

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

**БЕДНАРСЬКА ІННА СТАНІСЛАВІВНА**

УДК 621.165

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДХОДУ ДО РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-  
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ПАРОРОЗПОДІЛУ  
АТОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ**

Спеціальність – 144 Теплоенергетика  
Галузь знань – 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.

\_\_\_\_\_ І.С. Беднарська

Науковий керівник: к.т.н., доц. Риндюк Дмитро Вікторович

Київ – 2025

## АНОТАЦІЯ

*Беднарська І.С.* Удосконалення підходу до розрахунку напружено-деформованого стану елементів системи паророзподілу атомної електростанції. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2025.

Дисертаційна робота включає в себе 5 розділів. Робота присвячена удосконаленню підходу до визначення теплового та напружено-деформованого стану паророзподільної системи атомних електростанцій. Досліджувались газодинамічні процеси в проточному тракті головних паропроводів та їх елементів, а саме, в регулюючому клапані.

**У вступі** подається інформація про актуальність обраної теми дослідження, її зв'язок із науковими програмами, тематиками та планами. Визначаються мета та завдання роботи, що сприяють розкриттю досліджуваного питання. Описуються об'єкт, предмет і методи дослідження. Також висвітлюється наукова новизна, практична цінність отриманих результатів, особистий внесок автора, апробація результатів, публікації, а також структура й обсяг роботи.

**Перший розділ** містить огляд літературних джерел, у яких висвітлюються дослідження інших авторів, що займаються подібною проблематикою.

Проведено детальний аналіз конструкції системи паророзподілу енергоблоку №2, що отримує пару від парогенератора №2 Хмельницької атомної електростанції. Розглянуто основні елементи системи, їхню конструктивну будову, функціональне призначення та експлуатаційні особливості. Особлива увага приділена характеристикам паропроводів,

регулюючих і стопорних клапанів.

Проаналізовано наукові джерела, присвячені дослідженню напружено-деформованого стану обладнання електростанцій, зокрема, елементів паророзподілу. Розглянуто сучасні методи моделювання та розрахунку напружено-деформованого стану енергетичного обладнання. Проте аналіз літературних джерел показав, що попри значну увагу до цих питань, дослідження газодинамічних процесів у паророзподільчій системі, умов теплообміну, а також міцнісних і ресурсних характеристик обладнання залишаються вивченими не в повній мірі. Особливо актуальним є дослідження процесів руху вологої пари у головних паропроводах атомних електростанцій, оснащених турбінами К-1000-60/3000, оскільки такі турбіни широко використовуються на українських АЕС.

На основі проведеного аналізу наукових праць обґрунтовано необхідність удосконалення підходів до розрахунку напружено-деформованого стану елементів системи паророзподілу. Це сприятиме підвищенню надійності та безпеки експлуатації обладнання атомних електростанцій, які генерують найбільшу частку електроенергії в Україні.

У зв'язку з цим у дослідженні поставлено такі основні завдання:

- аналіз конструкції та роботи системи паророзподілу енергоблоку атомної електростанції;
- аналіз робіт інших авторів, щодо дослідження проблем елементів системи паророзподілу електростанцій;
- аналіз методів дослідження газодинамічних процесів;
- вибір математичної моделі газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу;
- верифікація обраної математичної моделі на основі результатів розрахунку напружено-деформованого стану регулюючого клапана ЦСТ турбіни К-200-130;
- чисельне дослідження газодинаміки паророзподільчої системи енергоблоку №2 ХАЕС;

- розрахунок напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана турбіни К-1000/60-3000 енергоблоку №2 ХАЕС.

**Другий розділ** присвячений вибору та обґрунтуванню математичної моделі, що описує газодинамічні процеси в системі паророзподілу атомної електростанції.

Сучасний розвиток обчислювальної техніки та чисельних методів розв'язання системи рівнянь, іменованих CFD (Computation Fluid Dynamics), що описують газодинамічні процеси, дозволяє моделювати рух робочого тіла в проточному тракті різної конфігурації. Тому був проведений критичний аналіз існуючих методів моделювання течій теплоносіїв та обрано найбільш раціональний.

Через високі вимоги до обчислювальних ресурсів основним робочим інструментом для вирішення прикладних завдань газодинаміки обрано методи, що базуються на застосуванні усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) в поєднанні з різними напівемпіричними моделями турбулентності.

Розглянута велика кількість об'єктивної інформації про можливості різних напівемпіричних моделей турбулентності при моделюванні тих чи інших типів в'язких течій. Проаналізувавши інформацію, було обрано, за сукупністю своїх якостей, найбільш доцільну серед існуючих моделей турбулентності - модель Ментера (SST -  $k-\omega$  Shear Stress Transport).

Обрано методику дискретизації розрахункової області, розглянуто схеми дискретизації, підходи до побудови розрахункових сіток та критерії їхньої якості, що забезпечують точність чисельного моделювання.

В результаті сформовано математичну модель і обрано чисельний метод математичного моделювання тривимірної стаціонарної течії в'язкої перегрітої пари, що базується на використанні осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса в поєднанні з напівемпіричною моделлю турбулентності  $k-\omega$  SST та методу рішення на базі кінцевих об'ємів.

**У третьому розділі** для перевірки адекватності та доцільності використання предсталеного розрахункового методу порівнювались напружено-



деформовані стани стопорного клапана циліндра середнього тиску турбіни К-200-130, для яких тепловий стан був розрахований двома способами:

1. З визначенням граничних умов теплообміну I-IV роду на основі критеріальних рівнянь. При цьому розглянуто граничні умови теплообміну, що застосовуються при моделюванні теплових процесів у клапані. Описано розрахункову модель регулюючого клапана, визначено основні параметри, які враховуються під час моделювання його роботи.

2. Дослідженням газодинаміки потоку, сформованого в проточному тракті регулюючого клапана та впливу структури потоку на елементи поверхні корпусу клапана на основі усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS). В результаті проведених числових досліджень в програмному комплексі було визначено особливості протікання пари в регулюючому клапані, особливості розвитку парового потоку, особливості утворення вихорів в проточному тракті клапана та їх вплив на внутрішні стінки клапана. Проаналізовано вплив температури та тиску пари на внутрішні стінки регулюючого клапана.

На основі отриманих даних виконано розрахунок напружено-деформованого стану клапана ЦСТ турбіни К-200-130, проаналізовано розподіл напружень і деформацій у його конструктивних елементах.

При порівнянні результатів саме проведених комплекс числових експериментів по визначенню газодинаміки клапана дозволив запропонувати гіпотезу обґрунтування виникнення деградації внутрішніх поверхонь корпусу клапана з виникненням зон тріщеноутворення.

У висновках до розділу підбито підсумки щодо точності та ефективності представленого методу розрахунку з врахуванням газодинамічних процесів, а також його доцільності для подальшого використання при оцінці ресурсу та надійності елементів системи паророзподілу.

**У четвертому розділі** представлено чисельне дослідження газодинамічних процесів у паророзподільній системі енергоблоку №2 Хмельницької АЕС.

З огляду на високі вимоги до потужностей ЕОМ і значну тривалість розрахунків, було прийнято рішення досліджувати лише окремі ділянки одного паропроводу, які однаково представлені на кожному з чотирьох паропроводів. Також було враховано лінійну зміну параметрів пари на прямих ділянках паропроводів. Прийнята міра дала можливість не тільки скоротити час і ресурси, що витрачаються на дослідження повної задачі, але і є досить надійним методом прогнозування зміни тиску, температури та швидкостей на схожих ділянках паропроводів. В якості об'єкта дослідження обрано проточний тракт паропровода №2 від парогенератора №2, включаючи стопорно-регулюючий клапан циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000 ХАЕС.

Результатом моделювання є 3-D газодинамічна структура потоку пари, розподіл швидкостей в потоці, температурні поля та розподіли тисків. Аналіз отриманих результатів чисельного моделювання надав можливість досить докладно оцінити вплив геометрії паропроводів на газодинамічні характеристики течії вологої пари.

Перевірка адекватності чисельної моделі і коректності моделювання була проведена шляхом порівняння розрахункових результатів з даними, що контролюються датчиками на ХАЕС. Порівняння результатів дослідження та реальних даних дало задовільний збіг. Середня відносна похибка моделі становить близько 7%. Розроблена імітаційна модель є адекватною і може бути використана для розрахунку параметрів течії пари в паропроводах.

**У п'ятому розділі** досліджено напружено-деформований стан регулюючого клапана паропроводу №2 енергоблоку №2 циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000 Хмельницької АЕС. Основна увага приділена комплексному аналізу впливу газодинамічних і теплових процесів на напружений стан конструкції клапана, що вподальшому дозволить оцінити його надійність та довговічність.

Виконано розрахунок газодинаміки регулюючого клапана, визначено особливості руху пари та її взаємодії з внутрішніми поверхнями клапана. Також, для порівняння, розглянуто метод розрахунку граничних умов

теплообміну I-IV роду на основі критеріальних рівнянь, що використовується для визначення температурного поля в елементах конструкції.

Проаналізовані теплові стани регулюючого клапана, визначені на основі двох різних підходів. Виконано розрахунок напружено-деформованого стану клапана.

Окремо досліджено напружено-деформований стан клапана з урахуванням впливу парового сита, що є важливим елементом у розподілі потоку пари та формуванні навантажень на конструкцію. Встановлено, що включення сита в розрахункову модель дозволяє більш точно оцінити локальні напруження та визначити потенційні зони виникнення втомних пошкоджень.

Аналіз напружено-деформованого стану металу клапана показав, що основні напруження виникають не тільки в місцях кріплення корпусу та сідла клапана, а й у точках контакту сита з внутрішньою поверхнею корпусу. Зона кріплення сита зазнає підвищених механічних навантажень через зміну гідродинамічного опору потоку пари. У порівнянні з моделлю без сита, максимальні напруження в корпусі клапана збільшилися приблизно на 7–10%, що свідчить про необхідність врахування цього елемента при розрахунках довговічності металу.

**Ключові слова:** моделювання, температура, тиск, газодинаміка, тепловий стан, напружений стан, напружено-деформований стан, міцність, теплообмін, втомні пошкодження, тріщини, чисельне дослідження, тривимірний розрахунок, регулюючий клапан, парова турбіна, паропроводи, фазовий перехід, атомна електростанція.

**Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Моделювання газодинаміки вологої пари в головних паропроводах атомної електростанції [Текст] / І.С. Беднарська, Д.В. Риндюк, Лементар С.Ю. // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 32 (71) № 5 2021, с.159-167. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.5/25>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

2. Визначення напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана АЕС з урахуванням газодинаміки робочого тіла. [Текст] / **І.С. Беднарська**, Д.В. Риндюк // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 33 (72) № 5 2022, с.193-198. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.5/28> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

3. Modeling of steam gas dynamics in main pipelines of nuclear power plants [Текст] /Ryndyuk D.V. **Bednarska I.S.** // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 35 (74) № 4. 2024 с. 260-264. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.4/38> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

4. Вплив парового сита на напружено-деформований стан регулювального клапана /Д.В. Риндюк, **І.С. Беднарська** // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 36 (75) № 1. 2025 с. 128-134. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.1.1/19> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

#### **Наукові праці, що засвідчують апробацію результатів дисертації:**

5. **Беднарська І.С.**, Риндюк Д.В. Особливості моделювання в FlowVision. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*. У 2-х т.: Матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 20–23 квіт. 2021 р. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2021. Т. 1. с. 211-212.

6. **Bednarska I. S.**, Ryndyuk D. V. DYNAMIKA GAZOWA GŁÓWNYCH RUROCIĄGÓW PAROWYCH ELEKTROWNI JĄDROWYCH. *Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення*: Міжнародна наукова інтернет-конференція. Збірник тез доповідей: випуск 68. Тернопіль. 2022. с. 61-64.

7. **Беднарська І.С.**, Риндюк Д.В. Моделювання газодинаміки в головних паропроводах АЕС. Частина 1. *Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем*

*харчування людства у XXI столітті: матеріали 88 Міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів. Квітень – Травень 2022 р. Київ: НУХТ. Ч.2. С. 237-238.*

8. **Беднарська І.С.**, Риндюк Д.В. Моделювання газодинаміки в головних паропроводах АЕС. Частина 2. *Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті: матеріали 88 Міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів. Квітень – Травень 2022 р. Київ: НУХТ. Ч.2. С. 239-241.*

9. Effect of Start-up Operating Modes on the Cyclic Damage of Thermal Power Plant Units. O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko and **I. Bednarska**. 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS), Kyiv, Ukraine, 2022, pp. 233-238, doi:10.1109/ESS57819.2022.9969301.

## ABSTRACT

*Bednarska I.S.* Improvement of the approach to the calculation of the stress-strain state of elements of the steam distribution system of a nuclear power plant. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in specialty 144 "Heat power engineering. - National Technical University of Ukraine "Ihor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2025.

The dissertation work includes 5 chapters. The work is devoted to improving the approach to determining the thermal and stress-strain state of the steam distribution system of nuclear power plants. Gas-dynamic processes in the flow path of the main steam pipelines and their elements, namely, in the control valve, were studied.

The introduction provides information about the relevance of the selected research topic, its connection with scientific programs, topics and plans. The goal and

objectives of the work are determined, which contribute to the disclosure of the research question. The object, subject and methods of the study are described. The scientific novelty, practical value of the results obtained, the author's personal contribution, approbation of the results, publications, as well as the structure and scope of the work are also highlighted.

**The first chapter** contains a review of literary sources, which highlight the research of other authors dealing with similar issues.

A detailed analysis of the design of the steam distribution system of power unit № 2, which receives steam from steam № 2 of the Khmelnytskyi nuclear power plant, was carried out. The main elements of the system, their structural structure, functional purpose and operational features were considered. Special attention was paid to the characteristics of steam pipelines, control and stop valves.

