потоках з використанням сенсорного датчика провідності, який дозволяв визначати динамічний профіль потоку, міжфазну швидкість, розміри крапель і бульбашок. За результатами досліджень встановлено, що профіль швидкості подібен до параболічного, максимальна доля газу на осі може досягати 95%. Крім того, визначено що статистичний розподіл крапель за розмірами не залежить від радіального положення. Наведений висновок потребує додаткового підтвердження.

Нерівномірний розподіл робочого тіла по системі паралельних каналів зазвичай приводить до зниження ефективності роботи обладнання. У [10] представлено результати експериментального дослідження гідродинаміки течії двофазного потоку в системі паралельних каналів, об'єднаних колектором при снарядному режимі течії. За результатами досліджень була розроблена модель яка враховує вплив на характеристики розподілу вхідних приведених швидкостей і сил, які впливають на потік. Фактично, за результатами досліджень можливо визначити значення гідравлічних розвірок.

Важливим фактором, який необхідно враховувати при моделюванні процесів в інерційних сепараційних пристроях, це криволінійність каналів по яким рухається двофазний потік. Складність фізичного явища, особливо стосовно двофазних потоків, обумовлює обмежену кількість експериментальних робіт, в яких наведені результати

досліджень. У [11,12] наведені результати досліджень гідродинаміки однофазного і двофазного потоків при русі у відводах 180° прямокутного перерізу. Отримана кореляція для визначення втрати тиску у каналах з високим коефіцієнтом кривизни.

Слід зазначити, що за результатами, наведеними у [13], для горизонтальних мікроканалів вплив орієнтації на режими течії зникає.

У класичній літературі [14,15] рішення задачі про рух сфери в реальній в'язкій рідині було отримано стосовно випадку повільного обтікання рідиною при $Re \leq 1$. Вважалось, що сили інерції не значні в порівнянні з силами в'язкості і нелінійними, відносно швидкості, членами рівняння Нав'є – Стокса можливо знехтувати.

При обтіканні краплі в'язкою рідиною направлення рівнодіючої сил тиску співпадає з вектором швидкості рідини. Рівнодіюча нормальних напружень визначається наступним виразом:

$$F_n = F_p = \int_n^{\pi} (p_{r_0} \cdot \cos\theta) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot \sin\theta d\theta = 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \mu \cdot u_\infty$$

Дотичне напруження $\tau_{r\theta}$ в сферичних координатах у випадку вісесиметричного руху на поверхні сфери визначається:

$$(\tau_{r\theta})_{r=r_0} = \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right)_{r=r_0} = - \frac{3 \cdot \mu \cdot u_\infty}{2 \cdot r_0} \sin\theta.$$

$$F_c = 6 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \mu \cdot u_\infty \quad (2-7)$$

Рівнодіючи сил тертя можливо знайти шляхом інтегрування по

$$F_\tau = \int_0^\pi (-\tau_{r\theta} \cdot \sin\theta) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot \sin\theta \, d\theta = 4 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \mu \cdot u_\infty \quad (2-6)$$

поверхні краплі:

Формула Стокса (7) дозволяє розрахувати швидкість вільного падіння при стаціонарному режимі коли сила опору дорівнює масі тіла з урахуванням сили Архімеда:

$$F_g = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_0^3 \cdot (\rho' - \rho'')$$

Для зручності, у безрозмірному вигляді використовують коефіцієнт опору C_d як функцію числа Re :

$$C_d = \frac{6 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \mu \cdot u_\infty}{\frac{1}{2} \cdot \rho' \cdot u_\infty^2 \cdot \pi \cdot r_0^2} = \frac{24}{Re}$$

Отримані рішення справедливі тільки сферичних частинок достатньо малих розмірів (діаметром менше 0,1 мм). Аналіз рішення Стокса, наведений в [14,15], дозволив підвищити точність розрахунків шляхом врахування інерційних членів рівняння руху. В результаті було отримано залежність для визначення коефіцієнта опору:

$$C_d = \frac{24}{Re} \cdot \left(1 + \frac{3}{16} \cdot Re \right).$$

Важливим є те що залежність (10) значно точніше ніж (9), крім того, її можливо застосовувати до $Re \leq 5$.

Таким чином, розглядаючи рух окремої краплі рідини в криволінійному каналі у потоці вологої пари можливо визначити умови вірогідного контакту її з поверхнею гофри. Допустимо, що на вході в криволінійну частину каналу крапля рухається по його осі. Середній час перебування краплі в гофрованому каналі при $0 \leq \phi \leq \pi/2$ у межах однієї хвилі становить:

$$\tau = \frac{S_{\text{офр}}}{w_0},$$

Де $S_{\text{окр}}$ – шлях, який подолала крапля, у випадку її руху по осі каналу, м;
 w_0 – середня швидкість руху парорідинної суміші в каналі, м/с.

До контакту з поверхнею гофри крапля повинна подолати відстань у початковому перерізі, перпендикулярному осі напрямку руху потоку, половину ширини відстані між стінками гофр (рис.1). Дійсний шлях, який пройде крапля при рівноуповільненому русі з початковою швидкістю w_0 за час τ визначається:

$$s_{\text{кр}} = w_0 \cdot \tau - \frac{a \cdot \tau^2}{2}.$$

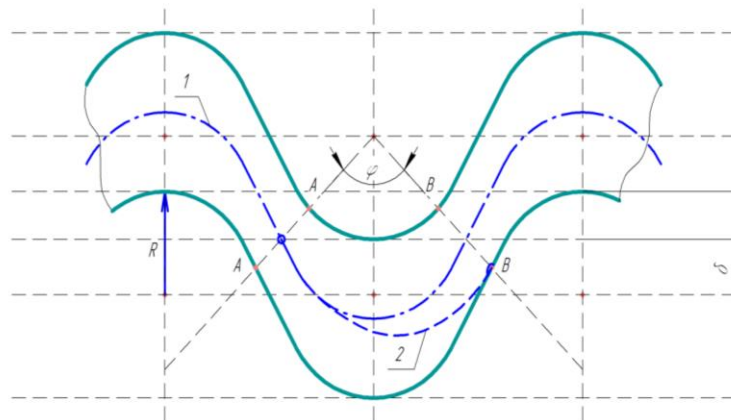


Рис. 2.1 – Схема руху краплі між стінками гофр

Кінетична енергія краплі витрачається на роботу, яку необхідно виконати для подолання опору при русі в напрямку, перпендикулярному руху потоку вологої пари. Відповідно прискорення, з яким уповільнюється рух краплі, визначається:

$$a = 2 \cdot \frac{w_0}{\tau^2} \cdot \left(\tau - \frac{m}{2 \cdot F_c} \right),$$

де m – маса краплі, кг.

Сила опору руху краплі:

$$F_c = \frac{\pi}{2} \cdot \rho'' \cdot w_0^2 \cdot r_0^2 \cdot C_d$$

Коефіцієнт опору C_d у (14) визначається по (10).

На підставі наведеної моделі було проведено дослідження процесу сепарації крапельної рідини з вологої пари. Узагальнення результатів досліджень виконувалось за допомогою теорії подібності. Вид рівняння повинен враховувати як теплофізичні властивості рідини і пари, так режимні параметри і геометричні характеристики системи. В загальному випадку рівняння подібності буде мати наступний вид:

$$Re = Re \left(Bo, We, \frac{\mu'}{\mu''} \right)$$

З усіх сил, які суттєво впливають на гідродинаміку двофазних систем, тільки сили поверхневого натягу намагаються надати краплі сферичну форму. Тому, в загальному випадку, повинні виконуватись нерівності:

$$Bo = \frac{4 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot r_0^2}{\sigma} \leq 1,$$

$$We = \frac{2 \cdot \rho' \cdot w^2 \cdot r_0}{\sigma} \leq 1,$$

$$\frac{\mu'}{\mu''} \leq 1.$$

Нерівності (16) можливо розглядати як умови збереження сферичності краплі. В іншому випадку користуватися рівняннями (10) і (14) не рекомендується. Перша нерівність характерна для задач гідростатики, а остання – для крапель, які рухаються [14].

На рис. 2 представлені результати досліджень гідродинаміки руху крапель у вологій парі при $P = 7.64$ МПа і $t_s = 170^\circ\text{C}$. За визначальний обирався той режим, в якому при зміні розміру краплі визначалась її початкова швидкість при умові контакту з поверхнею гофри. З урахуванням (15) була отримана кореляція:

$$Re_0 = 6.4764 \cdot Bo^{0.25} \cdot We^{0.5} \left(\frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0.15}$$

Рівняння (17) справедливе в діапазоні зміни:

$$6.22785 \cdot 10^{-7} \leq Bo \leq 9.7989 \cdot 10^{-5}$$

$$1.025 \cdot 10 \leq We \leq 4.48 \cdot 10^{-4};$$

Аналіз отриманих результатів визначає умови контакту крапель рідини з поверхнею гофр жалюзійного сепаратора і, при виконанні умови про сферичність краплі у всьому діапазоні зміни режимних параметрів вологої пари і геометричних характеристиках системи.

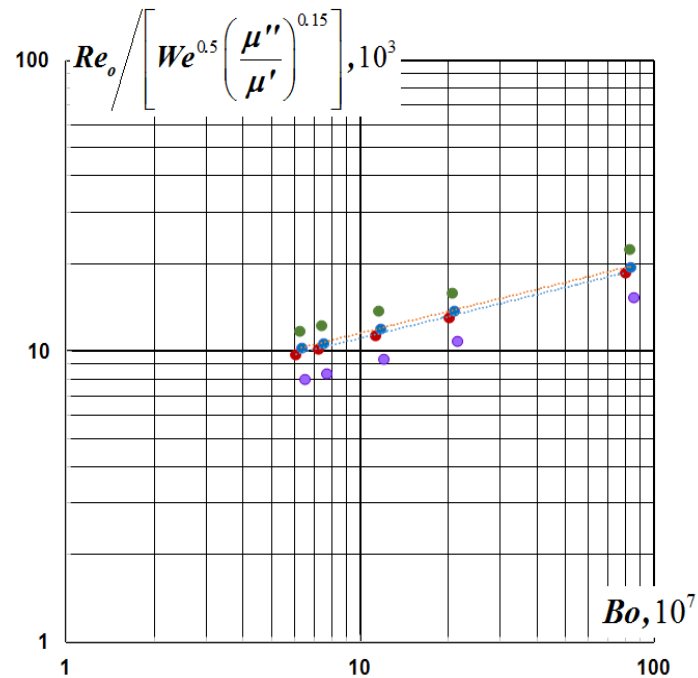


Рис. 2.2 – Гідродинаміка руху крапель у вологій парі

Слід зауважити, що не менш важливим крім моделювання руху краплі рідини в горизонтальній площині криволінійного каналу гофри жалюзійного пакету є розгляд процесу руху краплі під дією сили гравітації. В літературі [14,15] достатньо детально розглянуто особливості гідродинаміки руху окремої краплі або бульбашки в нерухомому середовищі які мають різні густини. Швидкість падіння крапель рідини у газі з достатньою точністю може бути розрахована, враховуючи допущення про сталість коефіцієнта опору:

$$w_{\infty} = \sqrt{\frac{8 \cdot r_0 \cdot g \cdot \Delta \rho}{3 \cdot C_d \cdot \rho''}}.$$

де $\Delta\rho = \rho' - \rho''$.

Спільне рішення рівнянь наведеної моделі дозволить визначити траєкторію руху краплі рідини у криволінійному каналі гофри жалюзійного пакету сепаратора-пароперегрівача.

2.4 Граничний режим порушення стійкості плівки. Вторинний винос крапель рідини.

Уловлена в процесі сепарації рідина утворює на поверхні каналу плівку рідини. Параметри плівки: її товщина і режим течії, залежить від величини кількості уловленої рідини, поверхневого натягу і крайового кута змочування, а також від балансу сил. Опис гідродинаміки процесу руху потоку пари і плівки рідини складається з диференціальних рівнянь руху і нерозривності для рідкої і парової фаз. Дотична і нормальна складові напружень з боку пари на поверхні плівки рідини можуть бути виражені залежністю через відхилення поверхні розділу фаз від площини $\delta = \delta_0$, що відповідає поверхні незбуреної хвилями плівки рідини.

Режимом, в якому відбувається порушення стійкості течії двофазного потоку при визначеній товщині плівки рідини і при збільшенні швидкості парового або газового потоку, є режим, який характеризується початком крапельного виносу. В процесі утворювання крапель в результаті зриву рідини з гребенів поверхні плівки, яка утворюється на стінках жалюзі в результаті осадження під дією сил інерції, важливою проблемою є достовірність результатів фізичного експерименту, а саме, визначення режиму порушення стійкості плівкової

течії. Для ідентифікації таких режимів на практиці застосовувались дві методики.

При визначенні граничних режимів Р. Нігматулін і В. Ніколаєв [15] на вході у вимірювальну секцію визначали температуру, тиск і витрати складових пароводяної або повітроводяної суміші:

$$D = D_{\text{п}} + D_{\text{кр}},$$

де D – загальна масова витрата пароводяної суміші, кг/с ; $D_{\text{п}}$ – масова витрата вологої пари, кг/с ; $D_{\text{кр}}$ – масова витрата крапельної рідини, кг/с .

Вздовж вимірювальної секції методом відсмоктування визначались витрати рідини в плівці $D_{\text{кр}}$ і зміна тиску на окремих ділянках ΔP . По зміні тиску в вимірювальній секції визначалось дотичне напруження на стінці труби $\tau_{\text{ст}}$ і на поверхні плівки $\tau_{\text{пл}}$. При заданій витраті на вході в дослідну ділянку в пристінну область подавався розчин солі і по її концентрації в пробах рідини, які відсмоктувались, визначалось $D_{\text{кр}}$.

У дослідженнях С. Кутателадзе, Ю. Сорокіна, М. Безродного [16] в якості критичної швидкості, яка визначала початок захлинання, була прийнята швидкість парового потоку з найменшим значенням від числа Рейнольдса Re на кривій кореляції коефіцієнта гідравлічного опору.

На відміну від тепломасообмінних апаратів, в яких парорідинний потік може рухатись вертикально протитоково або в одному напрямку, в каналах жалюзійних сепараторів на генеровану плівку рідини діє сили тяжіння, тертя і дотичне напруження, яке викликане рухом потоку вологої пари. В результаті, рідина в плівці рухається по складній

траєкторії: зверху до низу і від входу в канал жалюзі і до його виходу. Значна витрата плівки потрапляє в дренажний колектор і евакуюється з СПП, але частина її збирається на вихідній кромці пластини каналу у вигляді веретеноподібного струмка.

Якщо парорідинна система знаходиться в стані рівноваги, тоді в кожній з взаємодіючих фаз виконуються рівняння гідростатики:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h.$$

А також, для кожної точки поверхні розділу, яка визначається радіусом-вектором r буде виконуватись формула Лапласа:

$$p_1 - p_2 = 2 \cdot \sigma \cdot H.$$

(2-
21)

З цих рівнянь можливо отримати основне рівняння гідростатичної рівноваги парорідинної системи:

$$2 \cdot \sigma \cdot H(r) = (\rho' - \rho'') \cdot F(r) + C,$$

Де ρ' і ρ'' - густини рідини і пари; $F(r)$ – потенціал масових сил.