Scientific sources devoted to the study of the stress-strain state of power plant equipment, in particular, steam distribution elements, were analyzed. Modern methods of modeling and calculating the stress-strain state of power equipment were considered. However, the analysis of literary sources showed that despite significant attention to these issues, the study of gas-dynamic processes in the steam distribution system, heat exchange conditions, as well as the strength and resource characteristics of the equipment remain incompletely studied. The study of the processes of wet steam movement in the main steam pipelines of nuclear power plants equipped with K-1000-60/3000 turbines is particularly relevant, since such turbines are widely used at Ukrainian nuclear power plants.

Based on the analysis of scientific works, the need to improve approaches to calculating the stress-strain state of the elements of the steam distribution system is substantiated. This will contribute to increasing the reliability and safety of operation of the equipment of nuclear power plants, which generate the largest share of electricity in Ukraine.

In this regard, the following main tasks are set in the study:

- analysis of the design and operation of the steam distribution system of the power unit of the nuclear power plant;

- analysis of the works of other authors on the study of problems of the elements of the steam distribution system of power plants;
- analysis of methods for studying gas-dynamic processes;
- selection of a mathematical model of gas-dynamic processes in the flow path of steam distribution elements;
- verification of the selected mathematical model based on the results of calculating the stress-strain state of the regulating valve of the medium pressure cylinder of the K-200-130 turbine;
- numerical study of the gas dynamics of the steam distribution system of power unit № 2 of the KhNPP;
- calculation of the stress-strain state of the K-1000/60-3000 turbine stop-control valve of KhNPP power unit № 2.

**The second chapter** is devoted to the selection and justification of a mathematical model describing gas-dynamic processes in the steam distribution system of a nuclear power plant.

The modern development of computing technology and numerical methods for solving a system of equations called CFD (Computation Fluid Dynamics), describing gas-dynamic processes, allows modeling the motion of a working fluid in a flow path of various configurations. Therefore, a critical analysis of existing methods for modeling coolant flows was conducted and the most rational one was selected.

Due to the high requirements for computational resources, methods based on the use of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) in combination with various semi-empirical turbulence models were selected as the main working tool for solving applied gas dynamics problems.

A large amount of objective information on the capabilities of various semi-empirical turbulence models in modeling certain types of viscous flows was considered. After analyzing the information, the most appropriate among the existing turbulence models was selected, based on the set of its qualities - the Menter model (SST -  $k-\omega$  Shear Stress Transport).

The method of discretization of the computational domain was selected, discretization schemes, approaches to constructing computational grids and criteria for their quality that ensure the accuracy of numerical modeling were considered.

As a result, a mathematical model was formed and a numerical method for mathematical modeling of a three-dimensional stationary flow of viscous superheated steam was selected, which is based on the use of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations in combination with the semi-empirical turbulence model  $k-\omega$  SST and the finite volume solution method.

**In the third chapter**, to verify the adequacy and feasibility of using the presented calculation method, the strained-deformed states of the stop valve of the medium-pressure cylinder of the K-200-130 turbine were compared, for which the thermal state was calculated in two ways:

1. With the determination of the boundary conditions of heat exchange of the I-IV kind based on criterion equations. In this case, the boundary conditions of heat exchange used in the modeling of thermal processes in the valve were considered. The calculation model of the control valve was described, the main parameters taken into account when modeling its operation were determined.

2. By studying the gas dynamics of the flow formed in the flow path of the control valve and the influence of the flow structure on the surface elements of the valve body based on the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS). As a result of the numerical studies conducted in the software complex, the features of steam flow in the control valve, the features of steam flow development, the features of vortex formation in the valve flow path and their influence on the internal walls of the valve were determined. The influence of steam temperature and pressure on the internal walls of the control valve was analyzed.

Based on the data obtained, the stress-strain state of the valve of the medium pressure cylinder turbine K-200-130 was calculated, and the distribution of stresses and deformations in its structural elements was analyzed.

When comparing the results, it was the complex of numerical experiments conducted to determine the gas dynamics of the valve that allowed us to propose a



hypothesis to substantiate the occurrence of degradation of the internal surfaces of the valve body with the appearance of crack formation zones.

The conclusions to the section summarize the accuracy and effectiveness of the presented calculation method taking into account gas-dynamic processes, as well as its feasibility for further use in assessing the resource and reliability of steam distribution system elements.

**The fourth chapter** presents a numerical study of gas-dynamic processes in the steam distribution system of power unit № 2 of Khmelnytskyi NPP.

Given the high requirements for computer power and the considerable duration of calculations, it was decided to study only individual sections of one steam pipeline, which are equally present on each of the four. The linear change in steam parameters on straight sections of steam pipelines was also taken into account. The adopted measure made it possible not only to reduce the time and resources spent on studying the full problem, but also is a fairly reliable method for predicting changes in pressure, temperature and velocities on similar sections of steam pipelines. The flow path of steam pipeline No. 2 from steam generator No. 2, including the stop-and-control valve of the high-pressure cylinder of the K-1000-60/3000 KhNPP turbine, was chosen as the object of study.

The result of the modeling is the 3-D gas-dynamic structure of the steam flow, the velocity distribution in the flow, temperature fields and pressure distributions. Analysis of the results of numerical modeling made it possible to assess in sufficient detail the influence of the geometry of steam pipes on the gas-dynamic characteristics of the flow of wet steam.

Verification of the adequacy of the numerical model and the correctness of the modeling was carried out by comparing the calculated results with the data monitored by sensors at the KhNPP. Comparison of the research results and real data gave a satisfactory match. The average relative error of the model is about 7%. The developed simulation model is adequate and can be used to calculate the parameters of steam flow in steam pipes.

**In the fifth chapter**, the stress-strain state of the control valve of the steam line № 2 of the power unit № 2 of the high-pressure cylinder of the K-1000-60/3000 turbine of the Khmelnytskyi NPP is investigated. The main attention is paid to the comprehensive analysis of the influence of gas-dynamic and thermal processes on the stress state of the valve structure, which will subsequently allow assessing its reliability and durability.

The gas dynamics of the control valve are calculated, the features of the steam movement and its interaction with the internal surfaces of the valve are determined. Also, for comparison, the method of calculating the boundary conditions of heat exchange of the I-IV kind based on criterion equations, which is used to determine the temperature field in the structural elements, is considered. The thermal states of the control valve, determined based on two different approaches, are analyzed. The stress-strain state of the valve is calculated.

Separately, the stress-strain state of the valve was investigated, taking into account the influence of the steam screen, which is an important element in the distribution of steam flow and the formation of loads on the structure. It was established that the inclusion of the screen in the calculation model allows for a more accurate assessment of local stresses and the identification of potential zones of fatigue damage. Analysis of the stress-strain state of the valve metal showed that the main stresses arise not only in the places of attachment of the body and valve seat, but also at the points of contact of the screen with the inner surface of the body. The screen attachment zone is subjected to increased mechanical loads due to a change in the hydrodynamic resistance of the steam flow. Compared to the model without a screen, the maximum stresses in the valve body increased by approximately 7–10%, which indicates the need to take this element into account when calculating the durability of the metal.

**Key words:** modeling, temperature, pressure, gas dynamics, thermal state, stress state, stress-strain state, strength, heat transfer, fatigue damage, cracks, numerical study, three-dimensional calculation, control valve, steam turbine, steam pipelines, phase transition, nuclear power plant.

**Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:**

1. Modeling of gas dynamics of wet steam in the main steam pipelines of a nuclear power plant [Text] / **I.S. Bednarska**, D.V. Ryndyuk, Lementar S.Yu. // Scientific notes of the V.I. Vernadsky TNU. Series: technical sciences, Volume 32 (71) No. 5 2021, pp.159-167. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.5/25> (Register of scientific professional publications of Ukraine, category "B")

2. Determination of the stress-strain state of the stop-control valve of a nuclear power plant taking into account the gas dynamics of the working fluid. [Text] / **I.S. Bednarska**, D.V. Ryndyuk // Scientific notes of the V.I. Vernadsky TNU. Series: Technical Sciences, Vol. 33 (72) No. 5 2022, pp. 193-198. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.5/28> (Register of Scientific Professional Publications of Ukraine, category "B")

3. Modeling of steam gas dynamics in main pipelines of nuclear power plants [Text] /Ryndyuk D.V. **Bednarska I.S.** // Scientific Notes of the V.I. Vernadsky TNU. Series: Technical Sciences, Vol. 35 (74) No. 4. 2024 pp. 260-264. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.4/38> (Register of Scientific Professional Publications of Ukraine, category "B")

4. The influence of a steam sieve on the stress-strain state of a control valve /D.V. Ryndyuk, **I.S. Bednarska** // Scientific Notes of the V.I. Vernadsky TNU. Series: Technical Sciences, Volume 36 (75) No. 1. 2025 pp. 128-134. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.1.1/19> (Register of Scientific Professional Publications of Ukraine, category "B").

**Scientific works that confirm the approval of the results of the dissertation:**

5. **Bednarska I.S.**, Ryndyuk D.V. Features of modeling in FlowVision. Modern problems of scientific support of energy. In 2 vols.: Materials of the 19th International Scientific-Practical Conference of Young Scientists and Students, Kyiv,

April 20–23, 2021. Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Publishing House "Polytechnics", 2021. Vol. 1. pp. 211-212.

6. **Bednarska I. S.**, Ryndyuk D. V. GAS DYNAMICS OF MAIN STEEL PIPES OF NUCLEAR POWER PLANTS. Information society: technological, economic and technical aspects of formation: International scientific online conference. Collection of abstracts: issue 68. Ternopil. 2022. pp. 61-64.

7. **Bednarska I.S.**, Ryndyuk D.V. Modeling of gas dynamics in the main steam pipelines of nuclear power plants. Part 1. Scientific achievements of young people - solving the problems of nutrition of mankind in the 21st century: materials of the 88th International Scientific Conference of Young Scientists, Postgraduate Students and Students. April - May 2022. Kyiv: NUHT. Part 2. P. 237-238.

8. **Bednarska I.S.**, Ryndyuk D.V. Modeling of gas dynamics in the main steam pipelines of nuclear power plants. Part 2. Scientific achievements of young people - solving the problems of nutrition of mankind in the 21st century: materials of the 88th International Scientific Conference of Young Scientists, Postgraduate Students and Students. April - May 2022. Kyiv: NUHT. Part 2. WITH. 239-241.

9. Effect of Start-up Operating Modes on the Cyclic Damage of Thermal Power Plant Units. O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko and **I. Bednarska**. 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS), Kyiv, Ukraine, 2022, pp. 233-238, doi:10.1109/ESS57819.2022.9969301.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	25
1.1 Аналіз конструкції системи паророзподілу енергоблоку №2 від ПГ №2 ХАЕС.....	27
1.2 Приклади досліджень проблем елементів системи паророзподілу електростанцій.....	35
Висновки до розділу 1 та постановка задач дослідження.....	44
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПАРОРОЗПОДІЛЬЧІЙ СИСТЕМІ.....	46
2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів.....	46
2.2 Математична модель газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу.....	48
2.3 Характеристика робочого тіла.....	49
2.4 Модель турбулентності.....	50
2.5 Дискретизація розрахункової області.....	59
2.5.1 Схема дискретизації.....	61
2.5.2 Введення в побудову розрахункових сіток.....	64
2.5.3 Критерії якості розрахункових сіток.....	67
2.6 Спосіб обробки результатів чисельного дослідження.....	68
Висновки по розділу 2.....	71
РОЗДІЛ 3. ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РК ЦСТ К-200-130.....	73
3.1 Граничні умови теплообміну I-IV роду.....	73
3.1.1 Розрахункова модель клапана ЦСТ турбіни К-200-130.....	77
3.2 Розрахунок газодинаміки регулюючого клапана.....	79
3.3 Тепловий стан регулюючого клапана.....	83
3.4 Напружено-деформований стан регулюючого клапана ЦСТ турбіни К-200-130.....	85
Висновки до розділу 3.....	87
РОЗДІЛ 4. ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІКИ ПАРОРОЗПОДІЛЬЧОЇ СИСТЕМИ ЕНЕРГОБЛОКУ №2 ХАЕС.....	89
4.1 Розрахунок газодинаміки паропроводу енергоблоку №2 ХАЕС від парогенератора №2.....	89
4.3 Результати розрахунку газодинаміки паропроводу енергоблоку №2	

ХАЕС від парогенератора №2.....	93
Висновки до розділу 4.....	105
РОЗДІЛ 5. НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН СТОПОРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО КЛАПАНА ЕНЕРГОБЛОКУ №2 ХАЕС.....	107
5.1 Розрахунок газодинаміки регулюючого клапана.....	107
5.2 Розрахунок граничних умов теплообміну за класичного розрахункового методу.....	111
5.3 Аналіз теплового стану регулюючого клапана.....	114
5.4 Розрахунок напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана.....	116
5.5 Розрахунок напружено-деформованого стану регулюючого клапана з врахуванням парового сита.....	118
Висновки до розділу 5.....	127
ВИСНОВКИ.....	130
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	135
ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	143
ДОДАТОК Б. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р.....	145
ДОДАТОК В. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р.....	146
ДОДАТОК Г. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р.....	147

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ОЕС - об'єднана енергетична система;  
ПТУ - паротурбінна установка;  
ПТ - парова турбіна;  
ТЕС - теплова електростанція;  
АЕС - атомна електростанція;  
РАЕС – Рівненська атомна електростанція;  
ХАЕС – Хмельницька атомна електростанція;  
ЗАЕС – Запорізька атомна електрична станція;  
ПУ АЕС - Південно-Українська атомна електростанція;  
СК - стопорний клапан;  
РК - регулюючий клапан;  
СРК – стопорно-регулюючий клапан;  
ЦВТ - циліндр високого тиску;  
ЦСТ - циліндр середнього тиску;  
НДС – напружено-деформований стан;  
ТС – тепловий стан;  
ПГ – парогенератор;  
ПК – програмний комплекс;  
«ТА» - Турбоатом.

## ВСТУП

Забезпечення сталого розвитку людства не можливе без модернізації та збільшення генеруючих і мережових потужностей енергетичної галузі. Аналізуючи тенденції світового розвитку енергетики, варто відзначити, що основними факторами є надійність енергопостачання, безпека, енергоефективність і мінімізація негативного впливу на екологічний стан навколишнього середовища.

На даний час базовими генеруючими потужностями електроенергії в ОЕС є теплові та атомні електричні станції. Найбільше енергії виробляється атомними електричними станціями (51 %), на другому місці ТЕС та ТЕЦ, які виробляють 36 % енергії від загального виробітку.

У зв'язку з наближенням закінчення терміну встановленого ресурсу обладнання енергоблоків АЕС стає **актуальною** проблема оцінки технічного стану обладнання, прогнозування залишкового ресурсу та продовження строків його подальшої експлуатації.

Отже, необхідно розробити розрахункові підходи, які науково-обґрунтовують можливість безпечної експлуатації елементів станції відповідно до вимог енергетичної системи з урахуванням впливу основних чинників, які обумовлюють особливості експлуатації обладнання станції, що в свою чергу дозволить почати оцінку ресурсу обладнання і дати рекомендації по його подальшій експлуатації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» в межах комплексних науково-дослідних робіт № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р. «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС», № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р. «Оцінка можливості подовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після



пошкодження ротора ЦВТ» та № 5162-3Е-БуТЕС від 20.09.2024 р. «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС» (довідки про використання результатів науково-дослідних робіт представлені в додатках).

**Мета і завдання дослідження.**

Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування і розробка комплексного підходу до розрахунку теплового та напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання з врахуванням газодинаміки пари.

Завдання дослідження, що допомагають в розкритті даної теми:

- аналіз конструкції та роботи системи паророзподілу енергоблоку атомної електростанції;
- аналіз робіт інших авторів, щодо дослідження проблем елементів системи паророзподілу електростанцій;
- аналіз методів дослідження газодинамічних процесів;
- вибір математичної моделі газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу;
- верифікація обраної математичної моделі на основі результатів розрахунку напружено-деформованого стану регулюючого клапана ЦСТ турбіни К-200-130;
- чисельне дослідження газодинаміки паророзподільчої системи енергоблоку №2 ХАЕС;
- розрахунок напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана турбіни К-1000/60-3000 енергоблоку №2 ХАЕС.

**Об'єкт дослідження** - газо- та термодинамічні процеси в паропроводах та клапанах АЕС.

**Предмет дослідження** - вплив газо- та термодинамічних процесів на напружено-деформований стан паропроводів та клапанів АЕС.

**Методи дослідження:** чисельний метод математичного моделювання тривимірної стаціонарної течії в'язкої перегрітої пари, що базується на

використанні осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса в поєднанні з напівемпіричною моделлю турбулентності  $k-\omega$  SST та методу рішення на базі кінцевих об'ємів.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в наступному:

- удосконалено математичну модель дослідження течії вологої пари в головних паропроводах АЕС;
- набули подальшого розвитку підходи до визначення граничних умов теплообміну при моделюванні течії вологої пари в паропроводах АЕС;
- вперше показано різницю впливу газодинаміки течії вологої пари (за різних способів її представлення при моделюванні) на напружено-деформований стан високотемпературних елементів паропроводів АЕС.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає у розробці та рекомендації до впровадження комплексного підходу до розрахунку теплового та напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання для подальшого прогнозування залишкового ресурсу, зокрема:

- на основі проведених досліджень запропоновано підхід до визначення газодинаміки та умов теплообміну вологої пари та основного металу паропроводів АЕС;
- визначені розподіли швидкостей, температур та тисків в головних паропроводах енергоблоку №2 ХАЕС при протіканні вологої пари (за різних способів її представлення при моделюванні);
- на основі розробленого підходу визначено тепловий та напружено-деформований стан товстостінних елементів паророзподільчої системи, а саме корпусу стопорно-регулюючого клапана турбіни К-1000-60/3000 ХАЕС енергоблоку №2.

**Особистий внесок здобувача.** Більшість наукових результатів, рекомендацій та висновків, наведених в дисертаційній роботі, отриманні здобувачем особисто в період з 2018 по 2025 рік. Виконано аналіз будови та особливостей експлуатації головних паропроводів АЕС, літературний огляд проблем підходів до розрахунку граничних умов теплообміну за

критеріальними рівняннями. Проведено аналітичний огляд використання математичного моделювання при розрахунках на напружено-деформований стан енергетичного обладнання. Поставлено задачу дослідження. Вдосконалено розрахункову модель газодинаміки руху пари в клапанах і паропроводах турбіни К-1000-60/3000. Показано різницю впливу газодинаміки течії вологої пари (за різних способів її представлення при моделюванні) на напружено-деформований стан високотемпературних елементів паропроводів АЕС. Основний етап розрахунків і моделювання виконано у співавторстві з науковим керівником Риндюком Дмитром Вікторовичем.

Список публікацій здобувача, які стосуються теми дисертаційної роботи приведені в додатку А. У наукових працях, що опубліковані в співавторстві, внесок здобувача полягає в наступному:

- у науковій праці [1] здобувачем виконано: постановку задачі, створення геометричної моделі, проведення числових експериментів, графік падіння тиску на кожному із чотирьох паропроводів по характерних точках на розрахункових схемах;
- у науковій праці [2] здобувачем виконано: постановку задачі, створення геометричної моделі стопорно-регулюючого клапана з турбіною К-1000-60/3000 енергоблоку № 2 Хмельницької АЕС, проведення комплексу числових експериментів, виконана валідація отриманих результатів;
- у науковій праці [3] здобувачем уточнено геометричну модель та розрахункову схему, графік зміни тиску по довжині паропровода.
- у науковій праці [4] здобувачем в геометричній моделі враховано парове сито в регулюючому клапані з турбіною К-1000-60/3000 енергоблоку № 2 Хмельницької АЕС, проведений комплекс числових досліджень.

**Апробація результатів дослідження.** Результати досліджень за темою дисертації доповідалися та обговорювалися на Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференція студентів, аспірантів і молодих вчених «АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ» (м. Херсон, 23.05.2020), XVIII Міжнародній науково-практичній конференції молодих

вчених та студентів «СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ НАУКОВОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИКИ» (м. Київ, 24.04.2020), Міжнародній науковій конференції молодих учених, аспірантів і студентів "Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті" Національного університету харчових технологій (м. Київ, 11.04.2020), XIX Міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених та студентів «СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ НАУКОВОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИКИ» (м. Київ, 21.04.2021).

**Публікації.** За результатами проведених досліджень опубліковано 9 наукових праць, зокрема, 4 статті у наукових фахових виданнях України, 1 стаття опублікована за результатами міжнародної науково-практичної конференції, 4 тези доповідей в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків. Повний обсяг дисертації включає 147 сторінок, серед них 46 рисунків за текстом, 1 рисунок на окремій сторінці, 5 таблиць за текстом, 4 додатки, список використаних джерел із 99 найменувань на 13 сторінках.

## РОЗДІЛ 1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Атомна енергетика має стратегічне значення для енергетичної системи України, забезпечуючи більшу частину загального обсягу виробництва електроенергії як на сьогодні, так і в перспективі. Вона відіграє ключову роль в економічному секторі країни та є важливою складовою частиною її національної безпеки. Надійна робота цієї галузі є одним із фундаментальних чинників енергетичної стабільності держави [1].

Крім того, атомна енергетика виступає головною альтернативою використанню викопного палива (вугілля, нафти, природного газу) для виробництва електроенергії. Вона також є ефективним засобом зниження рівня викидів CO<sub>2</sub>, що сприяє боротьбі зі змінами клімату та зменшенню парникового ефекту [2]. За даними Міжнародного агентства з атомної енергії, станом на 2011 рік у світі вже працювало 435 атомних енергоблоків загальною встановленою потужністю близько 370 ГВт і 63 атомні енергоблоки (60,5 ГВт) у стадії будівництва [3].

Згідно з прогнозом МАГАТЕ [4], встановлена потужність світового парку атомних електростанцій у 2030 році досягне 500 ГВт за мінімальним сценарієм розвитку та 746 ГВт за максимального. Згідно з останнім прогнозом Міжнародного енергетичного агентства (МЕА) [5], частка ядерної енергетики в задоволенні попиту на первинну енергію значно зросте – з 6% у 2009 році до 7% у 2035 році. Споживання первинних енергоресурсів зросте з 81% у 2010 році до 75% у 2035 році [5].

Сьогодні провідні держави Азії, Європи та Америки активно інвестують у розвиток атомної енергетики, щороку вводячи в дію десятки нових ядерних реакторів. Україна займає сьоме місце у світі за встановленою потужністю атомних електростанцій, яка становить 14 148 МВт. На території країни функціонують 16

енергоблоків на чотирьох основних АЕС — Запорізькій, Рівненській, Південноукраїнській та Хмельницькій. З них 14 працюють за технологією ВВЕР-1000, а два — за типом ВВЕР-440.

Структура енергетичної бази України формувалася протягом десятиліть, що зумовлювалася енергетичною політикою колишнього Радянського Союзу та використанням єдиної енергетичної системи. Україна була однією з республік, які потребували енергії, бо забезпечувала лише 50% потреб у вугіллі, 10-12% потреб у нафті та 20-25% потреб у природному газі. Тому розвиток атомної енергетики на її території. У 1970-1980-х роках республіка розпочала будівництво мережі атомних електростанцій.

Як наслідок, за останні десятиліття в Україні зріс загальний річний обсяг виробництва електроенергії, як і частка виробництва енергії на атомних електростанціях. Тобто атомна енергетика стала основним стабілізуючим фактором національної енергосистеми [6, 7]. Усі ці факти разом із аналізом енергетичних потреб країни та можливостей їх задоволення вказують на доцільність та необхідність розвитку атомної енергетики в Україні. Обираючи такий шлях, слідуватимемо світовим трендам.

Згідно зі стратегією, протягом періоду з 2006 до 2035 року планується утримувати частку електроенергії, що виробляється атомними електростанціями, на рівні, зафіксованому у 2005 році — приблизно 50% від загального річного обсягу виробництва електроенергії в Україні. Такий підхід пояснюється наявністю у країни власних запасів урану, стабільною роботою діючих АЕС, потенціалом до розширення атомної генерації, а також існуючими проблемами технічного, фінансового й екологічного характеру у сфері теплової енергетики.

У той же час, багато енергоблоків вже досягли або навіть перевищили проектні строки експлуатації. Крім того, через зростання частки атомної генерації, блоки потужністю 1000 МВт змушені працювати в нестабільних, змінних режимах, хоча вони спочатку були розраховані на роботу в базовому режимі. Це призводить

до частіших запусків і зупинок, що створює додаткове навантаження на обладнання, кількість таких циклів регламентується нормативами.

Робота в змінному режимі може спричинити необхідність дострокового виведення деяких блоків з експлуатації. Це вимагає оперативного аналізу технічного стану обладнання і пошуку рішень для продовження строку служби енергоблоків.

Серед наукових праць можна знайти чимало досліджень, присвячених цій темі. Проте більшість із них орієнтована переважно на аналіз і розв’язання проблем, пов’язаних з основним обладнанням електростанцій, таким як парогенератори, турбіни тощо. Водночас, до критично важливих, але менш вивчених вузлів відноситься система паророзподілу парової турбіни, яка виконує функції регулювання і запобігання надходженню пари до проточної частини.

Ця система складається з кількох клапанів, з’єднаних між собою паропроводами. Основні з них — стопорний клапан (СК), що забезпечує повне перекриття подачі пари до турбіни, та регулюючі клапани (РК), які контролюють потік пари. У роботі цієї частини обладнання також виникає ряд проблем. Зокрема, паропроводи і клапани піддаються впливу корозійних і ерозійних процесів, термічного напруження, що особливо посилюється при змінних режимах роботи — під час запусків і зупинок. Додатково до цього спостерігаються вібрації, спричинені недостатньо надійним фіксуванням клапанів у заданому положенні[9].

В даній дисертаційній роботі буде розглянуто систему паророзподілу Хмельницької атомної електростанції (ХАЕС) енергоблоку №2 від парогенератора (ПГ) №2.

### **1.1 Аналіз конструкції системи паророзподілу енергоблоку №2 від ПГ №2 ХАЕС**

Система паропроводів «свіжої» пари на АЕС призначена для транспортування насиченої пари від ПГ до циліндру високого тиску (ЦВТ) турбіни





розташовані в гермозоні реакторного відділення (РВ), приміщенні А-820 облаштування РВ і турбінному відділенні [11].