Враховуючи що кривизна H являє собою диференціальний оператор, тоді (22) є диференціальне рівняння, інтеграл якого визначає форму розділу фаз. В системі, яка знаходиться в стані спокою $F(r) = g \cdot z$ і рівняння (22) приймає вид:

$$2 \cdot \sigma \cdot H(r) = \pm (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot z + C_1.$$

Постійна в рівнянні рівноваги визначає перепад тиску на “нульовому” положенні рівня:

$$C_1 = 2 \cdot \sigma \cdot H(0) = \frac{2 \cdot \sigma}{R_0}$$

Чисельне рішення загальних задач гідростатики [14] для капілярів малого радіусу $\tilde{r}_k = \frac{r_k}{b} \leq 0.5$ (b – капілярна стала) дозволило отримати рівняння передвідриного еквівалентного радіусу краплі $R_* = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_*}{4 \cdot \pi}}$:

$$R_* = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot r_k \cdot \sigma}{2 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}}.$$

Для систем “стінка капіляру – рідина” при крайових кутах змочування $\theta_* = 60^\circ - 140^\circ$ для визначення передвідриного діаметру краплі у [14] пропонується використовувати кореляцію Фрітца:

$$D_* = 2 \cdot R_* = 0.0207 \cdot \theta_*^3 \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}}.$$

Процес динамічного виносу крапель характеризується взаємодією пульсацій, сил поверхневого натягу, в'язкості і сил інерції [15]. Фізичний експеримент дозволив визначити, що винесення крапель відбувається тільки з гребенів великих за розмірами хвиль. При відносно невеликих швидкостях потоку пари відбувається деформація і руйнування хвиль з наступним виносом з гребенів крапель рідини.

Умови руйнування плівки або динамічного зриву крапель визначаються процесами, пов'язаними з нестабільністю Кельвіна–Гельмгольца. Можливо зробити висновок, що аналітично подібні задачі не вирішуються, а результати експериментальних робіт не завжди дають повні відповіді для конкретних задач. Крім капілярних, динамічних і сил в'язкості на рідину діють сила тяжіння, яка суттєво впливає на умови початку динамічного виносу крапель з плівки. В загальному випадку, функціонально залежність критичного числа Вебера, яке визначає початок динамічного зриву крапель, від параметрів процесу визначається:

$$We_{13^*} = f\left(Lp_p, Lp_n, \frac{\rho_n}{\rho_p}, \frac{g \cdot \rho_p \cdot \delta^2}{\sigma}, Re_\delta\right).$$

Значну роботу по аналізу робіт багатьох авторів, а також приведення їх результатів до умов відповідності, виконано в [15]. На рис. 3 представлено експериментальні значення безрозмірних параметрів на момент початку динамічного виносу. Були отримані відповідні кореляції для ламінарної плівки ($Re_\delta \leq 290$). Враховуючи вологість пари, яка поступає в СПП, кількість, геометричні розміри жалюзійних пакетів і витратні параметри на поверхні буде утворюватись плівка рідини яка буде рухатись в ламінарно-хвильовому режимі.

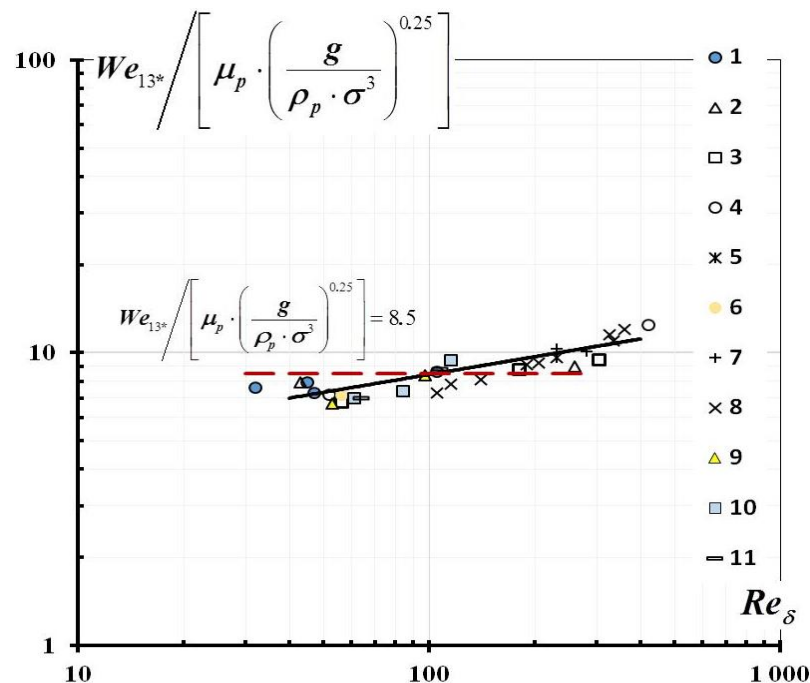


Рис.2.3 – Результати обробки експериментальних даних по початку динамічного уносу

1 – $p=0.28$ МПа, $D = 9.5$ мм, повітря-вода, підйомний рух; 2 – 5 – $p=0.49...4.41$ МПа, $D = 25$ мм, пара-вода, низхідний рух; 6 – $p=2.9$ МПа, $D = 13$ мм, пара-вода, підйомний рух; 7 – $p=0.1$ МПа, $D = 26$ мм, повітря-вода, горизонтальний потік; 8 – 11 – $p=0.1...0.45$ МПа, $D = 13$ та $31,5$ мм, повітря-вода, висхідний потік

Слід зазначити, що при аналізі результатів досліджень представлених рис.3, виникають певні питання. А саме, чому верхня межа ламінарно–хвильового руху плівки обмежена значенням плівкового числа Рейнольдса $Re_{\delta} \leq 290$, а не як загально прийнято в класичній літературі $Re_{\delta} \leq 400$. Крім того, не наведена аргументація щодо автотомельності процесу початку динамічного виносу крапель від плівкового числа Рейнольдса Re_{δ} . В цій області у [15] пропонується використовувати кореляцію:

$$We_{13^*} = 8.5 \cdot \mu_p \cdot \left(\frac{g}{\rho_p \cdot \sigma^3} \right)^{0.25}.$$

Згідно з результатами досліджень кореляції (28) відповідає режим зміни плівкового числа Рейнольдса в діапазоні. До і після цього діапазону спостерігається значне відхилення результатів досліджень від кореляції (29) на величину. Для підвищення точності розрахунків пропонується у ламінарно–хвильовому режимі течії плівки при $Re_{\delta} \leq 400$ визначати початок крапельного виносу по наступній кореляції:

$$We_{13^*} = 3.3205 \cdot Re_{\delta}^{0.2022} \cdot \mu_p \cdot \left(\frac{g}{\rho_p \cdot \sigma^3} \right)^{0.25}.$$

Розмір крапель в момент відриву рекомендується орієнтовно визначити по кореляції Фріца (26) де в якості визначального розміру замість діаметра капіляру використовувати товщину пластини жалюзійного пакету, або за результатами наведеними в [15]. Загальна дисперсність діаметру крапель коливається в широкому діапазоні. Крім крапель, які утворилися в результаті вторинного виносу, суттєву частку становлять краплі значно меншого розміру. Завдяки своїм геометричним розмірам, швидкості руху пари і геометричним характеристикам гофри жалюзі такі краплі не мають можливість контактувати з поверхнею і пролітають через об'єм сепараційного пакета. Розмір таких крапель визначається за кореляцією (17).

Для визначення можливих методів, метою яких є розширення діапазону стабільної роботи сепараційних пакетів було проведено дослідження при використанні капілярно-пористої структури на поверхні стінки каналу. Загально відомо, що використання капілярно-пористих структур сприяє інтенсифікації процесів тепло- і масообміну в процесах кипіння і випаровування. Крім того, наявність такої структури на поверхні контакту може радикально змінити гідродинаміку плівкової течії. В значній мірі на процес впливає геометричні характеристики капілярно-пористої структури, розміри каналу, витраті параметри двофазного середовища і його теплофізичні властивості.

При проведенні досліджень була виявлена гідродинамічна особливість течії плівки по поверхням з сітковим капілярно-пористим покриттям в залежності від густини зрошення. Стосовно товщини плівки, режими

поділялися на два діапазони: плівка, при зміні густини зрошування, не виходила за верхню границю шару сіткового капілярно-пористого покриття; і шар сіткового капілярно-пористого покриття був затоплений рідиною. Для визначення граничних режимів початку крапельного виносу застосовувалась методика, наведена в [16].

Для узагальнення експериментальних досліджень по визначенню границі порушення гідродинаміки руху, пов'язаного з початком виносу крапель рідини з плівки, був обраний вид функції:

$$K = f(Fr_{\delta}, We_{кр}),$$

де $K = \frac{w_{кр}'' \cdot (\rho'')^{0.5}}{(g^2 \cdot \sigma \cdot (\rho' - \rho''))^{0.25}}$ – число Кутателадзе;

$$Fr_{\delta} = \frac{Q_m \cdot (\rho' - \rho'')^{3/4}}{g^{0.5} \cdot \sigma^{3/4}} \text{ – число Фруда;}$$

$$We_{кр} = \frac{\sigma}{(\rho' - \rho'') \cdot D^2} \text{ – число Вебера.}$$

Результати експериментальних досліджень порушення гідродинаміки руху двофазного потоку у каналі з гладкими і з сітковою капілярно-пористою структурою на стінці представлені на рис. 4.

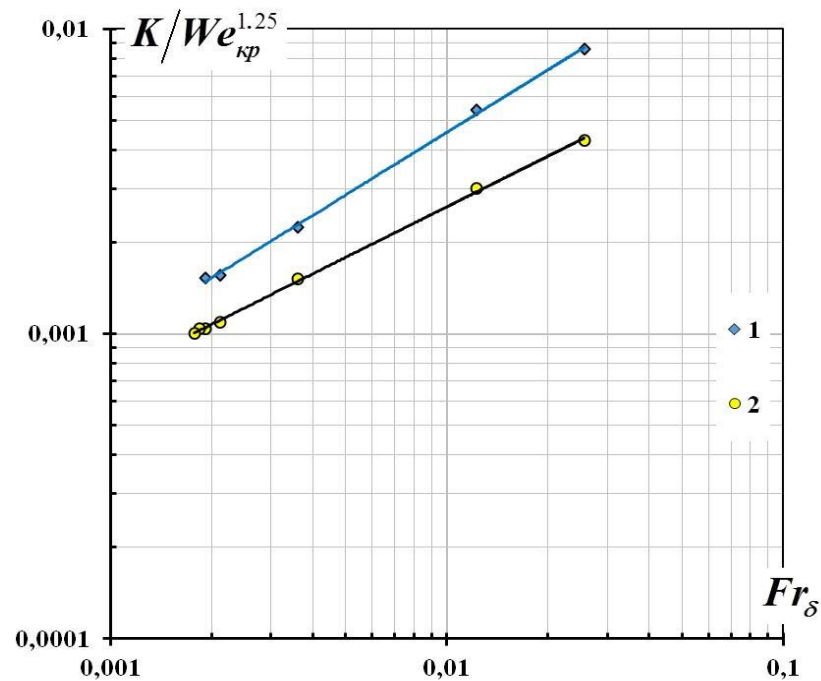


Рис. 2.4 – Стійкість гравітаційної плівкової течії при протитоковому русі рідини і газу

1 – капілярно-пориста структура; 2 – затоплена труба

Аналіз отриманих результатів критичних значень параметрів двофазного потоку у каналах з затопленою сітковою капілярно-пористою структурою достатньо задовільне узгоджується з результатами визначення граничних режимів для каналів з гладкими стінками [16] і має більше значення у каналах з сітковою капілярно-пористою структурою. Співвідношення балансу масових витрат плівки рідини і газового потоку, яке визначає нижню границю процесу захлинання, залежну від густини зрошування, геометричних характеристик каналу, розміру сіткового капілярно-пористого покриття і фізичних властивостей рідини і газу, узагальнюється кореляціями з похибкою $\pm 7\%$:

– у діапазоні густин зрошення, коли плівка не виходить за межі сіткового капілярно-пористого покриття

$$K = 0.106 \cdot Fr_{\delta}^{0.6821} \cdot We_{кр}^{1.25},$$

– у діапазоні густин зрошення, коли сіткове капілярно-пористе покриття знаходиться у затопленому стані

$$K = 0.0331 \cdot Fr_{\delta}^{0.5517} \cdot We_{кр}^{1.25}.$$

Отримані кореляції замикають математичний опис гідродинаміки руху двофазного середовища у криволінійних каналах жалюзійних пакетів сепараційних блоків енергетичного і хімічного обладнання.

2.5 Висновки до розділу

Погіршення умов роботи останніх ступенів ЦНТ і зниження техніко-економічних характеристик роботи турбіни пов'язано, в значній мірі, з процесами, які відбуваються в СПП. Ефективність роботи СПП, в значній мірі, залежить від процесів відділення крапельної рідини від вологої пари, яке відбувається в сепараційних блоках і залежить від багатьох факторів. Найбільш вагомими є нерівномірність розподілу вологої пари по окремим жалюзійним пакетам, яке оцінюється величиною гідравлічної розвірки вхідної камери і вхідного колектора, і процесом уловлювання крапель у гофрованих каналах.

Основними чинниками, які впливають на процес сепарації, це відсутність контакту з поверхнею жалюзі при русі в потоці вологої пари

крапель малого розміру. В значній мірі, цей процес залежить від фізико-хімічних властивостей вологої пари, дисперсності і параметрів руху двофазного середовища, змочуваності і геометрії каналу.

Проаналізовані фізичні особливості руху двофазного середовища у криволінійних каналах. Проведено моделювання процесу сепарації крапельної рідини з вологої пари і виконано узагальнення результатів досліджень, була отримана кореляція. Розглянуто процес руху краплі під дією сили гравітації. Спільне рішення рівнянь наведеної моделі дозволить визначити траєкторію руху краплі рідини у криволінійному каналі гофри жалюзійного пакету сепаратора-пароперегрівача і виконати оптимізацію її конструкції.

Визначені основні умови руйнування плівки і динамічного зриву крапель, які пов'язані з нестабільністю Кельвіна – Гельмгольца. Крім капілярних, динамічних і сил в'язкості на рідину діє сила тяжіння, яка суттєво впливає на умови початку динамічного виносу крапель з плівки.

Запропоновано метод розширення діапазону стабільної роботи сепараційних пакетів шляхом використання капілярно-пористої структури на поверхні стінки каналу. Аналіз отриманих результатів критичних значень параметрів двофазного потоку у каналах з затопленою сітковою капілярно-пористою структурою достатньо задовільне узгоджується результатами визначення граничних режимів для каналів з гладкими стінками і має певне перевищення значень у каналах з сітковою капілярно-пористою структурою у діапазоні, коли плівка при зміні густини зрошування, не виходила за верхню границю шару сіткового капілярно-пористого покриття.