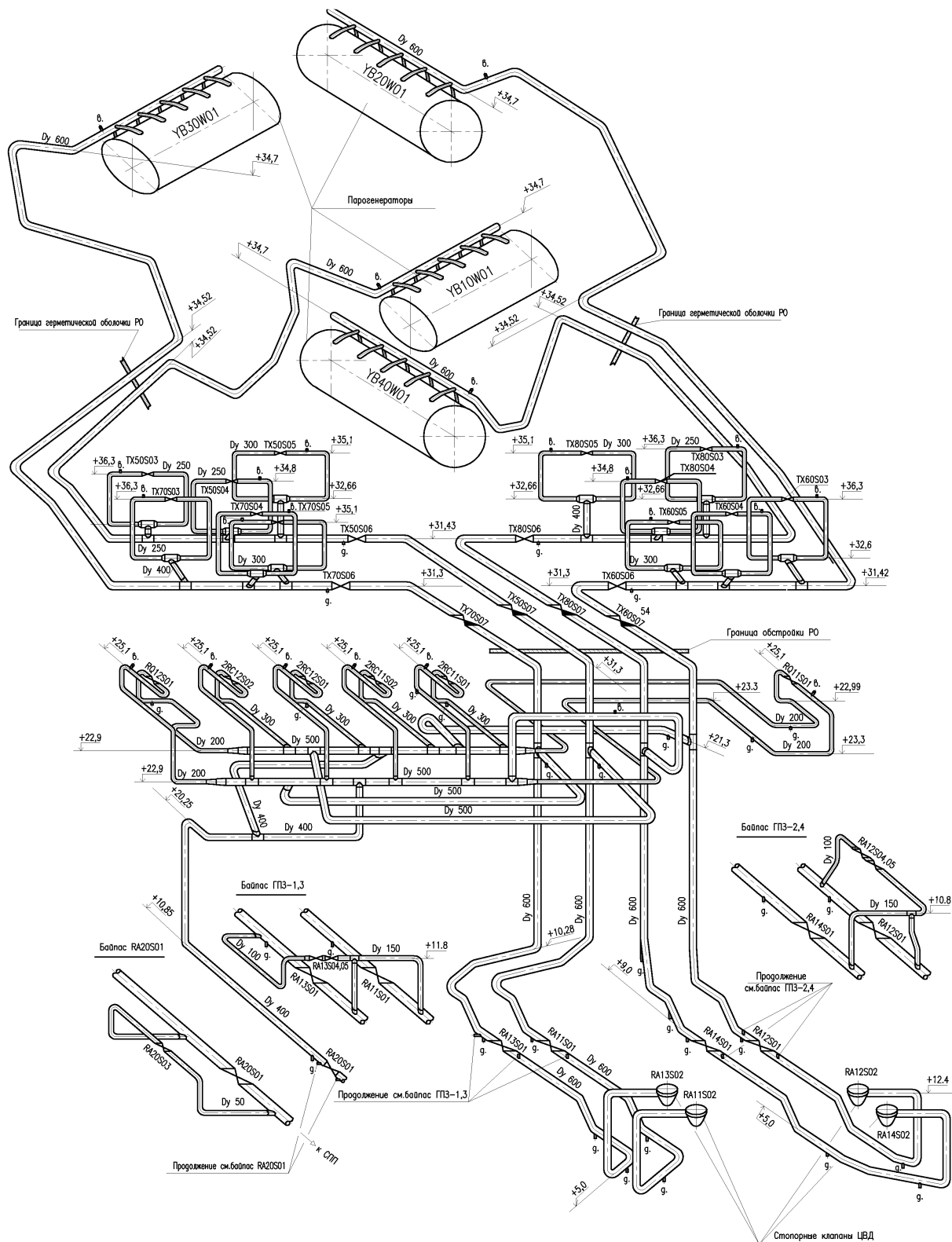


Рисунок 1.2 – Трасування паропроводів «свіжої» пари [11].

На кожній магістралі послідовно встановлено:

- проміжна нерухома опора у місцях проходу через оболонку гермозони;
- трійники підключення відгалужень;
- відсічний клапан;
- зворотний клапан;
- проміжна нерухома опора перед входом у турбінне;
- трійник підключення парових напівколекторів;
- головна парова засувка.

Нумерація магістралей паропроводів відповідає номерам ПГ.

Основна частина ваги всіх магістралей із зовнішнім діаметром 630 мм сприймається пружинними підвісками, а в приміщенні А-820 - ковзними та нерухомими опорами.

Два парові напівколектори (Ø530x28, сталь 15ГС) розташовані на відм. 22,9 в турбінному відділенні. Кожен напівколектор рівнопрохідними перемичками підключений до двох магістралей діаметром 630 мм. Між собою напівколектори пов'язані чотирма перемичками  $D_y$  300 (325x19, сталь 20) і двома перемичками  $D_y$  200 (219x13, сталь 20), на яких встановлені клапани ШРП-К. Вага напівколекторів та перемичок сприймається пружинними підвісками та кріпленнями ШРП-К та ШРП-ВП.

Паропровід подачі пари на СПП (Ø426x24, сталь 20) підключений до обох напівколекторів на вході та до СПП на виході (відм. 10,85). На паропроводі є засувка RA20S01.

Байпаси ШЗЗК ( $D_y$  20) призначені для прогріву та дренажу ділянок паропроводів між ПГ та "своїм" ШЗЗК при пуску блоку, а також у режимах з відключенням ГЦН або закриттям ШЗЗК.

Байпаси ГПЗ призначені для забезпечення плавного прогріву паропроводів за ГПЗ, СК та РК ЦВТ під час пуску турбіни та перевірок системи регулювання. Байпаси включають:

- вхідні трубопроводи  $D_y$  100 від магістралей ПГ-2, ПГ-3;
- арматуру  $D_y$  150 (засувка та регулюючий клапан для байпасу ГПЗ);
- вихідні трубопроводи  $D_y$  150 до всіх чотирьох магістралей.

Байпас  $D_y$  50 засувки призначений для забезпечення плавності прогріву паропроводів пари, що гріє, за і РК подачі пари до СПП в початковий період прогріву.

Основними виконавчими елементами систем паророзподілу є стопорно-регулюючі клапани, в яких здійснюється подача/відключення та процес дроселювання водяної пари і зміна його витрати. Даний процес здійснюється при протіканні пара між чашею клапана і сідлом (рис. 1.3, а). У кільцевому зазорі при підйомі чаші РК в процесі розширення водяної пари потік прискорюється, а далі, в дифузній частині, відбувається його гальмування до тиску  $p_0^1 < p_0$ .

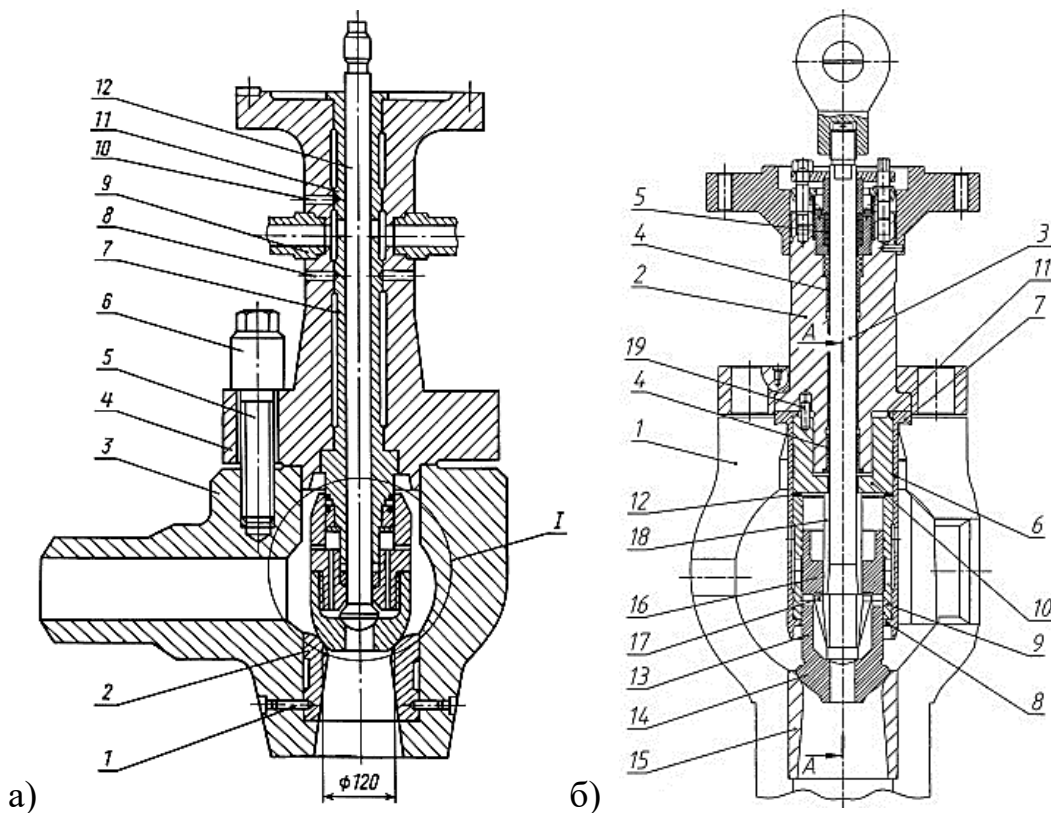


Рисунок 1.3 - Приклади регулюючих клапанів парових турбін (а, б).

Регулюючі клапани зображені на рис. 1.3 дуже розповсюджені, та застосовуються на багатьох парових турбінах.

В роботі буде розглянуто як весь паропровід, так і окремо увагу зосередимо на стопорно-регулюючому клапані.

Стопорно-регулюючий клапан (СРК) виконує функції дроселювання пари, що надходить до турбіни, та швидкого перекриття її подачі у випадку спрацювання системи захисту або за командою оператора. При закритті стопорного клапана припиняється також подача гострої пари для підігріву другого ступеня системи проміжного перегріву (СПП).

За критеріями надійності СРК прирівнюється до двох послідовно встановлених клапанів — регулюючого і стопорного, а з погляду втрат тиску при повністю відкритому положенні та за обсягом простору, який займає в машинному залі, — до одного пристрою. На рисунку 1.4 зображено СРК енергоблоку №2 від парогенератора №2 Хмельницької АЕС [12].

У корпусі клапана (позиція 3) знаходиться запресоване сідло (позиція 5), яке спільне для обох — стопорного (позиція 1) та регулюючого (позиція 2) клапанів. Пара надходить через вхідний патрубок, проходячи парове сито (позиція 4), виготовлене зі зварених листів товстостінної аустенітної сталі. Це сито запобігає потраплянню сторонніх об'єктів у проточну частину турбіни та захищає рухомі елементи СРК. Діаметр отворів сита — 4 мм, і воно здебільшого затримує великі частки. Практика експлуатації турбін типу К-1000-60/3000 не зафіксувала суттєвого перепаду тиску на ситі. У разі його появи діагностику можна було б здійснити за різницею тисків до СРК і в колекторі, що подає пару перед циліндром високого тиску (ЦВТ), при максимально відкритому положенні РК.

Для попереднього підігріву елементів СРК використовується дренажний штуцер з діаметром умовного проходу 25 мм, розміщений у нижній частині камери Б поблизу нижнього краю сита. Оскільки пара охоплює майже весь корпус (позиція 3) у камері Б, його прогрів відбувається після відкриття головних парозапірних клапанів (ГПЗ) або їх обхідних ліній. Кількість витратних елементів — по одному на кожен СРК. При цьому положення СК не впливає на сам процес прогріву, хоча

на практиці його зазвичай відкривають одночасно з прогрівом трубопроводів гострої пари, самого СРК та трубопроводів підігріву другого ступеня СПП.

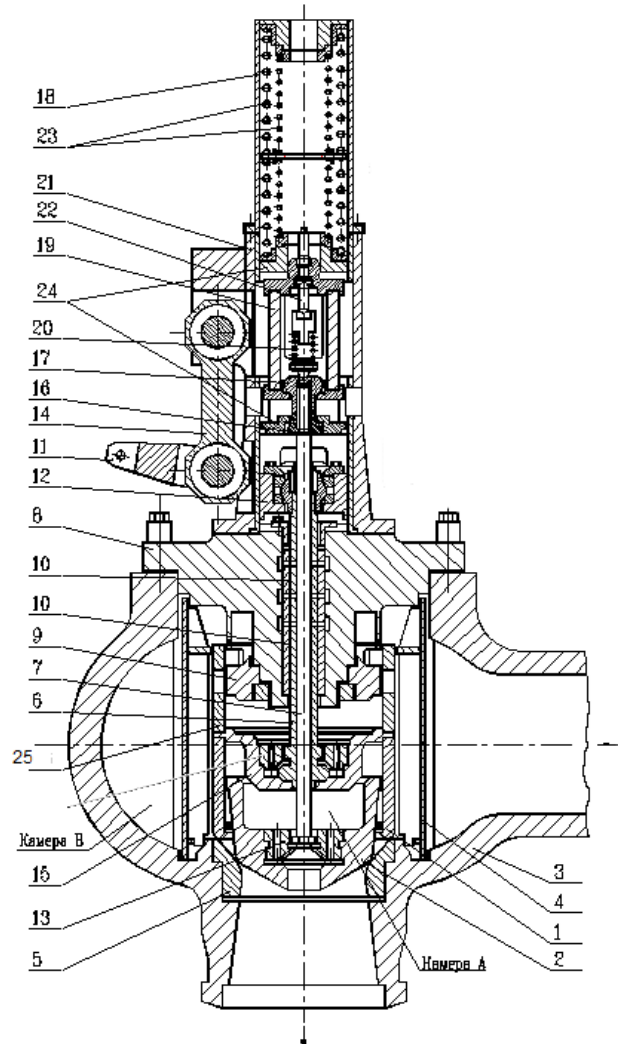


Рисунок 1.4 – Стопорно-регулюючий клапан: 1 – СК; 2 – РК; 3 – корпус СРК; 4 – парове сито; 5 – сідло; 6 – шток СК; 7 – шток РК; 8 – кришка СРК; 9 – втулка; 10 – втулка ущільнююча; 11 – важіль; 12 – повзун СК; 13 – гайка РК; 14 – шайба; 15 – кришка СК; 16 – шарнір нижній; 17 – шарнір верхній; 18 – стакан пружин; 19 – шайба; 20 – комплект малої пружини; 21 – колонка; 22 – палець; 23 – пружини; 24 – повзун РК; 25 – обичайка.

Розглянемо принцип керування стопорним клапаном (СК). Верхня частина СК закрита кришкою (поз. 15), яка разом з обичайкою (поз. 26) та самим клапаном (поз. 1) з'єднана болтами в єдину конструкцію. У цю кришку вгвинчено гайку (поз.

25), яка належить СК. Коли зовнішній шток (поз. 6) піднімається, спочатку відкривається розвантажувальний клапан, який є інтегрованою частиною цього штока. Після проходження ходу розвантаження, усі зазначені компоненти починають рухатись вгору одночасно. Підйом штока забезпечується шляхом переміщення повзуна (поз. 12), у якому закріплений шарнір, наведений на різьбу штока. Сам повзун переміщується завдяки обертанню важеля (поз. 11), з'єднаного з сервомотором СК. Оскільки центр важеля закріплений майже нерухомо на роликотіщиннику через серезку (поз. 14), рух СК і сервомотора відбувається у протилежних напрямках. Кінець важеля, звернений до осі СРК, має форму вилки.