РОЗДІЛ 3 ТЕПЛООБМІН ПРИ ПОЗДОВЖНЬОМУ РУСІ ВОЛОГОЇ ПАРИ В ОРЕБРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ

Розробка складних технологічних процесів, пов'язаних з перенесенням і трансформацією енергії і маси, потребує глибокого аналізу фізичних і хімічних процесів з подальшою розробкою методологічних основ створення конкурентного за своїми характеристиками обладнання. В значній мірі це відноситься до технологій, в яких передбачається зміна агрегатного стану і теплофізичних властивостей речовин. Процеси теплообміну у вологій парі, які достатньо поширені у промисловому обладнанні, у більшості випадках, не враховують особливості процесів між краплями рідини і теплообмінною поверхнею, що приводить до невідповідності проєктних параметрів теплоносія фактичним значенням. В повній мірі, це стосується парових турбін, які працюють на вологій парі. Для підвищення ККД і надійності у такого типу турбін між циліндрами високого (ЦВТ) і низького тиску (ЦНТ) встановлюється сепаратор-пароперегрівач (СПП). Аналізуючи процеси, які відбуваються в окремих елементах СПП, можливо відмітити, що робоче тіло змінює свої параметри в області вологої пари у першій ступені пароперегрівача і тільки в межах другої ступені пара перегрівається до значення, яке відповідає температурі і тиску на вході у ЦНТ. На практиці параметри роботи СПП і ЦНТ дещо відрізняються від проєктних значень. Причини відхилень параметрів, в значній мірі, пов'язанні з порушенням ефективності роботи окремих елементів СПП.

Сепараційні пристрої СПП призначені для зниження вологості пари від початкових значень на виході з ЦВТ ($1 - x_{\text{вх}}$) до значень вологості на виході $(1 - x_{\text{вих}}) < 1\%$. Значення початкової вологості пари для різних типів турбін змінюється в діапазоні $(1 - x_{\text{вх}}) = 12 \dots 15\%$. При зменшенні

навантаження енергоблоку початкова вологість майже не змінюється, а її значення практично не перевищує значень, характерних для номінального навантаження. Тому вважається що параметри номінального режиму визначають геометричні характеристики сепараційних блоків.

Поява крапель рідини у парі пов'язана з розвірками розподілу вологої пари по сепараційним блокам і недостатньою ефективністю роботи жалюзійних сепараторів. Причинами погіршення процесу сепарації є обмеження, які пов'язані з особливостями конструкції жалюзі (довжина і висота сепараційного каналу, відстань між пластинами, кут на який змінюється напрям руху в каналі, кількість гофрів), спектром розподілу розмірів крапель на вході, а також вторинним виносом крапель з поверхні плівки і задньої кромки пластини жалюзі. Далі волога пара потрапляє в пароперегрівну частину СПП. Вона складається з двох послідовно розташованих секцій де в якості теплоносія використовується пара з відборів парової турбіни К-1000-60/3000. Кожна секція складається з 94 касет для першої ступені і 93 касет для другої ступені СПП-220М, для СПП-1000 відповідно: 80 для першої і 103 для другої. Касета виконана з 37 труб з повздовжнім оребренням у вигляді п-подібного профілю, привареного до її зовнішньої поверхні труби.

3.1. Теплообмін в першій ступені СПП

Методика теплового розрахунку побудована на спільному рішенні рівнянь теплового балансу і тепловіддачі для теплоносія (гріючої пари) і робочого тіла (нагріваємої вологої пари). Теплота, яка утворюється в результаті конденсації пари на вертикальній внутрішній поверхні теплообмінної труби, передається за рахунок вимушеної конвекції робочому тілу через зовнішню поверхню оребреної труби. Конструктивно в першій ступені відбувається низхідний рух робочого

тіла, а в другій- висхідний. Передбачається, що на виході з другої ступені робоче тіло представляє собою перегріту пару. Значення величини перегріву в другій ступені становить $\Delta t_1 \approx 52^\circ\text{C}$.

Кількість теплоти, яку отримає робоче тіло в першій ступені:

$$Q_n = G_n \cdot (h_n'' - h_n') \quad (3-1)$$

де h_n'' – ентальпія пари на виході з першої ступені, кДж/кг; h_n' – ентальпія вологої пари на вході в першу ступінь з урахуванням $(1 - x_{\text{вх}})$, кДж/кг; G_n – витрата пари, кг/с.

Для визначення площі теплообміну першої і другої ступенів пропонується стандартна методика, яка використовується для розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів при вимушеній конвекції. На внутрішній поверхні теплообмінної труби відбувається процес теплообміну при конденсації пари, яка поступає з відборів турбіни, і практично, дотримуються граничні умови другого роду, тоді як з зовнішньої сторони теплота від оребреної стінки передається вологій парі конвекцією. Крім того, необхідно враховувати вплив на процес тепловіддачі особливості конструкції оребреної труби. Згідно з рівнянням теплопередачі кількість теплоти, яка передається в процесі теплопередачі визначається:

$$Q_n = k_1 \cdot \Delta t_1 \cdot F_1$$

де k_1 – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C); Δt_1 – температурний напір, °C; F_1 – площа поверхні теплообміну, м².

Температурний напір Δt_1 знаходиться як середньо-логарифмічний температурний напір при відомих температурах теплоносія на вході та виході зі ступені, відомій температурі робочого тіла на вході і прийнятій температурі на виході з ступені, уточнення значень якої проводиться з використанням методу послідовних наближень.

Для зручності розрахунків в методиках визначення теплової потужності теплообмінників з циліндричною поверхнею теплообміну використовують лінійний коефіцієнт теплопередачі k_{11} , який визначається:

$$k_{11} = \left(\frac{1}{\alpha_{1\text{пр}} \cdot \phi \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right)^{-1}$$

Де $\alpha_{1\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт тепловіддачі з сторони робочого тіла, Вт/(м²·°C); α_2 – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони теплоносія Вт/(м²·°C); ϕ – коефіцієнт оребрення; λ_m – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°C);

Поява перетоків у конденсаторі парової турбіни приводить до порушення водно-хімічного режиму теплоносія другого контуру енергоблоку ВВЕР-1000 і, як наслідок, появи шару відкладень солей жорсткості на поверхнях тепло-масообміну. Крім того, вібраційні процеси безпосередньо впливають на міцність з'єднань повздовжнього п-подібного ребра з зовнішньою поверхнею теплообмінної труби. При проведенні повіркових розрахунків сепараторів-пароперегрівачів загальний вид залежності (1) для визначення коефіцієнта k_{11} не враховує вплив експлуатаційних факторів на інтенсивність процесів

теплопередачі. Враховуючи наведене, розрахунок лінійного коефіцієнта теплопередачі касети СПП необхідно проводити з урахуванням наведених факторів:

$$k_{l1} = \left(\frac{1}{\alpha_{1, \text{сп}} \cdot \varphi \cdot d_1} + \frac{R_1}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{R_2}{d_1} + \frac{R_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} \right)^{-1},$$

де R_1, R_3 – термічний опір відкладень на зовнішній і внутрішній поверхні труби, $(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$; R_2 – термічний опір, який виникає при порушенні контакту зварювального з'єднання оребрення з зовнішньою поверхнею труби, $(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$

Визначення значення коефіцієнту тепловіддачі α_2 при конденсації нерухомої пари проводиться по стандартній методиці. Але на зовнішній поверхні процес теплообміну ускладнюється наявністю крапель рідини в двофазному потоці. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребреної труби до вологої пари α_1 необхідно враховувати її вологість на вході в касету $(1 - x_{\text{вих}})$ і розміри крапель. Важливість оцінки наведених факторів полягає в тому, що вони безпосередньо впливають на процес тепловіддачі. Для визначення інтенсивності теплообміну при русі робочого тіла вздовж поверхні у [1] пропонується використовувати кореляцію для гомогенного середовища:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot C_t,$$

де $Re = w \cdot d_{\text{екв}} / \nu$ – число Рейнольдса; $Pr = \nu / a$ – число Прандтля; C_t – поправка, яка враховує неізотермічність потоку.

Кореляція справедлива при турбулентному режимі течії в діапазоні $10^4 \leq Re \leq 10^6$ і $0.7 \leq Pr \leq 2.0$, поправку, яка враховує неізотермічність потоку для умов роботи першої ступені можливо прийняти $C_t = 1$.

3.2 Гідродинаміка процесу формування двофазного потоку

Наскільки виправдано спрощення вважати вологу пару гомогенним середовищем при розрахунку конвективного теплообміну спробуємо оцінити шляхом уточнення фізичної моделі процесу.

Будемо вважати, що після проходження каналів внутрішнього простору СПП від жалюзійних пакетів до входу в першу ступень пароперегрівача відбувається вирівнювання швидкісних, температурних і концентраційних параметрів вологої пари на вході в окрему касету першої ступені. Витрата вологої пари через одну касету становить:

$$D_k = \frac{D_{\text{СПП}}}{n_k},$$

де $D_{\text{СПП}}$ – витрата пари через один сепаратор-пароперегрівач парової турбіни, кг/с;

n_k – кількість касет першої ступені, шт.

Загальна кількість рідини у вигляді крапель визначається по величині вологості пари після проходження ним жалюзійних пакетів сепаратора:

$$D_p = (1 - x_{\text{вих}}) \cdot D_{\text{СПП}}. \quad (3-7)$$

На відміну від однофазного середовища, яким можливо вважати суху насичену пару, волога пара містить в залежності від $(1 - x_{\text{вих}})$ певну кількість крапель рідини. Дисперсність розміру крапель залежить від умов їх утворення, теплофізичних властивостей рідини і пари. Інерційний метод сепарації, який застосований в СПП, передбачає певну залежність граничного розміру крапель, які будуть уловлені, від геометричних характеристик жалюзі, параметрів руху і теплофізичних властивостей вологої пари. Регламентується, що вологовміст пари не повинен перевищувати 1%. В реальних умовах $(1 - x_{\text{вих}})$ може відрізнятися в декілька разів. Причиною такого збільшення є незадовільна ефективність роботи жалюзійних пакетів. Збільшенню вологовмісту $(1 - x_{\text{вих}})$ сприяє первинний і вторинний винос крапель рідини з жалюзійних пакетів. Формування спектру крапель залежить від факторів, які визначають параметри формування первинного і вторинного виносу крапель з жалюзійних секцій.

Первинний винос обумовлений тим, що конструкція каналу жалюзі не забезпечує процес уловлення крапель рідини у всьому діапазоні зміни їх розмірів. Зменшити величину первинного виносу крапель можливо шляхом проведення оптимізації геометрії конструкції каналу жалюзі. За результатами досліджень процесу руху крапель рідини у криволінійних каналах була отримана кореляція, яка визначає умови сепарації крапель при зміні режимних параметрів двофазного потоку і геометрії каналу [2]:

$$Re_0 = 6.4764 \cdot Bo^{0.25} \cdot We^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu^m}{\mu^r} \right)^{0.15}$$

де $Bo = \frac{4 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot r_0^2}{\sigma}$ – число Бонда; $We = \frac{2 \cdot \rho' \cdot w^2 \cdot r_0}{\sigma}$ – число Вебера; μ' та μ'' – кінематичний коефіцієнт в'язкості для рідини і пари відповідно, Па·с.

Рівняння (4) справедливе в діапазоні зміни $6.22785 \cdot 10^{-7} \leq Bo \leq 9.7989 \cdot 10^{-5}$, $1.025 \cdot 10 \leq We \leq 4.48 \cdot 10^{-4}$;

Менші за розміром краплі будуть рухатись у криволінійних каналах по складній траєкторії, але при стандартних конструктивних характеристиках жалюзі, контакту з поверхнею не відбудеться і вони будуть виноситись з жалюзійного пакету.

Джерелом вторинного виносу є процес зриву крапель з поверхні плівки, яка утворюється на стінках жалюзі в результаті осадження під дією сил інерції. Параметри плівки: її товщина і режим течії, залежить від величини кількості уловленої рідини $(x_{\text{вх}} - x_{\text{вих}}) \cdot D_{\text{СПП}}$, поверхневого натягу σ і крайового кута змочування θ , а також від балансу сил, які діють на плівку рідини. На відміну від тепломасообмінних апаратів, в яких парорідинний потік може рухатись вертикально протитоково або в одному напрямку, в каналах жалюзійних сепараторів на генеровану плівку рідини діє сили тяжіння, тертя і перпендикулярно дотичне напруження, яке викликане рухом потоку вологої пари. В результаті, рідина в плівці рухається по складній траєкторії: зверху до низу і від входу в канал жалюзі і до його виходу. Значна частина плівки потрапляє в дренажний колектор і евакуюється з СПП, але частина її збирається на вихідній кромці пластини каналу у вигляді веретеноподібного струмка.

Процес динамічного виносу крапель характеризується взаємодією пульсацій потоку, сил поверхневого натягу, в'язкості і сил інерції. Умови руйнування плівки або динамічного зриву крапель визначаються

процесами, пов'язаними з нестабільністю Кельвіна-Гельмгольца. При відносно невеликих швидкостях потоку пари відбувається деформація і руйнування хвиль на поверхні плівки рідини з наступним виносом з гребнів крапель.

Значну роботу по аналізу робіт, присвячених дослідженню руйнуванню плівок, а також представлення їх результатів до умов відповідності, виконано Нігматуліним Р.Б. [3]. Наведені кореляції охоплюють широкий діапазон зміни параметрів процесу. В роботах Нігматуліна Р.Б. при визначенні граничних режимів [3] на вході у вимірювальну секцію визначали температуру, тиск і витрати складових пароводяної або повітроводяної суміші. По зміні тиску в вимірювальній секції визначалось дотичне напруження на стінці труби $\tau_{ст}$ і на поверхні плівки $\tau_{пл}$. При фіксованій витраті рідини на вході в дослідну ділянку в пристінну область подавався розчин солі і по її концентрації в пробах рідини, які відсмоктувались, визначалось витрата виносу рідини з плівки $D_{кр}$. Слід зазначити, що для розрахунку параметрів при ламінарно-хвильовому режимі спостерігається значне відхилення результатів наведених досліджень від запропонованої кореляції на величину $\pm 15\%$. Для підвищення точності розрахунків пропонується при $Re \leq 400$ визначати початок крапельного виносу по наступній кореляції:

$$We_{13} = 3.3205 \cdot Re_{\delta}^{0.2022} \cdot \mu_p \cdot \left(\frac{g}{\rho_p \cdot \sigma^3} \right)^{0.25}.$$

Результати моделювання і фізичного експерименту можливо оцінити за результатами робіт Лабунцова Д.А. для систем “стінка капіляру- рідин

при крайових кутах змочування $\theta_* = 60 \dots 140^\circ$, в яких для визначення передвідриного діаметру краплі [3] пропонується використовувати кореляцію Фрітца:

$$d_* = 2 \cdot R_* = 0.0207 \cdot \theta_*^3 \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}}.$$

Для процесу, який відбувається на кромці гофрованого листа жалюзійного сепаратора, розмір крапель в момент відриву орієнтовно можливо визначити по кореляції Фріца (5), але в якості визначального розміру замість діаметра капіляру використовувати товщину пластини жалюзійного пакету, або за результатами наведеними в [3].

Дещо інший підхід для визначення граничних режимів початку вторинного виносу крапель рідини з гребнів хвиль плівки застосовується авторами [3]. В дослідженнях в якості критичної швидкості, яка визначала початок захлинання, була прийнята швидкість парового потоку з найменшим значенням на кривій кореляції коефіцієнта гідравлічного опору ζ від числа Рейнольдса Re . Аналіз літературних джерел по визначенню граничних режимів засвідчив, що використання запропонованих кореляцій приведе до значних похибок. На підставі наведеного, були проведені дослідження процесу порушення гідродинаміки плівкової течії з наступним виносом крапельної рідини в умовах, які відповідають режимам роботи жалюзійних сепараторів. Враховуючи, що висота хвиль залежить від витрати рідини в плівці і режиму течії, були проведені дослідження у ламінарно-хвильовій області в діапазоні $6.25 \leq Re_\delta \leq 84.19$. Результати експериментальних

досліджень представлені на рис.1.

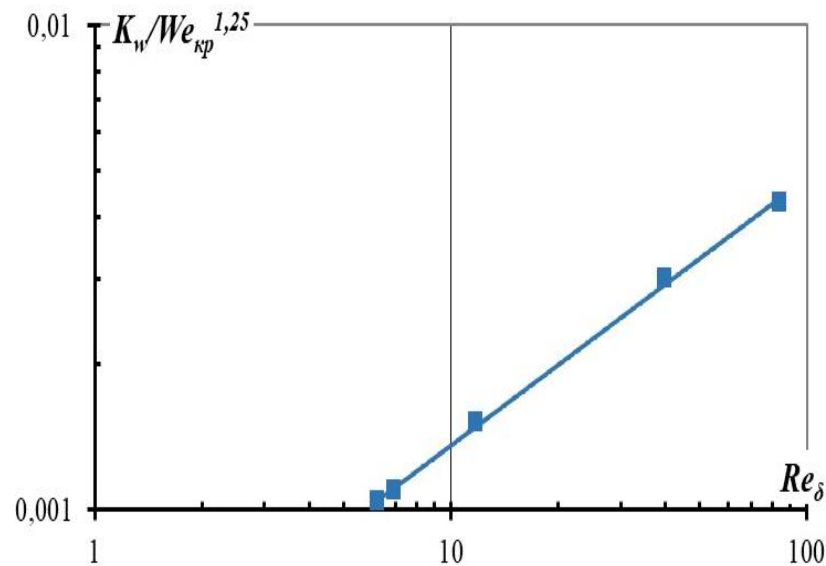


Рис. 3.1 – Стійкість гравітаційної плівкової течії при протитоковому русі рідини і газу

Узагальнення результатів експериментальних досліджень порушення гідродинаміки руху двофазного потоку у каналі дозволило отримати кореляцію критичних значень параметрів двофазного потоку для визначення нижньої границі процесу захлинання від густини зрошування, геометричних характеристик каналу і фізичних властивостей рідини і газу з похибкою $\pm 7\%$:

$$K_w = 4 \cdot 10^{-4} \cdot Re_\delta^{0.5524} \cdot We_{kp}^{1.25} \quad (3-$$

11)

де $K_w = \frac{w_{kp}'' \cdot (\rho'')^{0.5}}{(g^2 \cdot \sigma \cdot (\rho' - \rho''))^{0.25}}$ – число Кутателадзе;

$$Re_\delta = \frac{G}{\rho_k \cdot \mu} \text{ – плівкове число Рейнольдса;}$$

$$We_{кр} = \frac{\sigma}{(\rho' - \rho'') \cdot D^2} - \text{число Вебера.}$$

Отримані кореляції замикають математичний опис гідродинаміки руху двофазного середовища з вмістом крапель і плівки рідини у криволінійних каналах жалюзійних пакетів сепараційних блоків обладнання пов'язаних з вторинним виносом рідини.

3.3 Особливості теплообміну вологої пари при вимушеній конвекції на трубах з повздовжнім оребренням.

Моделювання роботи сепараційних жалюзійних пакетів надало можливість оцінити характеристики двофазного середовища на вході в першу ступінь пароперегрівача СПП. Наявність крапель рідини у вологій парі суттєво змінює кінетику процесу теплообміну між поверхнею теплообміну у вигляді пучка вертикальних труб з зовнішнім повздовжнім оребренням і робочим тілом. Можливо розглядати наступні варіанти процесу:

- весь спектр крапель буде рухатись разом з парою вздовж поверхні теплообміну без контакту з нею;
- відбудеться контакт крапель з теплообмінною трубою і на її поверхні утвориться плівка рідини;
- проміжний випадок, коли частина крапель буде рухатись з парою, а інша частина утворить плівку.

На скільки інтенсивність теплообміну буде залежати від волого вмісту $(1 - x_{вих})$, і дисперсності крапель за розміром з'ясуємо для кожного з варіантів.

Для першого випадку при визначенні інтенсивності теплообміну між парою і теплообмінною поверхнею можливо користуватися кореляцією (3) якщо маємо гладку поверхню. Для оребреної труби рекомендується використовувати приведений коефіцієнт тепловіддачі, який визначається:

$$\alpha_{np} = \alpha_p \cdot E \cdot \frac{F_p}{F_{pc}} + \alpha_e \cdot \frac{F_e}{F_{pe}}$$

де E – коефіцієнт ефективності ребра; F_p – площа поверхні всіх ребер м^2 ; F_{pc} – площа поверхні оребреної стінки, м^2 ; F_e – площа поверхні міжреберного простору, м^2 .

У результаті теплообміну в горизонтальному перерізі формується симетричне температурне поле відносно осі каналу, який утворений поруч розташованими оребреними теплообмінними трубами касети. При допущенні, що краплі рідини рівномірно розподілені по горизонтальному перерізу касети для їх випаровування необхідно витратити теплоту:

$$Q_p = D_p \cdot r,$$

де r – теплота пароутворення при тиску в першій ступені СПП, Дж/кг .

На відміну від процесу вимушеної конвекції між парою і теплообмінною трубою краплі рідини рухаються разом з потоком пари і мають невелике значення відносної швидкості, величина якої залежить від балансу масових і інерційних сил [4].

Дослідженню процесу тепло- і масообміну парорідинних потоків присвячена обмежена кількість робіт, в яких процес досліджувався за допомогою чисельного моделювання або параметри процесу визначались при проведенні фізичного експерименту.

Аналіз фізичних основ процесу тепло- і масообміну при випарному охолодженні необхідно проводити з урахуванням стадійності процесу розриву струменя і деформації крапель [5,6] і, як наслідок, необхідності розгляду поведінки крапель між собою і з потоком пари, а також, взаємодію генерованої плівки з поверхнею теплообміну і паровою фазою [7].

Найбільший інтерес становлять роботи в яких наведені результати досліджень процесів тепло- і масообміну двофазних потоків в теплообмінниках з оребреною поверхнею. Основною метою досліджень [8,9] було покращення характеристик обладнання різними способами. Визначалися шляхи підвищення коефіцієнтів теплообміну α і масообміну β [10], оптимізація конструкції ребра і підвищення коефіцієнту ефективності E , зниження гідравлічного опору ΔP . Крім того, у роботах [9,11] виконувався ексергетичний і ентропійний аналіз процесів в установках загалом. Наводились узагальнюючі кореляції і значення ефективності для теплообмінників з різними типами оребрення, але наведені результати в [10,12] не достатньо корелюються між собою, що пояснюється різною конструкцією теплообмінника.

Було досліджено вплив крапельної рідини на інтенсивність процесів. В [13,14] розглядався випадок коли плівка розподілена рівномірно по поверхні по теплообмінній поверхні, а сила тертя на границі “газ – рідина” величина малого порядку, що не відповідає реальним умовам. Для аналізу такого випадку необхідно враховувати величину мінімальної густини зрошення $Re_{\delta min}$, крайовий кут змочування θ і величину поверхневого натягу σ . Врахування цих параметрів дасть можливість

оцінити реальну площу змоченої поверхні теплообмінника.

Проведений аналіз робіт свідчить про складність і певну невизначеність процесу тепло- і масообміну в пучках оребраних труб.

Застосовуючи стадійний підхід до розгляду процесу в пароперегрівній частині СПП можливо покращити точність розрахунків. Для визначення інтенсивності процесу випаровування крапель рекомендується використовувати кореляцію [3]:

- для теплообміну

$$Nu = 2 + 0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33},$$

- для масообміну

$$Nu_D = 2 + 0.57 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr_D^{0.33},$$

діапазон зміни числа Рейнольдса Re становить $0 \leq Re \leq 200$, а число

Прандтля Pr відповідає $0.6 \leq Pr \leq 1000$.

Таким чином, застосовуючи методи чисельного моделювання або кореляції, які отримані за результатами фізичного експерименту, визначаємо інтенсивність процесів тепло- і масообміну між краплею рідини і парою. Враховуючи незначну величину температурного напору, а це пов'язано з початковими і граничними умовами питомий потік маси з поверхні краплі визначається:

$$\dot{J}_{ic} = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{r}, \quad (3-14)$$

де Δt температурний напір між поверхнею краплі і парою, яка нагрівається, °C.

Час повного випаровування крапель, прийнявши що вони мають

форму кулі, можливо визначити:

$$\tau = 10.667 \cdot \frac{d_0 \cdot \rho'}{j_{ic}} .$$

де d_0 – діаметр краплі на вході в першу ступень пароперегрівача, м ; ρ' - густина рідини, кг/м³.

Отриманий час випаровування крапель рідини необхідно порівняти з часом перебування дисперсної фази в ступені пароперегрівача:

$$\tau^* = \frac{L \cdot \rho'' \cdot F_k}{D_k} , \quad (3-16)$$

де L – довжина касети, м; F_k – площа живого перерізу касети, м²; ρ'' – густина пари при середній температурі, кг/м³ ; D_k – масова витрата пари через касету, кг/с.

Порівняння значень τ і τ^* дає можливість оцінити стан пари на виході з першої ступені пароперегрівача.

Стосовно іншого випадку, при якому краплі рідини контактують з поверхнею теплообмінних оребрених труб всіх касет першої ступені пароперегрівача необхідно враховувати, що на поверхні утворюється плівка рідини, яка створює додатковий термічний опір процесу тепловіддачі від труби до пари, що нагрівається. З іншої сторони, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до пари згідно з кореляцією (3) буде мати менше значення ніж чим від стінки до плівки рідини, який визначається за кореляцією, отриманою Ганчевим Б.Г. [3]:

$$Nu = 0.01 \cdot Re_{\delta}^{0.83} \cdot Pr^{0.33},$$

де Re_{δ} – плівкове число Рейнольдса.

Прийнявши, що при наявності динамічного впливу потоку пари товщина плівки, яка утворилась з крапель рідини, буде знаходитись у межах близьких до мінімальних значень плівкового числа Рейнольдса Re_{δ} . Таким умовам відповідає кореляція, яка справедлива для гладких і затоплених поверхонь з капілярно-пористим покриттям [2,17, 18]:

$$Re_{\delta \min} = Re_{\delta \min 0} + 0.31 \cdot Re^{0.4}$$

де $Re_{\delta \min 0}$ – мінімальне плівкове число Рейнольдса, визначається по кількості рідини яка потрапляє з парою в касету першої ступені пароперегрівача:

$$Re_{\delta \min 0} = \frac{D_{\kappa} \cdot (1 - x_{\text{снх}})}{P_{\kappa} \cdot \mu_p},$$

де P_k – периметр перерізу всіх теплообмінних труб з зовнішньої сторони, м.

Мінімальна товщина плівки при таких умовах її формування визначається:

$$\bar{\delta}_{\min} = \left(\frac{3 \cdot Re_{\delta \min} \cdot v_p^2}{4 \cdot g} \right)^{1/3}.$$

По вологовмісту вологої пари ($1 - x_{\text{вих}}$), кількості рідини, яка потрапляє в касету і мінімальній товщині плівки знаходиться площа теплообмінної оребреної поверхні, на якій утворилась плівка рідини. Подальший тепловий розрахунок виконують по середньому значенню коефіцієнта тепловіддачі з урахуванням сухої і змоченої поверхні.

Розглянуті граничні режими теплообміну двофазного потоку з оребреною поверхнею труб касети пароперегрівача першої ступені в повній мірі не можуть бути реалізовані у реальному обладнанні, але вони надають можливість порівнювати розрахункові значення з реальними параметрами двофазного середовища для визначення шляхів покращення роботи СПП.

Важливим аспектом, який необхідно враховувати при виборі шляхів модернізації зовнішньої поверхні теплообміну, це оптимізація конструкції оребрення. Конструктивно теплообмінна труба має наступні

розміри: діаметр $d_{\text{зов}} \times \delta_{\text{ст}} = 16 \times 2 \text{ мм}$ і довжину $L = 4620 \dots 4750 \text{ мм}$. На зовнішню поверхню вздовж труби приварені ребра, виконані з п-подібного профілю товщиною $\delta_p = 0,8 \text{ мм}$. Загальна кількість ребер становить $n_p = 12 \text{ шт.}$ Теплообмінна труба виконана з вуглецевої сталі СТ20.

Оцінити досконалість конструкції теплообмінної поверхні можливо шляхом моделювання процесу теплообміну при зміні параметрів теплоносія і робочого тіла, а також геометричних характеристик ребрення теплообмінної труби: висоти ребра h_p , товщини ребра δ_p . Згідно залежності (6) вплив геометричних розмірів ребра на приведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{пр}}$ враховує коефіцієнт ефективності ребра E . Коефіцієнт ефективності ребра визначається:

$$E = \frac{th(m \cdot h_p)}{m \cdot h_p}$$

де $m \approx \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta_p \cdot \lambda_p}}$ – параметр ребра, 1/м.