Перейдемо до аналізу системи управління регулюючим клапаном (РК). У корпус клапана вгвинчена гайка (поз. 13), а при підйомі внутрішнього штока (поз. 7) першочергово відкривається розвантажувальний клапан, об'єднаний із самим штоком. Після завершення ходу розвантаження клапан, гайки і шток рухаються вгору одночасно. Підйом здійснюється за допомогою верхнього шарніра (поз. 17), який приводиться в дію через серезку (поз. 19) і палець (поз. 22) за допомогою кулачкового механізму розподільчого пристрою. Закриття РК забезпечується системою пружин (поз. 23), які впливають через повзун (поз. 24) і нижній шарнір (поз. 16). Обидва шарніри наведені на різьбу штока. Пружини видно ззовні через спеціальні отвори у корпусі (поз. 18). Важливо зазначити, що на процес закриття впливають лише зусилля пружин і тиск пари. Головний сервомотор діє через кулачкову систему тільки під час відкривання клапана. Додатково, комплект малих пружин (поз. 20) компенсує люфти у закритому положенні РК.

Отже, виконавчими механізмами системи регулювання турбін ТЕС і АЕС є СК і РК. Вимоги до цієї системи зводяться до забезпечення надійної та безаварійної роботи парової турбіни (ПТ) на всіх режимах експлуатації і забезпечення мінімальних втрат енергії робочого тіла. Тому, вкрай важливо дослідити напружено-деформований стан саме системи паророзподілу на прикладі паропровода №2 від ПГ №2 енергоблоку №2 Хмельницької АЕС.

## **1.2 Приклади досліджень проблем елементів системи паророзподілу електростанцій**

Для аналізу стану систем паророзподілу обладнання теплових та атомних електричних станцій буде розглянуто інформаційні джерела, в яких вчені та дослідники проводять дослідження проблем, які стосуються саме органів паророзподілу, тобто клапанів, паропроводів та їх елементів. Також буде розглянуто методики визначення теплового стану для інших елементів електростанцій, таких як турбіни.

Автори статті [17] присвятили роботу проблемі продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання. Предметом дослідження є ушкоджуваність і залишковий ресурс автоматичних захисних клапанів ЦСТ парової турбіни К-200-130. Отримано дані щодо теплового та напружено-деформованого стану корпусів клапанів для різних режимів пуску. Визначено сумарну пошкодженість та індивідуальний залишковий ресурс. Також цьому питанню було присвячено наступну роботу. Були визначені тепловий та напружено-деформований стани автоматичного стопорного клапану для того, щоб оцінити малоциклову та статичну утомленість і зроблені пропозиції щодо підвищення надійності роботи клапану [18].

Практичне значення одержаних результатів включає отримані розрахункові дані, щодо ТС, НДС та залишкового ресурсу автоматичного стопорного клапану турбіни К-200-130 з урахуванням реальних умов експлуатації та результатів ремонтних робіт і обґрунтовані рекомендації, щодо можливості продовження роботи обладнання турбіни. Моделювання теплового і напружено-деформованого стану автоматичного стопорного клапана (АСК) ЦВТ вирішувалось в тримірній постановці із застосуванням Solidworks для просторового представлення АСК в кінцево-елементному вигляді [19].

В роботі [17] основними завданнями, які вирішуються при виконанні розрахунків температурних полів, є:

- визначення загального рівня температур найбільш вагомих вузлів конструкції при основних режимах експлуатації;
- визначення середніх температур елементів в різних перерізах по довжині клапана для розрахунку абсолютних і відносних теплових розширень елементів клапанів при стаціонарних і нестаціонарних режимах роботи;
- визначення температурних полів основних вузлів клапана для виконання аналізу їх термонапруженого стану на основних режимах роботи турбіни.

Початковий температурний розподіл визначався результатом рішень стаціонарних задач теплопровідності.

Визначення температурних полів елементів парових турбін, як правило, проводиться при завданні граничних умов III роду [20]. В цьому випадку до проведення розрахунків температурних полів повинні бути визначені температури середовищ і коефіцієнти тепловіддачі на границях розрахункової області.

Стаціонарні температурні поля відповідають випадку, коли температура не є функцією часу. При цьому права частина рівняння (1) рівна 0.

$$\text{Div} (\lambda \text{ grad } dt) = 0 \quad (1.1)$$

Початкові умови в такому випадку втрачають зміст, а граничні умови задаються так само, як і для загального випадку нестаціонарної задачі.

Показано, що до числа основних факторів маневреності, надійності та довговічності обладнання, відносяться нестаціонарні температурні і силові дії робочих середовищ, що викликають зміну їх теплового стану, напруги і малоциклову втому матеріалу конструкції, а також вібрацію, розцентрування і викривлення частин турбіни, відносні переміщення роторів і корпусів та ін [21].

Принципово всі реальні задачі по визначенню температурних полів є трьохвимірними і нелінійними [22]. Але рішення таких задач в самій широкій постановці представляє великі труднощі і вимагає великої затрати часу. Тому, як правило, задача спрощується: зводиться до двохвимірної (деколи до одновимірної),



вводяться припущення про постійність теплофізичних властивостей матеріалів і середовищ (лінеаризація задачі теплопровідності), спрощується форма завдання граничних умов теплообміну [23].

Допустимість тих чи інших спрощень в постановці завдання про визначення температурного поля визначається вимогами, які представляються до точності вирішення.

При вирішенні рівняння теплопровідності можуть використовуватись наступні математичні методи[21]:

- точні аналітичні;
- приближені аналітичні;
- кінцево-різні.

Порівняльний аналіз цих методів, що застосовуються для визначення температурних полів, дозволяє сформулювати бажані області їх застосування:

- точні і приближені аналітичні методи, як правило, застосовуються тільки для рішення задач в одновимірній, рідше в двохвимірній постановці. Ці методи рекомендують використовувати при виконанні попередніх розрахунків температурних полів елементів турбін на стадії ескізного проектування і для оцінки допустимості тих чи інших експлуатаційних режимів;

- кінцево-різні методи дозволяють вирішувати самі важкі задачі практично для всіх вузлів турбіни. Проте їх використання пов'язано з великими труднощами, які не завжди можна здолати навіть при використанні потужних сучасних комп'ютерів. Ці труднощі визначаються в основному відсутністю універсальних програм обчислення[24].

- методи аналогії передбачають рішення рівнянь, аналогічних рівнянню (1.1), експериментальним шляхом в іншій фізичній системі. До них відносяться перш за все методи, засновані на електротепловій і гідротепловій аналогії. Ці методи універсальні, дозволяють оперативно вирішувати задачі теплопровідності в

найбільш загальній постановці і в теперішній час отримали широке розповсюдження [21].

У дослідженні [25] розглянуто технологічні аспекти режимів функціонування турбоустановки, зокрема в частині корпусів циліндра високого тиску (ЦВТ). Ці особливості враховувались шляхом постановки задач з граничними умовами I–IV роду, а також із урахуванням механічного впливу пари на корпус під час роботи як у номінальному, так і в змінних режимах. На зовнішній частині корпусів ЦВТ встановлювались умови, що передбачають відсутність теплообміну з навколишнім середовищем. Також було враховано підігрів фланців горизонтального з'єднання корпусу шляхом накладення відповідних теплових граничних умов і механічного тиску пари в обнизці.

При наявності вологої гріючої пари на поверхні камери відбору і на ділянці корпусу міжциліндрового простору ЦВТ використовувалися рівняння конвективного теплообміну у вигляді:

$$\ln \frac{\alpha}{\alpha_0} = 1 + 0,0018K \operatorname{Re}^{0,4} \left( \frac{\gamma''}{\gamma'} \right)^{0,5}; \alpha_0 = 0,72 \left( \frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu} \right)^{0,25} \cdot \left[ \frac{r}{L(T_n - T_{cm})} \right]; \quad (1.2)$$

Залежність тиску пари в камері регулюючої ступені на змінному режимі визначалася за формулою Стодоли-Флюгеля[22]:

$$P_3/P_{3\max} = (G/G_{\max}) \sqrt{(T_3/T_{3\max}) [1 - (P_{3\max}/P_{z\max})^2] / [1 - (P_3/P_z)^2]}, \quad (1.3)$$

де  $P_{3\max}$  та  $T_{3\max}$  – тиск і температура за регулюючою ступеню на максимальному режимі роботи (при  $G_{\max}$ );

$P_{z\max}$  – тиск пари на виході з ЦВТ при максимальному режимі роботи;

$P_3$ ,  $T_3$ ,  $P_z$  – поточні значення тиску і температури за регулюючою ступеню і тиск пари на виході з ЦВТ.

У роботі [25] встановлено, що розрахована за описаною методикою температура пари в камері регулюючого ступеня турбіни для випадку неізотермічного потоку демонструє, що наявність температурного градієнта

впливає на розподіл тиску в P-G діаграмі при сопловому розподілі пари приблизно на 9%. Відхилення між експериментальними результатами та теоретичними розрахунками становить близько 4%. Це свідчить про достатню точність запропонованого підходу для визначення граничних умов теплообміну — зокрема, температури пари в камері регулюючого ступеня — і дозволяє застосовувати його для оцінки теплового стану ротора та корпусу турбіни під час нестабільних режимів експлуатації.

При виконанні дослідження теплового, напружено-деформованого стану та малоциклової втоми корпусів стопорних клапанів циліндрів середнього тиску (АСК ЦСТ) парової турбіни К-200-130 блоку 200 МВт в геометрії враховані результати неруйнівного контролю АЗК ЦСТ в період планово-попереджувальних ремонтів. Розрахункова модель для АЗК ЦСТ в програмному комплексі ANSYS представляється в тривимірній постановці. Граничні умови теплообміну для АСК ЦСТ відповідають експлуатаційним режимам[19].

Визначено, що ступінь зносу металу в захисному клапані АЗК ЦСТ визначається 9,4% при температурному ударі (закид конденсату та ін.) Температурні напруги в стінці клапана в місцях конденсатних плям максимальні і можуть досягати 350 МПа і більше. Проте для волого-парових турбін потужністю 1000 МВт рекомендації будуть відрізнятися при такій ситуації.

Варіація коефіцієнтів тепловіддачі може призводити до істотного відмінності оцінок. Останнім часом результати теплогідрравлічних розрахунків одного і того ж джерела можуть істотно відрізнятися з року в рік, створюючи додаткові питання при виборі відповідних коефіцієнтів тепловіддачі, особливо якщо вони постійно відрізняються більш ніж на 50%[26].

Існує практика деталізованості теплогідрравлічних характеристик за допомогою тривимірних CFD кодів, але і вони вимагають в собі граничні умови, які не завжди можуть бути отримані з одновимірних кодів типу RELAP (наприклад, поканально витрата теплоносія в СКУ). Таким чином, існує необхідність проводити

додаткову оцінку розподілу витрат через СКУ реактора для подальшого детального моделювання в CFD пакетах (CFX, STAR-CD) [27].

У розрахунках теплообміну застосовують чотири типи ГУ[20].

Граничні умови теплообміну враховують, як на зовнішній поверхні тіла (зовнішні ГУ), так і, при розташуванні кордону розрахункової області всередині тіла, на внутрішній поверхні (внутрішні ГУ). Граничні умови першого і другого родів можуть бути як зовнішніми, так і внутрішніми, граничні умови третього роду - тільки зовнішні граничні умови, граничні умови четвертого роду - тільки внутрішні граничні умови.

Крайова задача нестационарної теплопровідності елементів парових турбін вирішується за допомогою рівняння виду [20]:

$$\operatorname{div}\left[\lambda(T)\operatorname{grad} T\right]=c(T)\gamma(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1.4)$$

де  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$ , - функції температури і координат при початковій умові  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  та граничних умовах I, II, III або IV роду.

На поверхнях роторів ЦВТ и ЦНТ задаються нестационарні ГУ I - IV роду з врахуванням експлуатаційних змінних режимів роботи [21].

При завданні ГУ враховуються схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пусків з різних теплових станів (холодного, гарячого і неостиглого), закид конденсату в проточну частину парової турбіни і корпусу клапанів. Також враховується обігрів фланців горизонтального роз'єму по обнизці, який проводиться для зменшення терміну пускових режимів і поліпшення напружено-деформованого стану корпусних елементів парової турбіни. Задається відсутність або наявність ізоляції по всій довжині фланців[22].

При наявності вологої пари, що гріє на поверхнях камер відбору і на ділянках корпусів міжциліндрових просторів ЦВТ і ЦНТ коефіцієнти тепловіддачі розраховуються за допомогою розробленого автором комплексу програм

чисельного дослідження газової динаміки і теплообміну пара в камерах відбору і міжциліндрових просторах вологопарових турбін [31].

В статті [33-34] автори зосередили свою увагу на температурні напруження ротора та корпусу циліндрів, які виникають при пускових режимах. Основною метою роботи було підвищення надійності високотемпературних вузлів теплофікаційних турбін Т-110 / 120-130 і Т-250 / 300-240 шляхом дослідження їх теплового та термонапруженого стану при пускових режимах.

Для проведення подібних досліджень бучасто використовують сучасні числові розрахункові методи та ліцензійний програмний комплекс ANSYS.

В роботах [36-43] автори звернули свою увагу на термонапружений стан роторів парових турбін. Метою роботи є розробка та дослідження методів моделювання термонапруженого стану роторів парових турбін в темпі технологічного процесу на основі сучасних інформаційних технологій та обчислювальної техніки. Отримано регресійні залежності, що зв'язують температурне поле моделі ротора, отриманої за вказаною методикою, з відповідними термічними напруженнями.