Моделювання процесу теплообміну виконувалось при зміні геометричних характеристик ребра в широкому діапазоні: висота ребра $h_p = 6 \dots 15 \text{ мм}$ і його товщина $\delta_p = 0.4 \dots 1.0 \text{ мм}$. Враховуючи можливу зміну навантаження енергетичного обладнання ефективність ребрення перевірялась в діапазоні теплової потужності $Q = 100 \dots 70\%$. Результати чисельного моделювання представлені на рис.2. Слід зазначити, що у всьому діапазоні навантажень коефіцієнт ефективності ребра E зі зростанням комплексу $m \cdot h_p$ є спадюча функція. На підставі аналізу результатів були отримані кореляції:

– для визначення впливу висоти ребра:

$$E = 0.2307 \cdot (m \cdot h_p)^{-0.248};$$

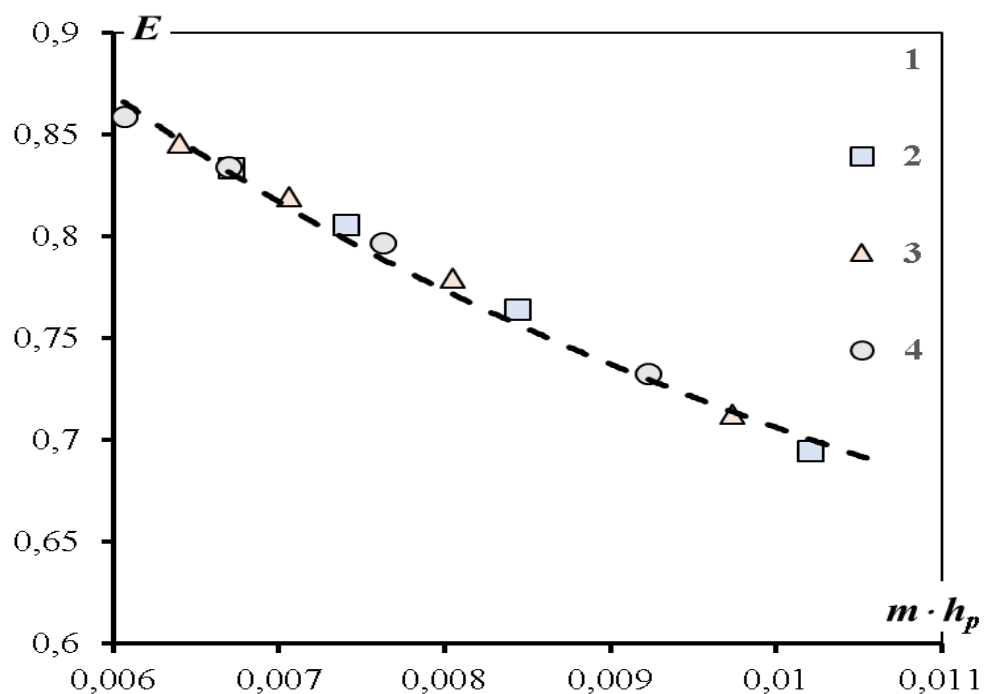
– для визначення впливу товщини ребра:

$$E = 0.0834 \cdot (m \cdot h_p)^{-0.462}.$$

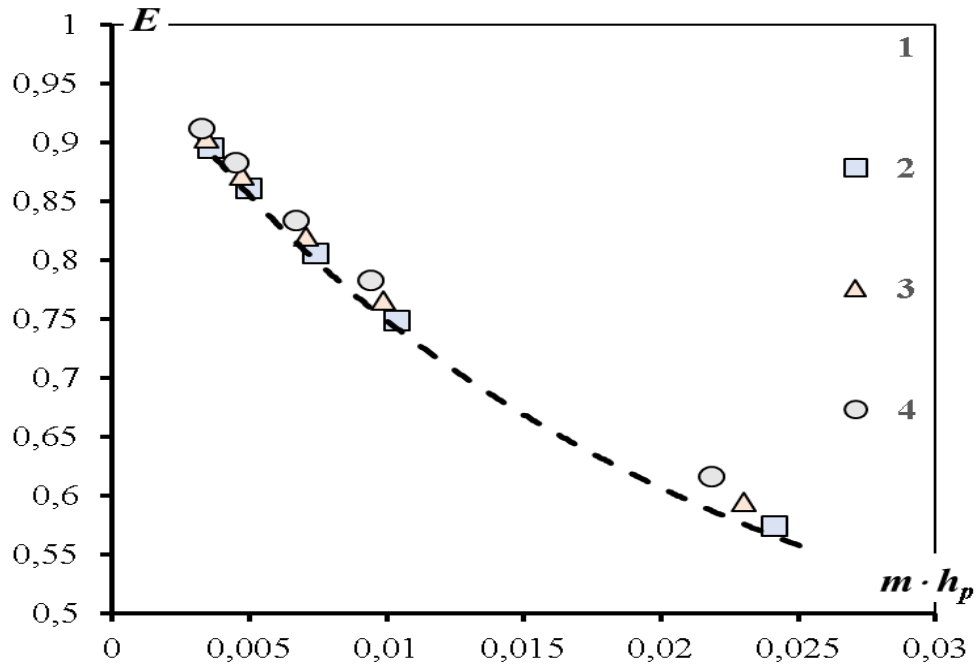
Таким чином, для труб з повздовжнім ребренням у вигляді п-подібного профілю, привареного до зовнішньої поверхні труби отримані кореляції, на підставі яких можливо виконувати оптимізацію геометричних характеристик теплообмінної поверхні. Рішення цієї задачі потребує комплексного підходу, враховуючи нелінійний характер отриманих кореляцій (7,8) і неоднозначного впливу зміни розмірів ребра на $\alpha_{пр}$. Зміна висоти і товщини ребра приводить до зміни коефіцієнту ефективності відповідно на 30,6% та 24,9% при всіх інших фіксованих характеристиках.

Не менш важливим фактором, крім проаналізованих, який безпосередньо впливає на величину коефіцієнта теплопередачі k_{11} (2) є термічний опір, який виникає при порушенні контакту зварювального з'єднання п-подібного профілю ребрення з зовнішньою поверхнею труби R_2 . Технологія виготовлення теплообмінної труби передбачає приварювання п-подібного профілю до зовнішньої поверхні труби

шляхом контактного зварювання суцільним або переривистим швом. При проведенні діагностики енергетичного обладнання необхідно враховувати крім особливостей конструкції, технології виготовлення ще термін і умови експлуатації. В умовах знакозмінних напружень, пов'язаних зі зміною навантаження, особливостями роботи на вологій парі і вібрації обладнання характерним наслідком цих факторів є порушення суцільності зварювального з'єднання між ребром і теплообмінною трубою. Збільшення термічного опору контакту R_2 погіршує процес теплопередачі на 10...20% [19], реальне значення можливо визначити за результатами випробувань і діагностики обладнання.



a)



б)

Рис. 3.2 – Залежність коефіцієнта ефективності ребра від добутку параметра ребра на його висоту при різних теплових навантаженнях

а – від товщини ребра; б – від висоти ребра

1 – кореляція; 2 – 90% навантаження від номінального; 3 – 80%; 4 – 70%

3.4 Висновки до розділу

У роботі проведений комплексний аналіз конструктивних особливостей і умови роботи касети першої ступені сепаратора-пароперегрівача СПП, розташованого між ЦВТ і ЦНТ парової турбіни ВВЕР-1000, яка працює на вологій парі.

Причинами невідповідності параметрів пари після першої ступені проєктним значенням пов'язано з виносом крапель з поверхні і задньої кромки пластин жалюзійних сепараторів. Наведені фактори приводять виникнення вторинного виносу і зростання вологості пари $(1 - x_{\text{вих}})$ вище проєктних значень.

Узагальнення результатів експериментальних досліджень порушення гідродинаміки руху двофазного потоку дозволило отримати кореляцію критичних значень параметрів двофазного потоку для визначення

нижньої границі процесу зриву крапель з плівки рідини від густини зрошування, геометричних характеристик каналу і фізичних властивостей рідини і газу з похибкою $\pm 7\%$

Процес теплообміну ускладнюється наявністю крапель рідини в двофазному потоці. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребреної труби до вологої пари, необхідно враховувати її вологість на вході в касету і розміри крапель. Стандарти методики для визначення інтенсивності теплообміну при русі робочого тіла вздовж поверхні пропонують використовувати кореляцію для гомогенного середовища, що значно зменшує точність отриманих результатів.

Розглянуті граничні режими теплообміну двофазного потоку з оребреною поверхнею труб касети пароперегрівача першої ступені в повній мірі не можуть бути реалізовані у реальному обладнанні, але вони надають можливість порівнювати розрахункові значення з реальними параметрами двофазного середовища для визначення шляхів покращення роботи СПП.

Для труб з повздовжнім оребренням у вигляді п-подібного профілю, привареного до зовнішньої поверхні труби, отримані кореляції, на підставі яких можливо виконувати оптимізацію геометричних характеристик оребрення. Рішення цієї задачі потребує комплексного підходу, враховуючи нелінійний характер отриманих кореляцій і неоднозначного впливу зміни розмірів ребра на приведений коефіцієнт тепловіддачі.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ 2-ГО КОНТУРУ БЛОКУ ВВЕР-1000

4.1 Опис технологічної схеми і основного обладнання 2-го контуру

Другий контур включає в себе турбіну К-1000-60/1500-2 (К-1000-60/3000) генератор ТВВ-1000-4УЗ(2УЗ), систему паропроводів свіжої пари, живильної води, паропроводи низького тиску, постачання пару на власні потреби, систему повернення конденсату та дренажів, та інші(рис 4.1).

Рішення по перетворенню енергії пари базуються на потребах, характерних для класичних теплових електростанцій. Пара з чотирьох ПП по чотирьох паропроводах транспортується в турбоустановку. Відпрацювавши у циліндрі високого тиску (ЦВТ), пара після осушення та перегріву в сепараторах-пароперегрівачах(СПП) поступає до циліндра низького тиску (ЦНТ), а потім у конденсатор. Конденсат з конденсатора, що пройшов 100% очистки в блоковій знесолюючій установці (БЗУ), конденсатними насосами (КЕН) через підігрівачі низького тиску подається в деаератор. З деаератора за допомогою двох живильних турбонасосів живильна вода через підігрівачі високого тиску буде подаватись у ПП.

Турбіна призначена для перетворення енергії пари, що генерується в ПП в механічну енергію обертання ротора і безпосереднього приводу генератора.

Призначена для роботи в моноблоці з водо-водяним реактором ВВЕР-1000 на насиченій парі. Також забезпечує додаткові відбори для підігріву живильної води на турбоприводи живильних насосів, нерегульовані відбори пари на власні потреби та на підігрів мережевої води.

Установка оснащується системою автоматичного регулювання (САР). представляє сукупність двох систем: електрогідравлічної системи регулювання (ЕГСР) і гідравлічної системи регулювання (ГСР).

Основною системою, що виконує весь комплекс завдань регулювання, є ЕГСР. При роботі ГСР знаходиться в режимі спостереження та не впливає на роботу турбіни. З появою несправності в ЕСР (відмова двох каналів із трьох). автоматично вводиться в роботу ДСР та вимикається ЕГСР.

Сепаратор жалюзійного типу розташований у верхній частині апарату.

Пароперегрівач - двоступінчастий, теплообмінна поверхня виконана з пучків поздовжньо-оребраних труб із вуглецевої сталі.

Конденсатори розташовуються поперечно осі турбоустановки.

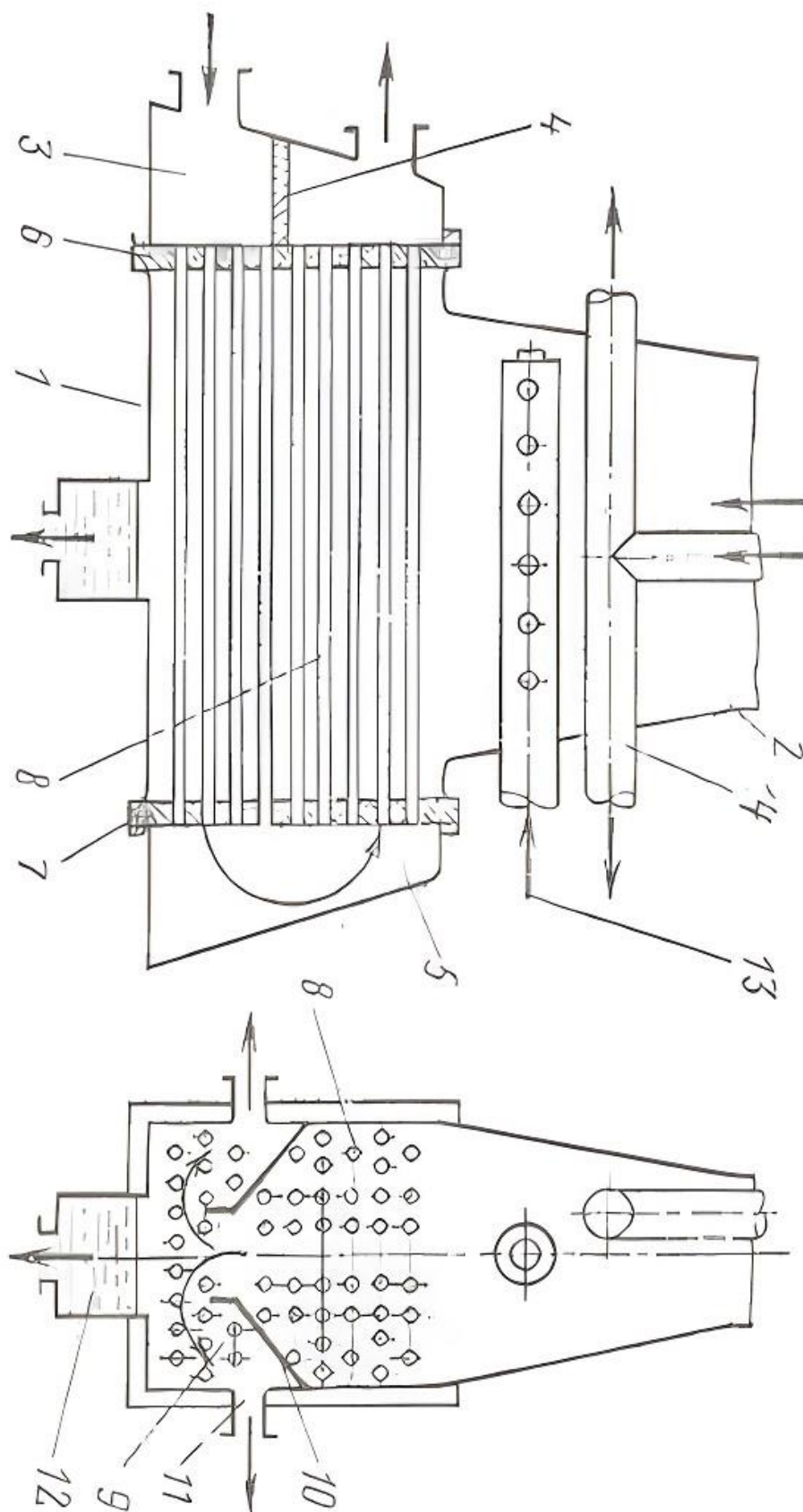


Рис.4.2 – конструктивна схема двоходового конденсатора:

- 1- Корпус; 2 – горловина; 3- вхідна частина передньої водяної камери; 4 – перегородка; 5 – задня водяна камер; 6, 7 – трубні дошки; 8 – конденсаторні трубки; 9 – повітроохолоджувач; 10 – парові щитки; 11 – відкачка пароповітряної суміші; 12 – конденсатозбірник; 13 – скидний пристрій для пари що поступає з БРОУ; 14 – труби виходу пари з камер відбору ЦНТ.

Таблиця 4.1 Технічна характеристика конденсатора

Абсолютний тиск в конденсаторі, кгс/см ³ (кПа)	0,04(3,9)
Кількість ходів охолоджуючої води, шт	2
Швидкість охолоджуючої води, м/с	2,1
Температура конденсату, °С	29,64
Поверхня охолодження, м ²	33160
Гідрравлічний опір конденсатора (при чистих трубках), м.вод.ст. (кПа)	7,60 (74,5) при витраті охол. Води 56600 м ³ /год

Конденсатор має приймально-скидний пристрій дросельно-охолоджуючого типу для прийому пари, що скидається при стаціонарних режимах роботи повз турбіну через швидкодійну редукційну установку (БРУ-К) в кількості до 3600 т/год при збільшенні тиску в конденсаторі більше 0.21 кгс/см (20,6 кПа) дається заборона відкриття БРУ-К чи закриття її, якщо БРУ-К було відкрито.

Турбіна довго може нести як максимальне, так і часткове навантаження. Робота турбіни з номінальним навантаженням

забезпечується при роботі двох поживних турбонасосів, чотирьох конденсатних насосів (по два насоси кожного ступеня), температура охолоджуючої конденсатори води не більше 33 °С . При відключенні одного турбоживильного насоса (ТЖН) або одного конденсатного насоса несе навантаження до 60% від номінального.

4.2 Система основного конденсату та генерація конденсату.