Дослідження забезпечується коректним застосуванням загальновизнаних методик проектування і моделювання, математичних методів і алгоритмів. У роботі використано сертифіковане програмне забезпечення, що використовується інженерами і вченими в усьому світі.

В теперішній час в зв'язку з руйнуванням численних електричних потужностей для регулювання графіка енергосистем залучаються практично всі наявні ПТУ ТЕС і АЕС [46]. Умови роботи РК ЦВТ в стаціонарних режимах визначаються типом паророзподілу і способом зміни електричного навантаження ПТУ. У статті проведено аналіз сучасних конструкцій комбінованих стопорно-регулюючих клапанів, що використовуються в потужних паротурбінних установках. Виконаний порівняльний аналіз дав змогу визначити ключові переваги та недоліки конструкцій, розроблених такими турбобудівними компаніями, як

«Турбоатом» та ін. Зазначено, що використання комбінованих клапанів є перспективним як у процесі створення нових турбоустановок, так і при модернізації наявного обладнання. Розглянуті конструкції відзначаються високою економічністю та надійністю, однак аналіз їхньої експлуатації виявив низку проблем, усунення яких сприятиме повному розкриттю їхнього потенціалу.

У статті [47] представлено результати чисельного моделювання течії у вхідному тракті турбіни потужністю 200 МВт, який включає регулюючий клапан, вхідний патрубок та сопловий сегмент. Для оцінки впливу окремих елементів на загальні енергетичні втрати проведено розрахунки для різних відсіків проточної частини: ізолюваного форсуночного сегмента, сегмента «вхідна труба – форсунка» та сегмента «регулюючий клапан – вхідна труба – форсунка». Дослідження виконано для режимів, що відповідають різним ступеням відкриття клапана – малому, середньому та високому. При побудові моделі застосовувалася тетраедральна розрахункова сітка з призматичним підшаром, а для моделювання турбулентності використовувалася SST-модель.

В роботах [51-59] авторами описується комплексний підхід до визначення напружено-деформованого стану високотемпературного обладнання турбін з метою оцінки залишкового ресурсу. Відмічено, що у методичних рекомендаціях щодо оцінки індивідуального ресурсу парових турбін недостатньо враховано конструктивні зміни, що відбувалися в елементах обладнання протягом усього періоду експлуатації. Завдяки сучасним можливостям обчислювальної техніки стало можливим удосконалення розрахункових моделей литих елементів турбін, зокрема корпусів і клапанів. Використання тривимірного моделювання (зокрема, у програмних середовищах AutoCAD, SolidWorks тощо) дає змогу створювати більш точні цифрові аналоги енергетичних об'єктів. На основі такого підходу розроблено комплексну методику оцінки залишкового ресурсу та подовження терміну служби парових турбін великої потужності. У межах цієї методики було створено 3D-моделі роторів, корпусів та клапанів ЦБТ і ЦСТ для парових турбін потужністю 200

і 800 МВт. При моделюванні враховано паровпускні та паровідвідні патрубки, радіусні переходи на внутрішніх і зовнішніх поверхнях клапанів, кільцеві зони перед сопловими коробками, конструктивні особливості фланцевих з'єднань з урахуванням систем обігріву, дренажні відводи та патрубки підведення пари до кінцевих ущільнень роторів. Запропонований комплексний підхід передбачає проведення експертного аналізу стану турбін із виділенням основних етапів оцінювання ресурсу. Особливу увагу приділено експериментальному дослідженню старіння металу високотемпературних елементів, що відбувається під час тривалої експлуатації. При перевірочних розрахунках міцності, термічного та напружено-деформованого стану, а також малоциклової втоми високотемпературних елементів турбін необхідно враховувати результати експериментальних досліджень металу та зміни конструктивної геометрії, що виникають у процесі ремонту й відновлення. Розрахункова та експериментальна оцінка тривалої міцності та еквівалентної місцевої напруги високотемпературних роторів виконана з використанням програмного комплексу SolidWorks для побудови просторових моделей елементів турбомашин, а також програмного продукту COSMOSWorks для аналізу еквівалентної місцевої напруги та довговічності конструкцій.

У роботах [60-69] представлено результати чисельного моделювання процесів течії пари в регулювальному клапані парової турбіни в умовах стаціонарного режиму роботи. Розглянуто комплексну задачу, що поєднує моделювання турбулентного потоку пари та теплопровідності в корпусі клапана. Для чисельного аналізу застосовано програмний комплекс ANSYS/CFX, а турбулентність описано за допомогою напівемпіричної моделі Ментера. У ході досліджень визначено лінії струму пари у проточній частині клапана, розподіл температури корпусу та тиску на його стінках. Виявлено області відриву потоку, завихрення та особливості його проходження через парове сито. При цьому автори в роботах [60-69] не проводять розрахунків граничних умов теплообміну (1-4 роду) для визначення напружено-деформованого стану, а зосереджуються на

моделюванні газодинаміки потоку пари, що забезпечує вищу точність порівняно з раніше розглянутими методами. Додатково увага приділена конструктивним особливостям клапана, зокрема, враховано наявність парового сита, що дозволяє отримати більш достовірні результати.

### **Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження**

1. Атомна енергетика забезпечує більше 50% виробництва електроенергії в Україні, що робить її критично важливою для стабільності енергосистеми та енергетичної безпеки держави. Збереження та розвиток атомної енергетики є пріоритетним напрямком, враховуючи енергетичну політику країни та необхідність мінімізації залежності від імпорتنих енергоносіїв. Проте головною проблемою енергетичної галузі є те, що значна частина енергоблоків українських АЕС наближається або вже перевищила свій проєктний ресурс, що вимагає продовження терміну їх експлуатації або модернізації.

2. Враховуючи зношеність енергоблоків та необхідність їх модернізації, актуальним завданням є дослідження роботи окремих елементів паротурбінних установок, зокрема системи паророзподілу її елементів, з метою визначення їх залишкового ресурсу. Визначення залишкового ресурсу енергетичного обладнання ґрунтується на аналізі напружено-деформованого стану.

3. Проаналізовано наукові джерела, присвячені дослідженню напружено-деформованого стану обладнання електростанцій, зокрема, елементів системи паророзподілу. Розглянуто сучасні методи моделювання та розрахунку напружено-деформованого стану енергетичного обладнання.

4. Аналіз літературних джерел показав, що дослідження газодинамічних процесів у паророзподільчій системі, умов теплообміну, а також міцнісних і ресурсних характеристик обладнання залишаються вивченими не в повній мірі. Тому, актуальним є дослідження процесів руху вологої пари у головних



паропроводах атомних електростанцій, оснащених турбінами К-1000-60/3000, оскільки такі турбіни найчастіше використовуються на українських АЕС.

5. На основі проведеного аналізу наукових праць обґрунтовано необхідність удосконалення підходів до розрахунку напружено-деформованого стану елементів системи паророзподілу. Чисельне моделювання дозволяє оцінити параметри потоку пари у складних геометричних умовах, визначити області підвищених напружень та спрогнозувати потенційні зони деградації матеріалу.

6. Удосконалення математичних моделей та застосування сучасних програмних комплексів дозволяє підвищити точність розрахунків та мінімізувати ризики аварійних ситуацій. Це сприятиме підвищенню надійності та безпеки експлуатації обладнання атомних електростанцій, які генерують найбільшу частку електроенергії в Україні.

У зв'язку з вище сказаним у дослідженні поставлено такі основні завдання:

- визначити особливості руху пари в системі паророзподілу атомних електростанцій;
- проаналізувати вплив температури та тиску пари на внутрішні стінки регулюючого клапана і системи паророзподілу в цілому;
- дослідити напружено-деформований стан регулюючого клапана енергоблоку №2 ХАЕС.

## **РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПАРОРОЗПОДІЛЬЧІЙ СИСТЕМІ**

Рух робочого середовища в проточній частині паророзподільної системи парової турбіни супроводжується формуванням складної вихрової структури. Через значну складність цих процесів, газодинамічні характеристики елементів паророзподілу традиційно визначалися на основі модельних експериментальних досліджень. Однак такі дослідження мають певні недоліки, зокрема:

- неможливість досягнення повної подібності реальних та модельних процесів, що спричиняє додаткові похибки;
- обмеженість у зборі даних щодо параметрів робочого середовища в усіх точках проточної частини;
- значні витрати часу та ресурсів на розробку випробувального стенду та моделі.

Отже, визначення оптимальних геометричних параметрів конструкцій на основі модельних експериментів є тривалим і витратним процесом.

На сьогодні альтернативою таким дослідженням є чисельне моделювання, яке дозволяє аналізувати процеси в конструкціях за допомогою обчислювальних методів. Сучасний розвиток комп'ютерної техніки та чисельних методів, об'єднаних у концепцію CFD (Computational Fluid Dynamics), дає змогу моделювати рух робочого середовища в проточних каналах різної форми. Розрахунковий аналіз дозволяє оперативно порівнювати різні варіанти конструкцій за різних режимів експлуатації, значно скорочуючи витрати часу та матеріальних ресурсів у порівнянні з традиційними експериментальними дослідженнями.

### **2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів**

Для проведення розрахункового аналізу можуть застосовуватися різні математичні моделі руху потоку. Останнім часом значного розвитку набули методи

прямого чисельного моделювання (DNS) та моделювання великих вихорів (LES). Проте через їхню високу обчислювальну складність у прикладних задачах газодинаміки найчастіше використовують методи, що базуються на усереднених по Рейнольдсу рівняннях Нав'є-Стокса (RANS) у поєднанні з напівемпіричними моделями турбулентності.

Оскільки рівняння, що описують рух робочого середовища, є досить складними, отримати їхнє точне аналітичне розв'язання для складних газодинамічних процесів наразі неможливо. Водночас можна отримати наближені результати, що потребують введення певних припущень та подальшої перевірки правильності розрахунків.

Розробка математичної моделі передбачає чітке визначення мети дослідження, способу використання отриманих результатів та необхідного рівня точності. Процес моделювання руху потоку робочого середовища завжди вимагає компромісу між точністю розрахунків і витратами часу на їх виконання.

Дослідження конструкції за допомогою чисельних методів здійснюється за такою схемою:

- 1) визначення мети та формулювання задачі дослідження;
- 2) вибір відповідної математичної моделі та чисельного методу розрахунку;
- 3) перевірка адекватності математичної моделі та чисельного підходу;
- 4) вдосконалення конструкції на основі проведеного аналізу.

Після визначення задачі та аналізу фізичних процесів, що розглядаються, обирається відповідна математична модель і чисельний метод. Наступним кроком є валідація моделі, що передбачає порівняння отриманих результатів з експериментальними даними для оцінки її достовірності.

Експериментальні дослідження – як модельні, так і натурні – демонструють, що за певних умов експлуатації парової турбіни в паророзподільній системі може виникати складна вихрова структура потоку з коливаннями параметрів у межах 5-

10%. Виходячи з цього, можна стверджувати, що в межах цієї роботи досяжний математичний опис течії в проточному каналі паророзподільного елемента із горизонтальною похибкою близько 10% у визначенні основних інтегральних характеристик потоку є прийнятним.

## 2.2 Математична модель газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу

Тривимірний нестационарний потік в'язкого, теплопровідного та стиснутого газу описується рівняннями Нав'є-Стокса. Для врахування турбулентних ефектів на статистичному рівні ці рівняння осереднюються за методом Рейнольдса-Фавра. В результаті отримується система рівнянь (RANS), яка має такий вигляд [44]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j)}{\partial x_j} = 0; \\ \frac{\partial(\rho V_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_i V_j + p \delta_{ij})}{\partial x_j} = \frac{\partial(\sigma_{ij} + \tau_{ij})}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial[(E + p)V_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial[V_i(\sigma_{ij} + \tau_{ij}) + q_j + q_j^T]}{\partial x_j}, \end{cases} \quad (2.1)$$

де  $\rho$  - густина;  $V$  - швидкість;  $p$  - тиск;  $E$  - повна енергія одиниці об'єму;  $\sigma_{ij}$  - тензор в'язких напружень;  $\tau_{ij}$  - тензор турбулентних напружень;  $q_{ij}$  - компонент вектору теплового потоку;  $q_j^T$  - компонента вектору турбулентного теплового потоку.

Основні параметри турбулентного потоку (швидкість, тиск, температура) зазнають випадкові коливання навколо середніх значень [48]. У зв'язку з цим, значення компоненти швидкості ( $V_j, j = x, y, z$ ) і скалярні величини можна представити у вигляді суми середнього та пульсаційного значень компоненти:

$$V_j = \bar{V}_j + V_j', \quad (2.2)$$

$$c = \bar{c} + c'. \quad (2.3)$$

В цьому випадку середні значення визначаються осередненням на досить великому інтервалі часу  $T$ :

$$\bar{V}_j = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T V_j(t) dt. \quad (2.4)$$

У цих співвідношеннях передбачається, що середні значення залишаються незмінними в часі. Відповідний випадковий процес вважається стаціонарним і позначається як SRANS (Steady RANS). Крім того, існує підхід до математичного моделювання турбулентних течій, який приблизно враховує їхню нестаціонарність. Такий метод отримав назву URANS (Unsteady RANS):

$$\bar{V}_j(t) = \frac{1}{T} \int_0^T V_j(t') dt' \quad (2.5)$$

Таким чином, метод URANS дає змогу отримати нестаціонарне розв'язання для полів, усереднених на певному часовому інтервалі або за фазою великомасштабних коливань.

Вибір підходу залежить від цілей дослідження, оскільки вони визначають необхідність отримання стаціонарних або нестаціонарних характеристик цільової змінної.

У процесі усереднення рівнянь з'являються невідомі кореляційні складові пульсуючих величин, що унеможливує їх розв'язання без додаткових припущень (проблема замкнутості систем рівнянь). Для її вирішення застосовують моделі турбулентності, які дозволяють визначити компоненту в'язкості у вихідній системі рівнянь [70].

### 2.3 Характеристика робочого тіла

Під час математичного моделювання аеродинамічних процесів у паророзподільному тракті потоку слід враховувати зміну властивостей робочого середовища залежно від його температури та тиску.

У межах цього дослідження розглядали два робочі середовища: повітря – для перевірки методу моделювання, та вологу пару – для аналізу паророзподільного елемента. Властивості повітря визначали за рівнянням ідеального газу, при цьому вплив тиску на його характеристики не враховувався. Залежність теплоємності повітря від температури описана поліномом [72]:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.6)$$

де  $R$  - універсальна газова стала ( $R = 287,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ );  $a_i$  - коефіцієнти полінома для повітря ( $a_1 = 3,27149$ ;  $a_2 = 6,85475444 \cdot 10^{-4}$ ;  $a_3 = 0$ ;  $a_4 = 0$ ;  $a_5 = 0$ ).

Зміна динамічної в'язкості при зміні температури повітря визначено за формулою Сазерленда:

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.7)$$

де  $T_0$  - контрольна температура (273 К);  $\mu_0$  - контрольна в'язкість при контрольній температурі ( $1,78 \cdot 10^{-5}$  Па·с);  $C$  - стала для повітря (122 К);  $T$  - задана температура.

При визначенні властивостей перегрітої пари використовувались рівняння, що описують термодинамічні властивості води й водяної пари IAPWS-95 [73].

## 2.4 Модель турбулентності

На сьогоднішній день існує безліч різних напівемпіричних моделей турбулентності [71]. У зв'язку з цим різними дослідниками було виконано роботи по тестуванню та визначенню меж застосовності тієї чи іншої моделі [74, 75, 76]:

- KES (k-ε) – стандартна модель турбулентності. Її застосування можливе лише у високо-рейнольдсових розрахунках (на відносно грубій сітці з пристіночними функціями).
- KW (k-ω) - для тонкого пограничного шару модель k-ω більш точно пророкує положення точки відриву, ніж модель k-ε. Однак при розрахунку

внутрішніх течій модель  $k-\omega$ , як правило, працює гірше, ніж  $k-\epsilon$ . Також при використанні моделі турбулентності  $k-\omega$  слід пам'ятати, що вона дуже чутлива до граничних умов в зовнішньому потоці.

- KEAKN (Abe, Kondoh, Nagano) – низькорейнольдова модель, яку рекомендується використовувати в низькорейнольдсових розрахунках (на сітці, що дозволяє в'язкий підшар біля стінки, без пристінкових функцій).

- KEFV – модернізована  $k-\epsilon$  модель. KEFV модель можна використовувати як у низько-рейнольдсових, так і у високо-рейнольдсових розрахунках. У першому випадку ламінарний підшар дозволяється сіткою (пристінні функції не використовуються), у другому випадку ламінарний підшар не дозволяється (використовуються пристінкові функції). Дана модель задовільно передбачає положення ламінарно-турбулентного переходу на твердій поверхні. У низько-рейнольдсових розрахунках необхідно задавати турбулентність потоку, що набігає.

- KEQ (квадратична модель) – найбільш повна, але й найбільш «капризна» з усіх моделей. У ній розглядається особливий елемент - елемент тензора завихреності. Дана модель застосовується для особливо закручених завихрених потоків, за зворотним уступом і може використовуватися лише у високорейнольдсових розрахунках.

- SST (модель Ментера) - відома тим, що поєднує в собі і  $k-\epsilon$  модель і  $k-\omega$  модель, яка розроблена для підходів роздільної здатності пристінної області. У цій моделі з'являється нове значення -  $\omega$  - питома дисипація вихорів. У пристінковій ділянці цієї моделі вирішуються рівняння  $k-\omega$  моделі, а області, віддаленої від стінки – рівняння  $k-\epsilon$  моделі.

- SA (модель Спаларта-Аллмареса) – однопараметрична модель, яка була розроблена для аерокосмічних додатків. Дає хороші результати для прикордонних шарів, що характеризуються позитивними градієнтами тиску. Може бути

застосована як у низько-рейнольдсових, так і у високо-рейнольдсових розрахунках. Традиційно ця модель ефективно працює у низькорейнольдсовому випадку.

- Sm (модель Смагоринського) – алгебраїчна модель, яка не вимагає вирішення конвективно-дифузійних рівнянь. Sm модель можна використовувати тільки в низькорейнольдсових розрахунках на хорошій дрібній сітці.

В результаті багатьох праць була накопичена низка об'єктивної інформації про можливості різних напівемпіричних моделей турбулентності при моделюванні тих чи інших типів в'язких течій. Аналіз цієї інформації свідчить про те, що за сукупністю своїх якостей найбільш вживаною серед існуючих моделей турбулентності є модель Ментера (k- $\omega$  Shear Stress Transport, або SST).

SST модель являє собою комбінацію k- $\epsilon$  та k- $\omega$  моделей [74].

При дослідженні газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу використовувалась модель k- $\omega$  SST, яка представлена в наступному вигляді [71]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho \cdot k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \cdot V_i \cdot k - \left[ \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right] \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \alpha_{P_k} \cdot P_k - \alpha_{D_k} \cdot D_k; \\ \frac{\partial \rho \cdot \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho \cdot V_i \cdot \omega - \left[ \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\omega} \right] \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) = \alpha_{P_\omega} \cdot P_\omega - D_\omega + 2 \cdot (1 - f_1) \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{\rho}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де  $P_k = T_{ij} S_{ij}$  - провадження турбулентності;  $P_\omega = \frac{k \cdot \rho \cdot P_k}{\mu_T}$  - провадження питомої швидкості дисипації;  $D_k = \beta^* \cdot \rho \cdot k \cdot \omega$  - руйнування турбулентності;  $D_\omega = \beta \cdot \rho \cdot \omega^2$  - руйнування питомої швидкості дисипації;  $f_1$  - змішуюча функція Ментера;  $\mu_T = a \cdot \frac{\rho \cdot k / \omega}{\max[1, |S| f_1 2 / (a_1 \cdot \omega)]}$  - коефіцієнт турбулентної в'язкості.

Залежно від способу моделювання, багатофазні потоки класифікуються на два основні типи: Лагранжеві та Ейлерові моделі.

Лагранжевий підхід базується на відстеженні траєкторій окремих частинок або їх груп, які належать до дисперсної фази. Натомість Ейлерів підхід аналізує



зміни основних параметрів потоку — таких як швидкість, тиск і температура — у фіксованих точках простору.

У багатофазному середовищі вводиться додатковий параметр — об'ємна частка фази, яка є важливою характеристикою потоку.

В рамках Ейлерового методу всі фази розглядаються як безперервні середовища, незалежно від їх фактичної фізичної структури. Окрім класичних підходів, існують також комбіновані моделі, які поєднують Лагранжеві та Ейлерові етапи — наприклад, шляхом усереднення просторових розподілів частинок для визначення об'ємної частки.

Серед Лагранжевих моделей найпоширенішими є DPM (модель дискретної фази) та DEM (метод дискретних елементів), який часто використовується як складова частина DPM. Ейлерів підхід представлений такими моделями, як VOF (метод об'ємів рідини), Mixture (модель суміші фаз) і Eulerian (повна модель взаємопроникаючих середовищ). Для моделювання тонких рідинних плівок на поверхнях застосовується спеціалізована Ейлерова модель — EWF (Eulerian Wall Film).

Щоб обрати оптимальну модель для багатофазного моделювання, перш за все слід визначити характер потоку — чи є він стратифікованим, чи дисперсним. У випадку дисперсного середовища важливо мати інформацію про щільність частинок вторинної фази, рівень об'ємної концентрації, а також характерний розмір елементів — крапель, бульбашок або зерен. У ситуаціях, коли необхідно моделювати змішані або перехідні режими течії, слід переконатись, що обрана модель здатна враховувати обидва типи потоків.

Деякі режими перебігу рідин і газів можуть викликати сумніви щодо ефективності як Ейлерових, так і Лагранжевих підходів. Це породжує необхідність у порівнянні їхніх переваг і недоліків.

Сфера моделювання багатофазних середовищ постійно розвивається у двох основних напрямках. Перший — це вдосконалення міжфазних кореляцій: наприклад, специфічні формули для теплообміну між рідиною і твердими частинками або краплями, які приходять на зміну універсальним співвідношенням. Другий напрямок — інтеграція різних моделей та підмоделей, як-от врахування процесів кипіння у рамках моделей із розподілом за розмірами бульбашок.

Однією з ключових переваг Лагранжевої моделі DPM є точна передача особливостей взаємодії частинок зі стінками. Цей підхід включає спеціальну модель для оцінки ерозії поверхонь. Крім того, DPM полегшує врахування мультидисперсності вторинної фази та моделювання вторинного розпаду її елементів.

Хоча Ейлерові моделі також підтримують подібні процеси, для цього потрібно залучати модулі розподілу за розмірами частинок (Population Balance Model, PBM), які є обчислювально затратними.

Обмеженням DPM є те, що вона не підходить для потоків з високою локальною концентрацією частинок (понад 10%). Обидва підходи — Ейлерів і Лагранжевий — мають свої власні набори підмоделей міжфазної взаємодії, включаючи сили, тепло- та масообмін. Проте в рамках DPM неможливо врахувати пристінкові змазувальні сили, які залежать від відстані до стінки, а в Ейлерових моделях — деякі ефекти температурного градієнта на частинки малих розмірів.

Ейлерові підходи, такі як Mixture і Eulerian, містять ширший набір моделей для опису масообміну між фазами — включаючи процеси випаровування, конденсації, кипіння та навіть хімічних реакцій, у тому числі згоряння. Хоча такі підмоделі доступні також і для DPM, вони відрізняються за формулюванням і застосовуються до різних фізичних явищ.

Важливо враховувати, що в Ейлерових моделях основним фактором при фазових переходах є температурна різниця між фазами. У той час як у

Лагранжевому підході критичною є різниця тисків, зокрема між парціальним тиском поблизу поверхні частинки та критичним. Тому, моделюючи багатозфазні потоки, необхідно чітко розуміти специфіку кожної моделі та її застосування у відповідних умовах.

Технологія VOF використовується при моделюванні взаємодії двох фаз. Volume of fluid (VOF) – метод моделювання вільної поверхні, для якого реалізується чисельна технологія відстеження та позиціонування межі розділу двох суцільних фаз.

Всі взаємодії вважаються для фаз, що не змішуються - між ними завжди присутня межа розділу, звана Вільною поверхнею.

У методі VOF вирішується рівняння переносу фази, де  $f$  – об'ємна частка фази в (комірці):

$$\frac{\partial f}{\partial t} + V \nabla f = 0 \quad (2.9)$$

На межі розділу фаз реалізуються такі граничні умови (рис .2.1):

- безперервність поля тиску:

$$P_1|_{\Gamma+} = P_2|_{\Gamma-} \quad (2.10)$$

- тиск у граничному осередку для рідкої фази розраховується за формулою:

$$P_1 = P_2 + \sigma_{12}/R \quad (2.10)$$

де  $\sigma_{12}$  – значення коефіцієнта поверхневого натягу від двох фаз,  $R$  – радіус кривизни межі розділу в осередку.

- рівність швидкостей фаз:

$$U_1|_{\Gamma+} = U_2|_{\Gamma-} \quad (2.11)$$

- рівність сил тертя:

$$F_1|_{\Gamma+} = -F_2|_{\Gamma-} \quad (2.12)$$

Також, на межі розділу фаз можна задавати зовнішній теплообмін через

вільну поверхню.

- врахування поверхневого натягу:

(2.13)

$$\frac{\rho V^2}{2} \sim \frac{\sigma_{12}}{R}$$

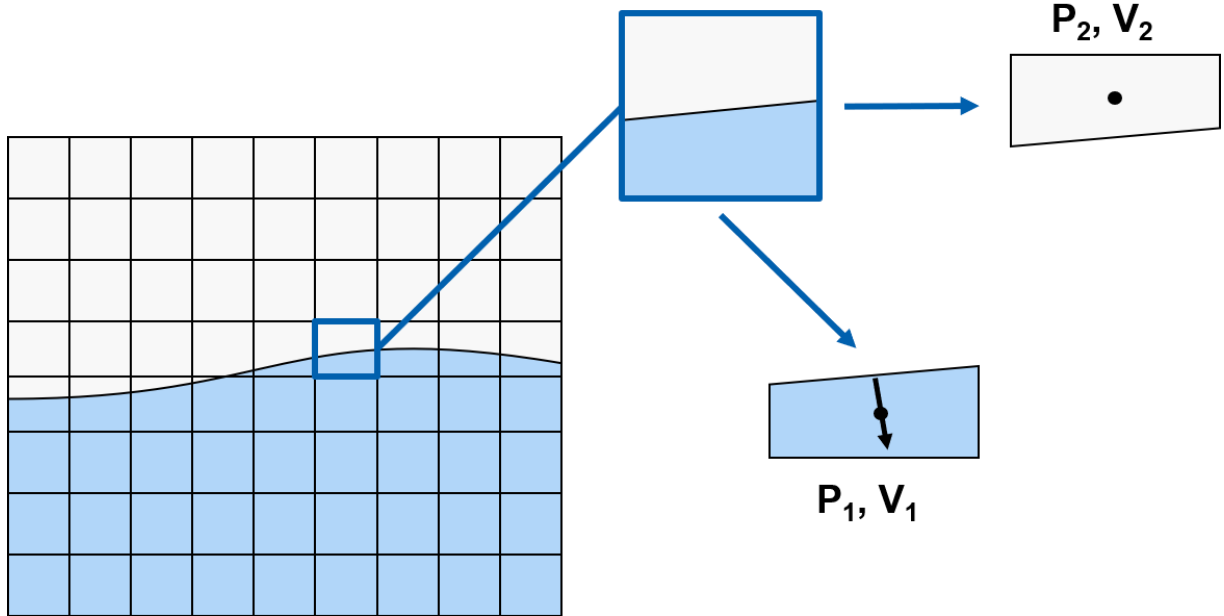


Рисунок 2.1 – Межі розподілу фаз [71].