Конденсаційний пристрій призначений для двох основних цілей.

Першим призначенням конденсаційного пристрою є конденсація пари, що виходить з турбіни, перетворення його у воду(в конденсат), що надалі надходить в котел, парогенератор або реактор.

Однак функцією конденсаційного пристрою є не просто отримання конденсату, а отримання чистого конденсату без розчиненого в ньому повітря та інших газів.

Другим завданням конденсаційного пристрою є встановлення та підтримка під час роботи турбіни глибокого розрідження (вакууму) за вихідним патрубком турбіни. Процес конденсації відбувається внаслідок віддачі охолоджувальному середовищу теплоти конденсації пари, що рівна теплоті пароутворення g . Чим нижче температура охолоджуючого середовища, тим за інших рівних умов будуть нижчою температура пари що конденсується та її тиск. До складу конденсаційного пристрою входять конденсатор, насоси охолоджувальної (циркуляційної) води, конденсатні насоси, повітровідсмоктувальні пристрої, трубопроводи, що зв'язують це обладнання. Схема конденсаційного пристрою показано на рис. 4.2.

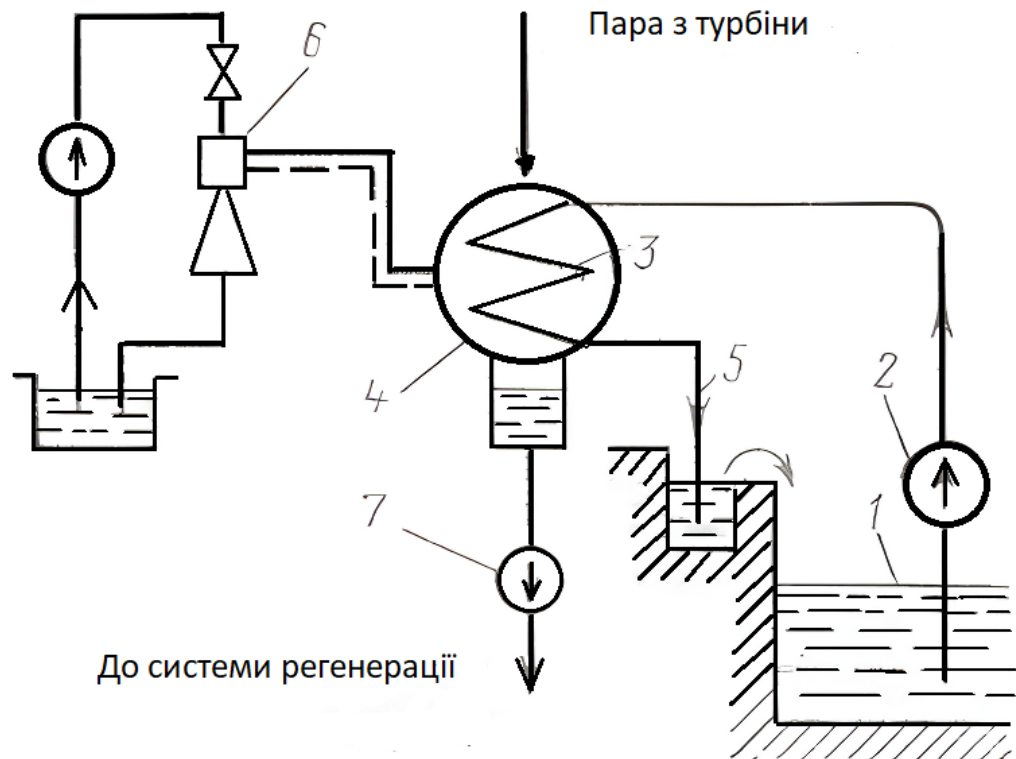


Рис.4.3 – Схема конденсаційного пристрою

- 1- Джерело охолоджуючої води; 2 –циркуляційний насос; 3- трубна система конденсатора; 4- конденсатор; 5- скид води з конденсатору; 6 – повітровідсмоктувальний пристрій; 7 – насос конденсату;

Охолоджуюча вода з водойми 1 , за допомогою циркуляційного насоса 2 подається в турбінну систему 3 конденсатора 4 і, пройшовши її, скидається в охолоджуючий пристрій (наприклад градирню) або у водойму 5.

Система основного конденсату призначена для транспортування конденсату з конденсатора турбіни через БОУ і підігрівачі низького тиску в деаератор . подача конденсату виконується за двоступінчастою схемою. Конденсат подається з конденсатора на БОУ трьома конденсатними насосами 1 ступеня типу КСВ-1850-95У4 (два працюючих, один резервний) по однопотоковому конденсатному тракту.

Перед БОУ конденсат проходить охолоджувачі основних ежекторів до ежекторів ущільнень. Після БОУ конденсат надходить на всмоктування трьох конденсатних насосів II ступені, як яких використовуються насоси ЦН-1850-170.

За конденсатними насосами підключена лінія рециркуляції конденсату в конденсатор через дросельний пристрій, вбудований у блоковий розширювач. Далі конденсат послідовно проходить через чотири насоси підігрівача низького тиску (відповідно ПНТ 1-4).

За ПНТ -3 та ПНТ -1 дренажними насосами виконується подача гріючої пари підігрівачів (відповідно ПНТ-3, 4 та ПНТ-1, 2) в лінію основного конденсату.

Насосне обладнання системи основного конденсату встановлено із 50% резервом (два працюючих насоси та один резервний). Це стосується також і конденсатних насосів I та II ступенів, ще дренажних насосів ПНТ.

Трубопроводи тракту основного конденсату виконані без резерву.

Передбачений лиш один резервний ФСД.

Система основного конденсату включається в роботу до часу початку подачі пари на ежектори ущільнення турбіни. Виконується запуск конденсатних насосів з роботою через клапан рециркуляції в конденсатор. До навантаження в 30% з ПНТ-1 та навантаження 20% у ПНТ-3 конденсат через гідрозатвор направляється до конденсатора. При великих навантаженнях виконується включення дренажних насосів. При навантаженні більше 35% вмикається другий дренажний насос ПНТ-3 та при навантаженні більше 60% - другий дренажний насос ПНТ-1. При підвищенні рівня в ПНТ-1 вмикається додатковий дренажний насос ПНТ-1. При підвищенні рівня в ПНТ-3 вмикається додатковий дренажний насос ПНТ-3.

ПНТ-3 та ПНТ-4 при підвищенні рівня можуть бути відключені по пару та воді. В такому випадку основний конденсат йде по байпасу, оминаючи відповідний ПНТ.

При аварійних режимах що пов'язані з знеструмленням, конденсатні та дренажні насоси вимикаються.

За нормальної експлуатації АЕС конденсат турбіни після очистки на БОУ направляється до циклу регенерації. Скидні регенераційні та відмивальні води БОУ направляються в баки радіаційного контролю що знаходяться в ОВК.

При пошкодженні одного з насосів, конденсатних або дренажних, автоматично вмикається резервний насос.

При відключенні одного з конденсатних насосів та невключенні резервного, блок автоматично перемикається на навантаження 50%.

При підвищенні рівня конденсату в будь-якому ПНТ до другої межі відключається турбіна. Турбіна відключається також при підвищенні рівня конденсату в конденсаторі до другої межі.

При аварійному протіканню води першого контуру в другій на БОУ, а саме на іонітах, можливе накопичення радіоактивності, яка потім, при регенерації іонітів, переходить у скидні води БОУ, які прямують у баки радіаційного контролю.

Система дренажів та повернення конденсату другого контуру Система дренажів та повернення конденсату другого контуру (рис. 4.4) призначена для збору конденсату при прогріванні та випорожненні обладнання та трубопроводів, а також для збору конденсату пари, що направляється з колектора власних потреб блоку, та для відборів пари з турбіни на споживача власних потреб (бойлери, спецкорпус,

пароежекторні машини та інші споживачі). Система працює в режимах пуску та зупинки блоку на номінальному та частковому навантаженні блока в режимах спорожнення обладнання.

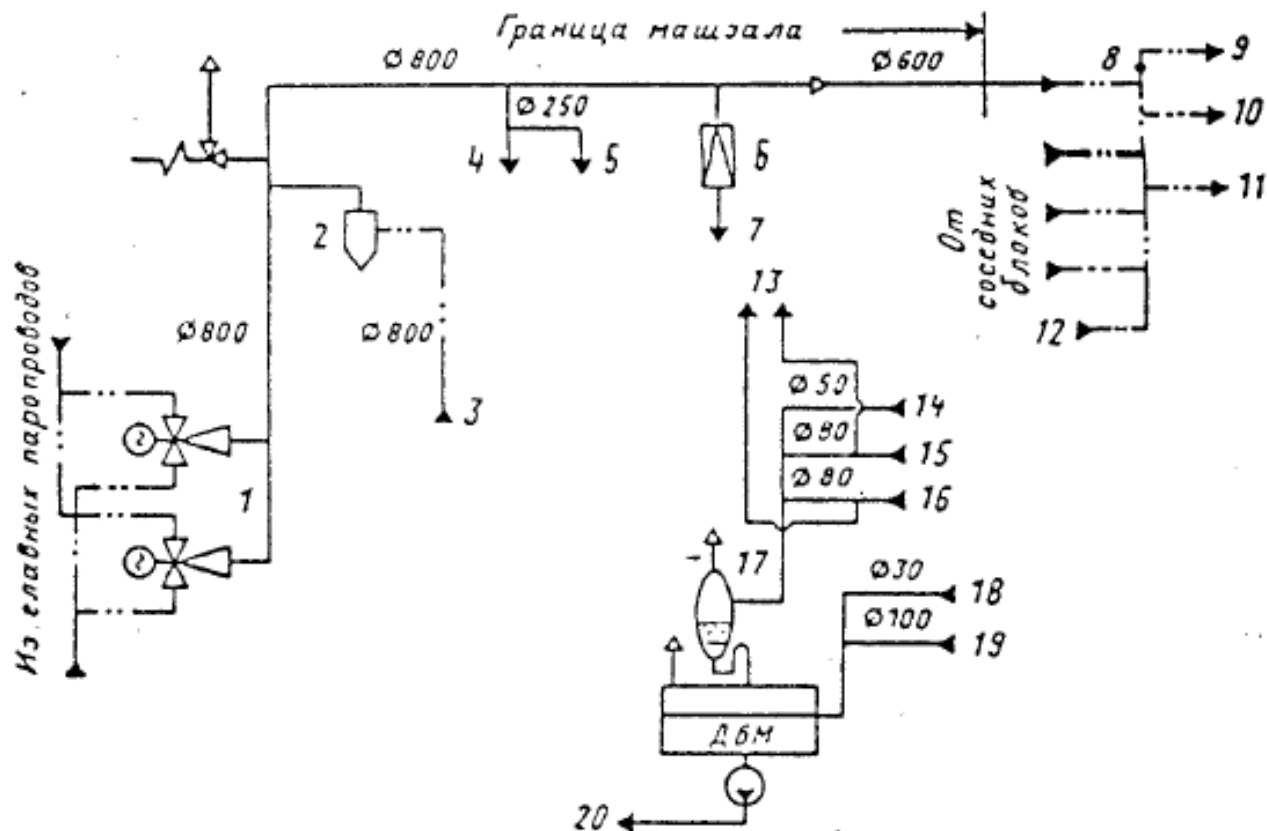


Рис.4.4 – Принципова схема видачі пари споживачам поза межами другого контуру та повернення конденсату:

1-БРУС; 2 – сепаратор; 3 – від третього відбору турбіни; 4 – на ежекторну установку ПЕМ-16Е; 5- на ежекторну установку 17-ЕП; 6 – редукційна установка РОУ; 7 – до реакторного відділення; 8 – трубопровід на естакаді; 9- на спецкорпус; 10- на ОВК; 11- на майданчик; 12- від пускової котельні; 13 – в деаератор; 14 – конденсат другого контуру з РВ; 15 – конденсат з спецкорпусу; 16 – очищена продувка ПГ; 17 – розширювач; 18 – конденсат другого контуру з спецкорпусу; 19 – конденсат з ПЕМ; 20 – до конденсатору турбіни.

Конденсат дренажів і конденсат пари, що гріє, направляються в два дренажних бака ємністю 16 м^3 кожен, встановлених у машзалі, які з'єднані трубопроводами D_y-400 по випару та воді та працюють як одні бак. Гарячі потоки прямують у дренажні баки через розширювачі дренажів високого та низького тиску. Злив дренажу із розширювача відбувається через гідрозатвор. З дренажних баків дренажі відкачуються трьома дренажними насосами типу K90/55 продуктивністю $90 \text{ м}^3/\text{г}$ кожен (один з них резервний), які можуть подавати воду в конденсатор турбіни, а також загальностанційний бак брудного конденсату.

Пошкодження в системі не викликають аварійних ситуацій на блоці і можуть спричинити лише відключення деяких споживачів під час ремонтних робіт.

4.3 Аналіз та обробка отриманих результатів

Були проведені випробування турбіни К-1000-60/3000 в діапазонів від 400 до 1000 МВт на обладнанні науково-дослідного центру надійності та безпеки АЕС та навчально-наукового центру підтримки ядерної захищеності, мультифункціональний тренажер реакторної установки РАЕС – 3, ВВЕР-1000 при цьому було відмічену зміну параметрів турбіни зокрема $t_{шт}$ які зображені на рисунках. Маючи параметри з реального об'єкту, паспорту і з мультифункціонального тренажеру, показані реальні зміни режимів роботи, однією з об'єктивних причин зміни режимів роботи по паспорту є процеси в СПП, такі як збільшення термічного опору контакту між оребрением та основною трубою.

Для якісного аналізу та обробки даних, були використані дані з блоку 3 РАЕС ВВЕР-1000 та дані взяті з лабораторії (тренажера), в якій встановлений симулятор блоку РАЕС 3 ВВЕР-1000, та паспортні параметри обладнання, вважаємо що порівняння даним є компетентним так як тренажер працює в режимі нового обладнання та не враховує наслідки експлуатації енергетичної установки зокрема обладнання другого контуру.

Дані з СПП-1 отриманих на реальному об'єкті (ВВЕР-1000, 3 блок РАЕС)

Таблиця 4.2 – Дані з реального об'єкту

Дані для блоку 3 СПП-1	Навантаження блоку				Стаціонарний режим (1000 МВт)
Потужність ТГ, МВт	960	815	690	400	1000
Тиск відпрацьованої пари, кгс/см ²	4,6	3,83	3,222	1,68	4,6
Температура відпрацьованої пари, °С	157	152	147	130	156
Температура пари після промперегріву, °С	249	258	260	262	250
Тиск пари після промперегріву, кгс/см ²	4,67	3,93	3,34	1,85	4,5
Тиск гріючої пари, кгс/см ²	57	58,5	58,95	64,5	57
Температура гріючої пари, °С	273,5	275	275	273	272
Витрата гріючої пари, т/г	147,5	107	91,7	64,5	150
Витрата сепарату (від чотирьох	740	720	600	370	750

СПП), т/Г

Відповідно до отриманих даних зроблено графічне відображення даних:

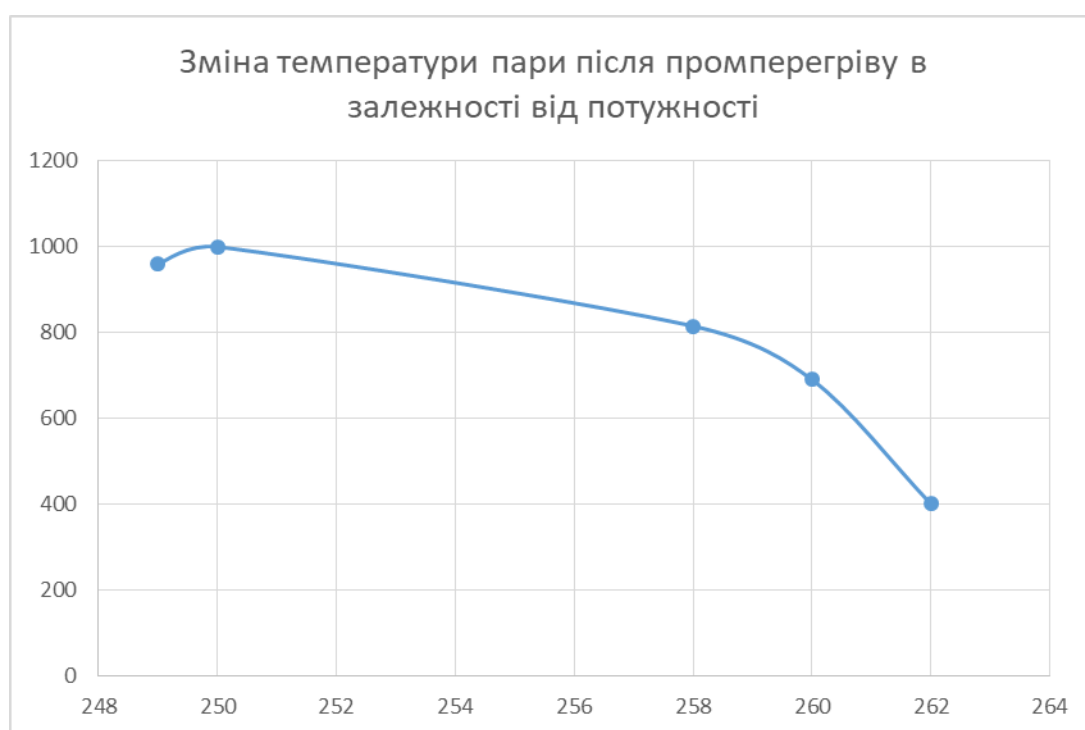


Рис 4.5 – Зміна температури пари після промперегріву в залежності від потужності (дані з СПП-1 отриманих на реальному об'єкті (ВВЕР-1000, 3 блок РАЕС)

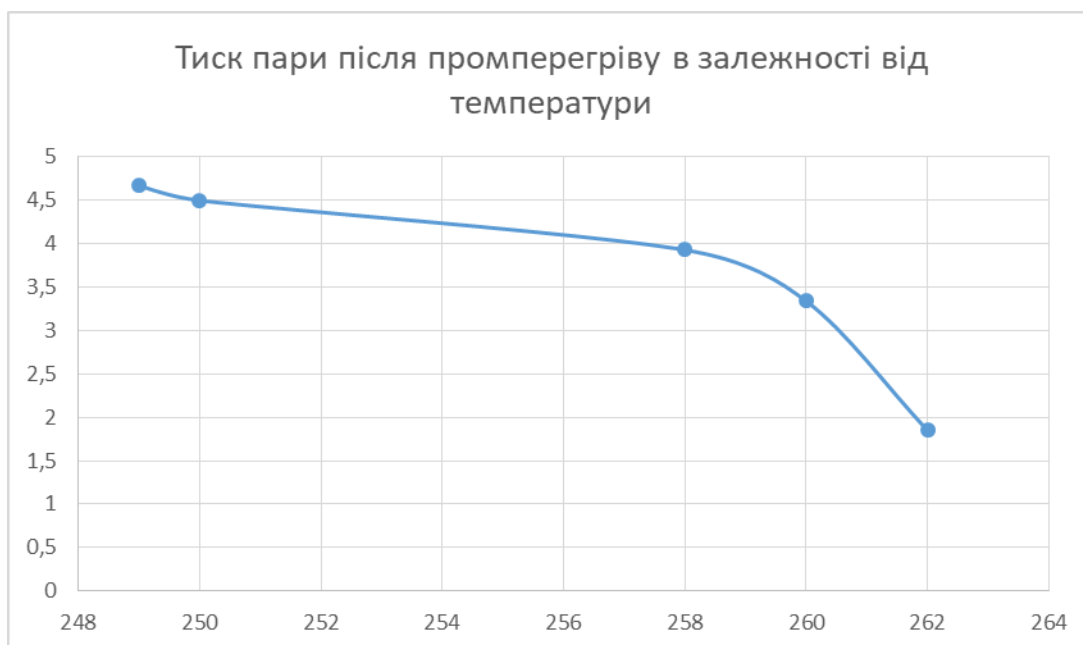


Рис 4.6 - Зміна тиску пари після промперегріву в залежності від температури (дані з СПП-1 отриманих на реальному об'єкті (ВВЕР-1000, 3 блок РАЕС)

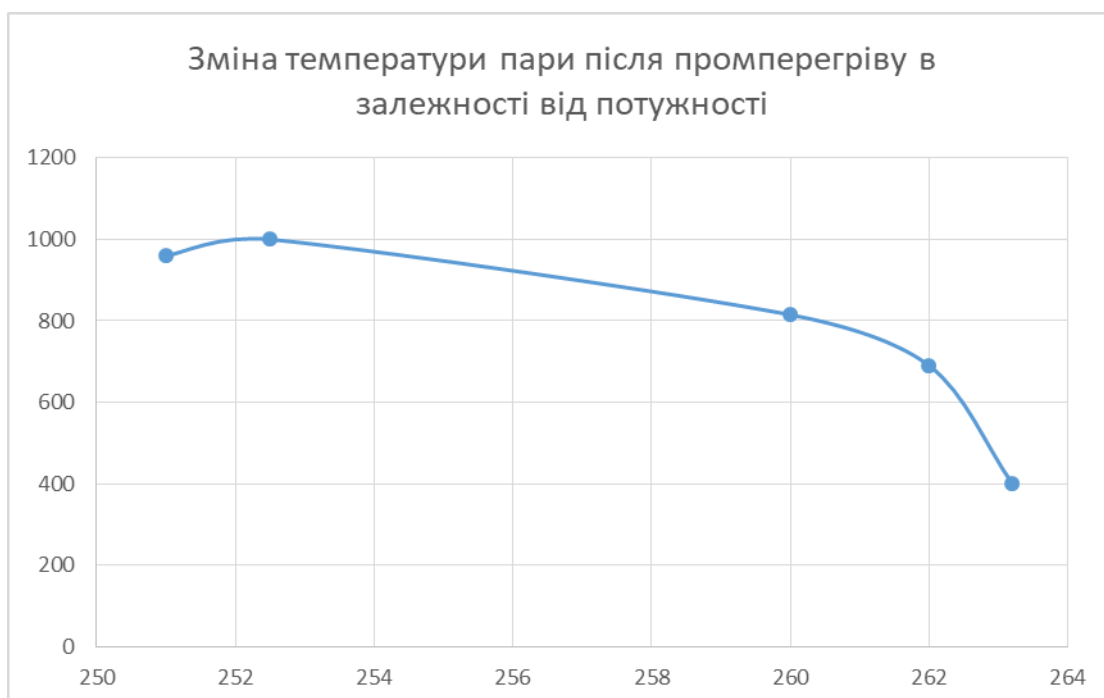


Рис 4.7 – Зміна температури пари після промперегріву в залежності від потужності (дані мультифункціонального тренажера РАЕС 3, ВВЕР-1000)

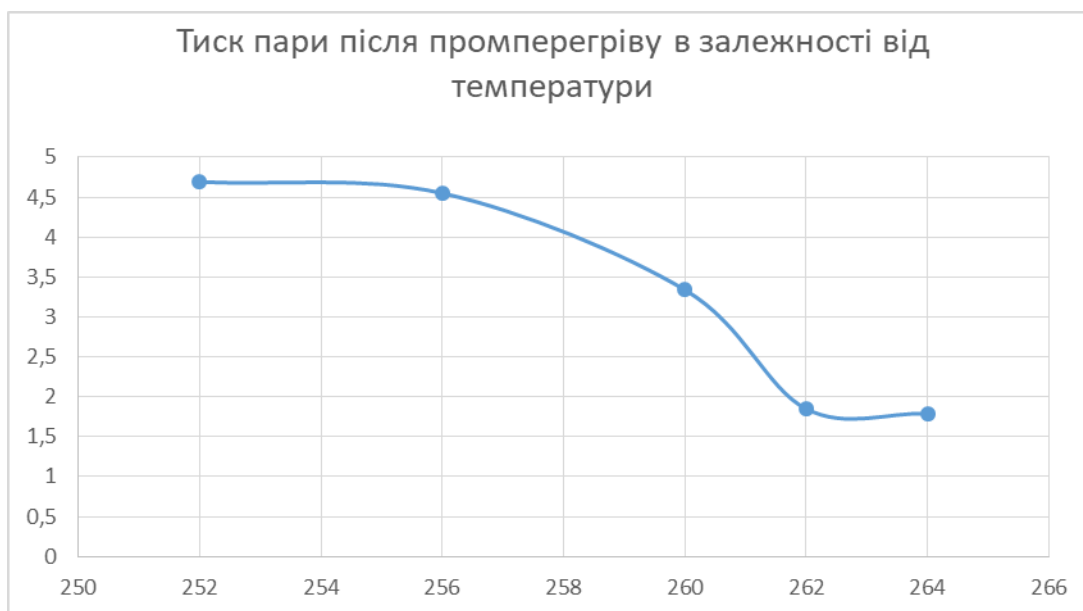


Рис 4.8 - Зміна тиску пари після промперегріву в залежності від температури (дані мультифункціонального тренажеру РАЕС 3, ВВЕР-1000)

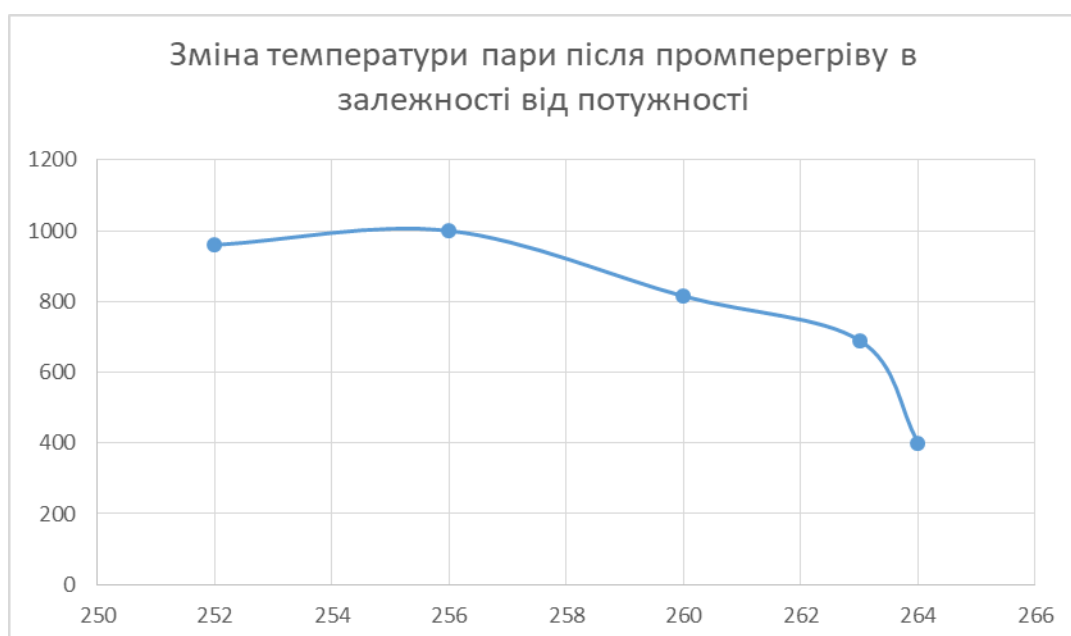


Рис.4.9 - Зміна температури пари після промперегріву в залежності від потужності (дані по паспорту ВВЕР-1000)

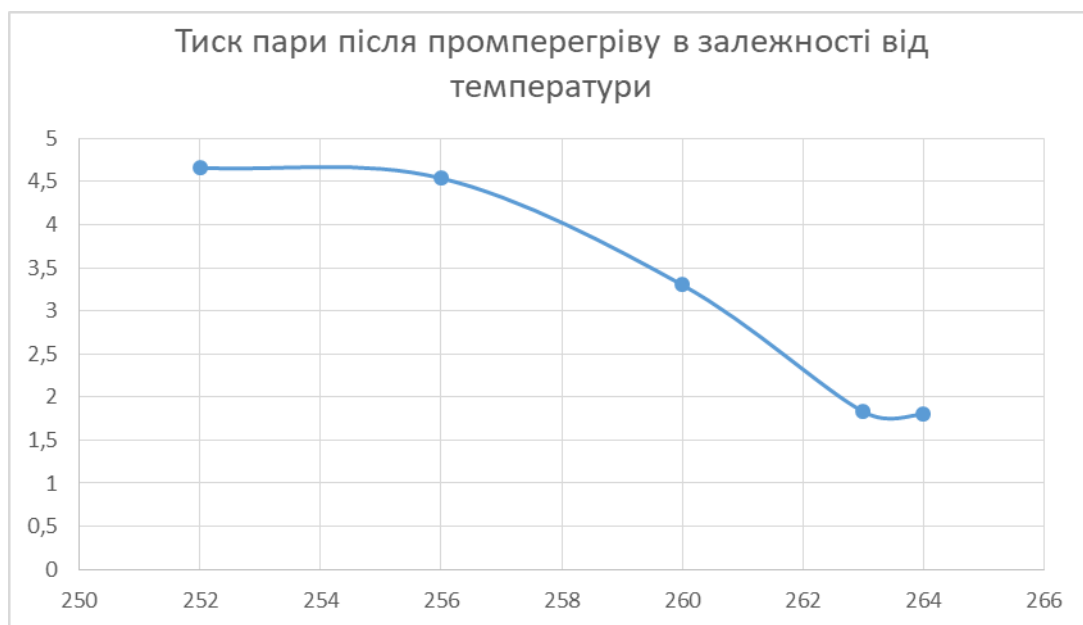


Рис.4.10 - Зміна тиску пари після промперегріву в залежності від температури (дані по паспорту ВВЕР-1000)

В процесі довготривалої експлуатації було виявлено певне відхилення параметрів робочого тіла після сепараторів-пароперегрівачів, а саме - зниження температури пари на $\Delta t = (3 \dots 5) ^\circ\text{C}$.

Аналіз промислових випробувань показує що температура перегрітої пари після СПП менша на $\Delta t = 5 ^\circ\text{C}$, найбільш вірогідною причиною такої неузгодженості є виникнення додаткового термічного опору контакту між повздовжнім ребренням і основною трубою. Погіршення контакту пов'язано зі значним терміном експлуатації касет СПП в наслідок виникання термічних напружень в результаті зміни режимів роботи блоку та якості зварювальних робіт. Як наслідок таких процесів, відбулось погіршення умов роботи останніх ступенів циліндру низького тиску (ЦНТ). Що впливає на загальний ККД всієї установки та зниження техніко-економічних характеристик роботи турбіни.

Блок ВВЕР – 1000 поділяється на перший та другий контур, які взаємо пов'язані в один технологічний ланцюг, загальна економічність блоку залежить не тільки від умов роботи основного обладнання, а і від допоміжного, це в значній мірі стосується обладнання другого контуру. Особливістю конструкції турбіни К 3000..... полягає в необхідності проміжного видалення крапель рідини, для чого використовується система дренажів. Крім того для підвищення термічного ККД циклу і надійності роботи останніх ступенів, в такого типу турбінах використовується проміжний перегрів пари. В процесі довготривалої експлуатації було виявлено певне відхилення параметрів робочого тіла після сепараторів-пароперегрівачів, а саме - зниження температури пари на $\Delta t = (3...5) ^\circ\text{C}$.

Аналіз промислових випробувань показує що температура перегрітої пари після СПП менша на $\Delta t = 5 ^\circ\text{C}$, найбільш вірогідною причиною такої неузгодженості є виникнення додаткового термічного опору контакту між повздовжнім оребрением і основною трубою. Погіршення контакту пов'язано зі значним терміном експлуатації касет СПП в наслідок виникання термічних напружень в результаті зміни режимів роботи блоку та якості зварювальних робіт. Як наслідок таких процесів, відбулось погіршення умов роботи останніх ступенів циліндру низького тиску (ЦНТ). Що впливає на загальний ККД всієї установки та зниження техніко-економічних характеристик роботи турбіни.

ВИСНОВКИ

1. Матеріальний баланс СПП:

$G_{\text{н}}^{\text{вх}} = G_{\text{н}}^{\text{вих}} + G_{\text{с}} + G_{\text{д}}$, в рівняння матеріального балансу доречно внести втрати теплоти в навколишнє середовище, в реальних умовах експлуатації неврахування втрат теплоти в навколишнє середовище приводить до неаргументованого завищення ефективності роботи обладнання тому пропонується виконувати розрахунки втрат теплоти в навколишнє середовище по методикам які використовуються для розрахунку Q_5 енергетичних котлів.

2. Тепловіддача поздовжньо обтічних пучків труб в тісній компоновці (представлена раніше) дає достатньо наближені результати тому що не враховує фізичні властивості вологої пари. Після сепараційного пристрою робоче тіло (волога пара) через вхідну камеру потрапляє в блок касет першої ступені СПП за результатами промислових досліджень гідравлічна розвірка вхідної камери по гідравлічне $= 1.25 \dots 1.3$ в наслідок цього розподіл по перерізу першої ступені має суттєву розбіжність що призводить до зміни витратних характеристик (масової витрати) $\pm 15\%$ в наслідок чого змінюється число Re в певних касетах як результат дії гідравлічної нерівномірності коефіцієнт тепловіддачі відрізняється $\alpha = Fw^{0.8}$

що також сприяє виникненню теплової розвірки, крім того коефіцієнт тепловіддачі не враховує фізичні властивості вологої пари.

3. Аналіз промислових випробувань показує що температура перегрітої пари після СПП менша на $\Delta t = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$, найбільш вірогідною причиною такої неузгодженості є виникнення додаткового термічного опору контакту між повздовжнім оребренням і основною

трубою. Погіршення контакту пов'язано зі значним терміном експлуатації касет СПП в наслідок виникання термічних напружень в результаті зміни режимів роботи блоку та якості зварювальних робіт тому залежність для визначення коефіцієнту теплопередачі:

необхідно внести величину додаткового термічного контакту (R_k).

4. Основними чинниками, які впливають на процес сепарації, це відсутність контакту з поверхнею жалюзі при русі в потоці вологої пари крапель малого розміру. В значній мірі, цей процес залежить від фізико-хімічних властивостей вологої пари, дисперсності і параметрів руху двофазного середовища, змочуваності і геометрії каналу.

5. Проаналізовано фізичні особливості руху двофазного середовища у криволінійних каналах. Проведено моделювання процесу сепарації крапельної рідини з вологої пари і виконано узагальнення результатів досліджень, була отримана кореляція. Розглянуто процес руху краплі під дією сили гравітації. Спільне рішення рівнянь наведеної моделі дозволить визначити траєкторію руху краплі рідини у криволінійному каналі жалюзійного пакету сепаратора-пароперегрівача і виконати оптимізацію її конструкції.

6. Визначені основні умови руйнування плівки і динамічного зриву крапель, які пов'язані з нестабільністю Кельвіна – Гельмгольца. Крім капілярних, динамічних і сил в'язкості на рідину діє сила тяжіння, яка суттєво впливає на умови початку динамічного виносу крапель з плівки.

7. Запропоновано метод розширення діапазону стабільної роботи сепараційних пакетів шляхом використання капілярно-пористої структури на поверхні стінки каналу. Аналіз отриманих критичних значень параметрів двофазного потоку у каналах з затопленою сітковою капілярно-пористою структурою достатньо задовільно узгоджується з результатами визначення граничних режимів для каналів з гладкими стінками і має певне перевищення значень у каналах з сітковою

капілярно-пористою структурою у діапазоні, коли плівка при зміні густини зрошування, не виходила за верхню границю шару сіткового капілярно-пористого покриття.

8. Причинами невідповідності параметрів пари після першої ступені проєктним значенням пов'язано з виносом крапель з поверхні і задньої кромки пластин жалюзійних сепараторів. Наведені фактори приводять виникнення вторинного виносу і зростання вологості пари вище проєктних значень.

9. Узагальнення результатів експериментальних досліджень порушення гідродинаміки руху двофазного потоку дозволило отримати кореляцію критичних значень параметрів двофазного потоку для визначення нижньої границі процесу зриву крапель з плівки рідини від густини зрошування, геометричних характеристик каналу і фізичних властивостей рідини і газу з похибкою $\pm 7\%$.

10. Процес теплообміну ускладнюється наявністю крапель рідини в двофазному потоці. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребреної труби до вологої пари, необхідно враховувати її вологість на вході в касету і розміри крапель. Стандарти методики для визначення інтенсивності теплообміну при русі робочого тіла вздовж поверхні пропонують використовувати кореляцію для гомогенного середовища, що значно зменшує точність отриманих результатів.

11. Розглянуті граничні режими теплообміну двофазного потоку з оребреною поверхнею труб касети пароперегрівача першої ступені в повній мірі не можуть бути реалізовані у реальному обладнанні, але вони надають можливість порівнювати розрахункові значення з реальними параметрами двофазного середовища для визначення шляхів покращення роботи СПП.

12. Для труб з повздовжнім ребренням у вигляді п-подібного профілю, привареного до зовнішньої поверхні труби, отримані кореляції, на підставі яких можливо виконувати оптимізацію геометричних характеристик ребрення. Рішення цієї задачі потребує комплексного підходу, враховуючи нелінійний характер отриманих кореляцій і неоднозначного впливу зміни розмірів ребра на приведений коефіцієнт тепловіддачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шевель, Є. В. Теплообмін при фазових перетвореннях і випромінюванні: підручник для здобувачів ступеня бакалавра енергетичних спеціальностей / Шевель Євген Вікторович, Воробйов Микита Валерійович;– Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 134 с.
2. Парогенератори АЕС : методичні вказівки до курсового проекту «Парогенератори та теплообмінники АЕС» для студентів спеціальності 143 «Атомна енергетика», спеціалізації «Атомні електричні станції» та 142 «Енергетичне машинобудування» спеціалізації «Тепло- і парогенеруючі установки» Є. В. Шевель, М. В. Воробйов; Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 25 с
3. Омельченко, О.В., Цвіркун, Л.О. (2021). Тепломасообмін : навч. посіб. Кривий Ріг:ДонНУЕТ.
http://elibrary.donnuet.edu.ua/2305/1/NP_Teplomasoobmin.pdf
4. Туз, В.О., Лебедь, Н.Л. (2018). Гідродинаміка і тепломасообмін газорідинних потоків на капілярно-пористих структурах: монографія, Харків: ФОП Бровін О.В. ISBN 978-617-7555-33-8
5. Безродный, М.К., Барабаш, П.А., Голяяд, Н.Н. (2017). Гидродинамика и контактный тепломассообмен в газожидкостных системах: монография, 2-е изд. К.:Політехніка. ISBN 978-966-622-856-3
6. Lixin, C., (2014). Frontiers and Progress in Multiphase Flow I: book.
<https://doi.org/10.1007/978-3-319-04358-6>
7. Min, C., Luo, K., Changxiao, S., Haiou, W., Fan, J., Fan, Jianren (2019). International Journal of Heat and Mass Transfer, 145, 118774
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118774>
8. Cossali, G.E., Tonini, S. (2020). Analytical modelling of drop heating and evaporation in drop clouds: Effect of temperature dependent gas properties and cloud shape. International Journal of Heat and Mass Transfer, 162, 120315.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120315>

9. Yi, Z., Guanmin, Z., Xiaohang, Q., Maocheng, T. (2020). Three-dimensional numerical simulation of gas-liquid falling film flow characteristics on the airside of finned-tube heat exchanger with a typical large fin pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 162, 120347.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120347>
10. Guohui, Z., Baolong, W., Xianting, L., Wenxing, S., Yang, C. (2019). Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification. *Applied Thermal Engineering*, 146, 701-717.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.032>
11. Bruno, F. P., Jader, R. B. Jr., Luciana W., Massoud, K. (2012). Experimental study of two-phase flow structure in churn-turbulent to annular flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 55, 7838-7846
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.021>
12. Worachest, P., Chi-Chuan, W., Somchai, W. (2008). Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 4002-4017.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.049>
13. Nae-Hyun, K., Kang-Jong, L., Yeong-Bin, J. (2014). Airside performance of oval tube heat exchangers having sine wave fins under wet condition. *Applied Thermal Engineering*, 66, 580-589.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.042>
14. Xiaokui, M., Guoliang, D., Yuanming, Z., Kaijian, W. (2017). Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions Transfert de chaleur côté air et caractéristiques de frottement d'un échangeur à tubes ailetés muni d'un enrobage hydrophile sous des conditions mouillées. *International Journal of Refrigeration*, 30, 1153-1167.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.03.001>

15. Simin, W., Guanping, J., Jiarui, W., Lijuan, S., Jian, W. (2018). Application of entransy-dissipation-based thermal resistance for performance optimization of spiral-wound heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116, 743-750.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.061>

16. Dassler, C., & Janoske, U. (2010). Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *Applied Thermal Engineering*, 30, 174-180.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.08.001>

17. Yiqiang, J., Huiying, F., Yang, Y., Ling, Y., Qiang, G. (2014). Experimental study on concentration change of spray solution used for a novel non-frosting air source heat pump system. *Energy and Buildings*, 68, 707-712.

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.055>

18. Yi, Z., Guanmin, Z., Xiaohang, Q., Maocheng, T. (2020). Three-dimensional numerical simulation of gas-liquid falling film flow characteristics on the airside of finned-tube heat exchanger with a typical large fin pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 162, 120347.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120347>

19. Kravets, V.Yu., Nikolaenko, Yu.E., Nekrashevich, Ya.V. (2017). Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes. *Heat Transfer Research*, 38, 553–563.

<https://doi.org/10.1615/HeatTransRes.v38.i6.70>

20. Melnyk, R.S., Nikolaenko, Y.E., Alekseik, Y.S., Kravets, V.Y. (2017). Heat transfer limitations of heat pipes for a cooling systems of electronic components. 2017 IEEE 1st Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering, UKRCON 2017 – Proceedings, 692–695.

<https://doi.org/10.1109/UKRCON.2017.8100316>

21. Ліщишин, В., Вознюк, М., Воробйов, М., Письменний, Є.,

Руденко, А. (2022). Контактний термічний опір між ребром і основою труби для композитних поверхонь теплопередачі. Енергетика: економіка, техніка, екологія, (1), 65–71.

<https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2022.259193>

22. Шубенко, А., Шевцов, В., Голощапов, В., Солодов, В., & Алехина, С. (2013). Совершенствование термогазодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин. Цифровая друкарня №1.

ISBN 978-617-7017-32-4

23. Бойко, А., Говорущенко, Ю., Єршов, С., Русанов, А., & Сиверин, С. (2002). Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин. НТУ «ХПИ».

http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/37097/1/Boyko_Aerodinamicheskii_raschet_2002.pdf

24. Швецов, В., Зарубин, Л., Богуславская, З., & Шведова, Т. (2009). Экспериментальное исследование модельного отсека цилиндра низкого давления турбины К-320-240 ОАО «Турбоатом». Проблемы машиностроения, 12(1), 16–25.

<https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.006>

25. Трояновский, Б. (1978). Турбины для атомных электростанций. 2-е изд., перераб. и доп. Энергия.

<https://elcat.bntu.by/index.php?url=/notices/index/IdNotice:93482/Source:default>

26. НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова. (б. д.). Тепловой и гидравлический расчет промежуточных сепараторов-пароперегревателей турбин насыщенного пара АЭС (РТМ 108.020.107-76.)

https://standartgost.ru/g/%D0%A0%D0%A2%D0%9C_108.020.107-76

27. Балдина, О., Локшин, В., Петерсон, Д., Семеновкер, И., & Шварц, А. (1978). Гидравлический расчет котельных агрегатов (В. Локшин, Ред.). Энергия.

<https://teplota.org.ua/2009-08-22-gidravlicheskiy-raschet-nm.html>

<https://nuclear-journal.com/index.php/journal/article/view/429/348>

28. Mohamed, M. A., & Soliman, H. M. (2022). Experimental investigation of gas-liquid separation with a new combined impacting junction. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 131, 110527.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2021.110527>
29. Zhu, Q., Wang, G., Schlegel, J. P., Yan, Y., Yang, X., Liu, Y., Ishii, M., & Buchanan, J. R. (2021). Experimental study of two-phase flow structure in churn-turbulent to annular flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 129, 110397
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2021.110397>
30. Feng, Z., Li, H., Liu, J., Ni, S., & Wang, S. (2021). Experimental investigation on gas-liquid two-phase flow distribution characteristics in parallel multiple channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 127, 110415.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2021.110415>
31. Dassler, C., & Janoske, U. (2019). Experimental investigation of single- and two-phase pressure drop in slender rectangular 180° return bends. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 103, 126–132.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.01.001>
32. Hayashi, K., Kazi, J., Yoshida, N., & Tomiyama, A. (2020). Pressure drops of air-water two-phase flows in horizontal U-bends. *International Journal of Multiphase Flow*, 131, 103403.
<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2020.103403>
33. Malhotra, S., & Ghosh, S. (2019). Effects of channel diameter on flow pattern and pressure drop for air–water flow in serpentine gas channels of PEM fuel cell-An Ex situ experiment. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 100, 233–250.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.09.006>
34. Лабунцов, Д., & Ягов, В. (2000). Механика двухфазных систем. МЭИ.

<http://nt-mpei.ru/biblio/labuncov-yagov-mehanika-dvuhfaznyh-sistem/>

35. Нигматулин, Р. (1987). Динамика многофазных сред. Ч.2. М.: Наука

<https://www.twirpx.com/file/2321517/>