Коли потрібно оцінити анізотропну турбулентність або вивчити нерівноважні ефекти, застосовується модель Рейнольдсових напруг. Ця модель забезпечує найвищу точність для складних течій з наявністю вторинних потоків. Однак також використовуються методи LES (модель великих вихорів) та DES (модель відокремлених вихорів) для розрахунків.

Основна концепція методу LES полягає в локальному середньому характеристик турбулентної течії в зонах, розміри яких близькі до фільтра. Метод DES можна вважати гібридним підходом, що поєднує LES і RANS. У прикордонному шарі тут використовуються нестационарні рівняння Рейнольдса, тоді як метод LES застосовується в зонах відриву. Зони LES зазвичай розташовані в областях, де домінують великомасштабні турбулентні структури, а в пристінковій області використовуються відповідні RANS-моделі.

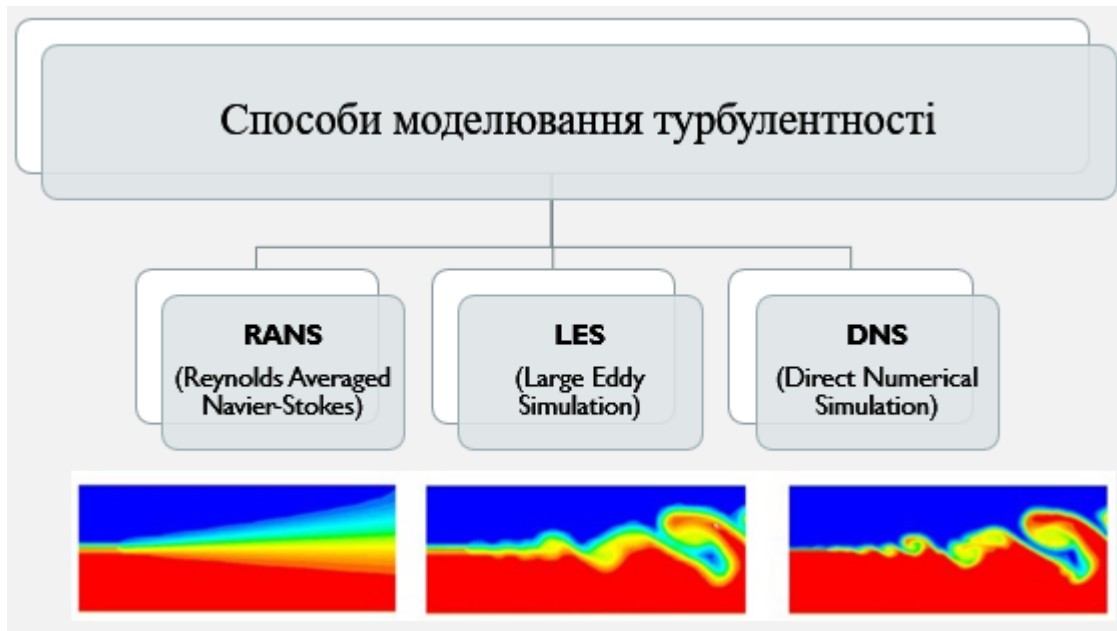


Рисунок 2.2 - Способи моделювання турбулентності [71].

Метод DES переважно використовується для моделювання потоків з високими числами Рейнольдса; проте, при моделюванні внутрішніх течій його точність значно знижується. Обчислювальні витрати при застосуванні DES менші, ніж у LES, але більші, ніж у RANS. Тому, для моделювання виражених нестационарних течій доцільніше використовувати модель турбулентності SAS (Scale-Adaptive Simulation). Ця модель є вдосконаленим варіантом нестационарного методу RANS (URANS) і забезпечує отримання надійних результатів для пульсаційної складової потоку. SAS динамічно адаптується до масштабів, що вирішуються методом URANS, що дозволяє відстежувати розвиток турбулентних структур у певних зонах течії. Таким чином, в нестационарних областях потоку модель SAS функціонує подібно до методу LES, а в стаціонарних — як RANS.

Особливості LES підходу. В основі LES лежать рівняння Нав'є-Стокса, в яких напруження розділені на суму напружень великомасштабних і дрібномасштабних вихорів:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla * (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla * (\tau_m + \tau_{SGS}) \quad (2.14)$$

Основна ідея LES моделювання. Точно вирішуються великомасштабні вихори, а внесок від дрібномасштабних вихорів, які обрізаються фільтром (сіткою), моделюються чисельно.

Як і в RANS підході, для замикання системи рівнянь використовується узагальнена гіпотеза Буссінеска, і основним завданням є створення моделі для в'язкості (для RANS – турбулентної, для LES – підсіткової):

$$\tau_{SGS} = 2\mu_{SGS}(S - \frac{1}{3}(\nabla \cdot \vec{u})I) + \frac{2}{3}k_{SGS} * I \quad (2.15)$$

де  $\mu_{SGS}$  – підсіткова в'язкість,  $S$  – тензор швидкостей деформацій,  $I$  – одиничний вектор,  $k_{SGS}$  – кінетична енергія турбулентності.

Модель для розрахунку підсіткової в'язкості – модель Смагоринського. В основі цієї моделі лежить припущення, що в'язкість залежить від середнього значення швидкості дисипації турбулентної енергії на одиницю об'єму.

З міркувань розмірностей виходить:

$$\nu_{SGS} \sim \epsilon^{\frac{1}{3}} \Delta^{\frac{2}{3}} \quad (2.16)$$

де  $\Delta$  – характерний масштаб фільтра (розмір розрахункового осередку).

Зазначимо, що масштаб фільтра зазвичай розраховується як кубічний корінь об'єму контрольного об'єму розрахункової сітки. У зв'язку з цим у розрахунках з використанням LES підходу переважна ізотропна сітка, тобто, без використання згущення сіткових ліній та застосування адаптацій. У такому випадку масштаб фільтра постійний для всієї розрахункової області і не виникає проблем із вибором його значення.

Метод кінцевих об'ємів передбачає інтегрування рівнянь руху рідини і перенесення скалярних величин за об'ємами осередків розрахункової сітки. По теоремі Гауса для довільної векторної або тензорної величини  $F$ :

$$\int (\nabla \cdot F) d\Omega = \sum (F_i \cdot n_i) \cdot \Delta S_i \quad (2.17)$$

При інтегруванні розв'язуваних рівнянь в осередку проводиться

підсумовування потоків *маси, імпульсу, енергії і турбулентних величин*, обчислених на гранях осередків. Оскільки кожна грань розділяє дві сусідні комірки, відповідний потік входить в дискретні рівняння для обох осередків з різними знаками. Цим забезпечується точність маси, імпульсу, енергії і інших шуканих величин в розрахунковій області.

## 2.5 Дискретизація розрахункової області

Одним із найефективніших чисельних підходів до розв'язання рівнянь газової динаміки вважається метод контрольних об'ємів (МКО) [71].

У цьому методі розрахункову область поділяють на певну кількість непересічних контрольних об'ємів  $\Omega$ . Потім диференціальні рівняння (2.1) інтегрують у межах кожного контрольного об'єму. У підсумку дискретне подання системи рівнянь у декартових координатах для двовимірного простору набуває такого вигляду [71]:

$$\begin{cases} \Omega \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j \Delta n_j)_{ip} = 0, \\ \Omega \left( \frac{\rho V_j - \rho^0 V_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j V_i \Delta n_j)_{ip} = \sum_{ip} (p \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu \left[ \frac{\partial V_j}{\partial x_i} + \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{V_i}} \Omega, \\ \Omega \left( \frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j \Delta n_j \phi)_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma \left[ \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\phi} \Omega, \end{cases} \quad (2.18)$$

де  $\Omega$  - контрольний об'єм;  $S_\phi$  - контрольна поверхня, що обмежує контрольний об'єм;  $dn_j$  - диференціал декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні;  $\Delta t$  - крок за часом;  $\Delta n_j$  - приріст декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні; індекс « $ip$ » - обчислення в точці інтегрування й підсумовування по всіх точках інтегрування даного контрольного об'єму; індекс « $0$ » - величина відповідає попередньому часовому значенню.

Значення, отримані при рішенні, приводяться до центру контрольного об'єму. Для знаходження значень всередині елемента сітки використовуються

апроксимуючі функції (функції форми) кінцевих об'ємів.

Зміна деякої змінної  $\phi$  всередині об'єму записується як:

$$\phi = \sum_{i=1}^n N_i \phi_i, \quad (2.19)$$

де  $N_i$  - апроксимуюча функція вузла;  $\phi_i$  - значення змінної у вузлі;  $n$  - число вузлів елемента.

Сумується по по всім вузлам елемента. При цьому апроксимуюча функція має наступні властивості:

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1, \quad (2.20)$$

$$N_j = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j. \end{cases} \quad (2.21)$$

Однією з ключових характеристик методу контрольних об'ємів (МКО) є гарантоване інтегральне збереження таких фізичних величин, як маса, імпульс і енергія, як у межах окремих груп контрольних об'ємів, так і для всієї обчислювальної області.

При використанні багатостінної сітки для представлення фізичної області контрольні об'єми мають форму простих геометричних фігур, таких як тетраедри, піраміди, шестигранники тощо. У цій роботі основний акцент зроблено на використанні тетраедральних і призматичних сіток для моделювання обчислювальної області. Такий вибір обумовлений зручністю представлення складних геометричних об'єктів, а також можливістю гнучкої адаптації сітки до особливостей газодинамічного процесу, що досліджується.

Для побудови різницевої сітки застосовано алгоритм «Octree» [51]. Суть цього методу полягає в тому, що на задану область накладається попередньо створена сітка, після чого всі її елементи, що виходять за межі обчислюваної області, відсікаються. Далі виконується коригування вузлів, розташованих поблизу меж, щоб вони точно відповідали кутам, ребрам і границям області.



### 2.5.1 Схема дискретизації

Характерною особливістю обчислювальних алгоритмів є використання схем різного порядку точності, що залежить від способу дискретизації конвективних членів у загальному рівнянні збереження. Для цього необхідно виразити змінну  $\phi_{ip}$  через значення  $\phi$  у вузлах. Схема, яка застосовується для дискретизації конвективних складових, має такий вигляд [71]:

$$\Phi_{ip} = \Phi_{ip} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r}, \quad (2.22)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт змішування,  $0 < \beta < 1$ ;  $\phi_{ip}$  - значення  $\phi$  у вузлі, розташованого навпроти потоку;  $\vec{r}$  - вектор з вузла, розташованого навпроти потоку, до точки інтегрування.

Залежно від вибору коефіцієнта змішування  $\beta$  та методу обчислення  $\nabla \phi$  можна отримати схеми різного порядку точності.

У даній роботі застосовується високоточна схема з  $\beta = 1$ . При цьому коефіцієнт змішування  $\beta$  локально наближається до значення 1, не спричиняючи локальних осциляцій. Параметр  $\nabla \phi$  визначається як градієнт для контрольного об'єму, обчислений у вузлі, розташованому в напрямку потоку. Для векторних величин, зокрема швидкості, коефіцієнт  $\beta$  визначається окремо для кожної компоненти вектора.

Урахування стисливості здійснюється на основі рівняння нерозривності, де складова масового перенесення включає залежність від густини  $\rho$ , яка, своєю чергою, визначається через тиск  $p$  та конвективну швидкість  $V$ . Для стисливих течій дискретизація цих компонент виконується, по можливості, неявно на кожному часовому кроці із застосуванням лінеаризації методу Ньютона-Рафсона:

$$(\rho V)^k A \approx \rho^k \cdot V^{k-1} \cdot A + \rho^{k-1} \cdot V^k \cdot A - \rho^{k-1} \cdot V^{k-1} \cdot A. \quad (2.23)$$

Індекси  $(k-1)$  та  $k$  відповідно вказують на значення, отримані на попередньому й поточному часовому кроці.

Лінеаризація рівнянь, які отримано при застосуванні МКО для всіх елементів розрахункової області, є дискретною консервативною системою, яка може бути записана в наступному вигляді [77]:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i, \quad (2.24)$$

де  $\phi$  - невідоме розв'язання;  $a$  - коефіцієнт при невідомих;  $b$  – вільні члени;  $i$  - індекс, що вказує на номер відповідного контрольного об'єму або вузла, який описує рівняння;  $nb$  - індекс, що означає сусідній номер відповідного контрольного об'єму, для якого записується рівняння.

Контрольний об'єм може мати різне число сусідніх елементів, що дозволяє використовувати метод для структурованих сіток, так і для неструктурованих. З урахуванням цього, для всіх контрольних об'ємів визначається система лінійних рівнянь. Для скалярних виразів (наприклад, ентальпії або кінетичної енергії турбулентності) значення  $a_i^{nb}$ ,  $\phi_i^{nb}$  та  $b_i$  є деяким числом, а для повного рівняння імпульсу в тривимірній постановці задання величини  $a_i^{nb}$ ,  $\phi_i^{nb}$  і  $b_i$  являють собою матриці векторів [71]:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad \phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i^{nb}. \quad (2.25)$$

При такому підході до обчислень рішення зберігає свою повноту, а рядки матриць змінюються однаково, що відрізняється від підходів, де для обчислення імпульсу й маси застосовуються різні алгоритми. Це забезпечує кілька ключових переваг: стабільність, ефективність, універсальність і простоту реалізації.

У прийнятій розділеній схемі спочатку розв'язується рівняння збереження імпульсу з використанням наближеного значення тиску, а потім виконується корекція отриманих наближених результатів.

При цьому пов'язаний лінійний вирішувач дозволяє знаходити розв'язок рівнянь (для кожної компоненти швидкості та тиску) як єдиної системи. Такий підхід дає змогу застосовувати повністю неявну дискретизацію рівнянь на кожному часовому кроці. У випадку стаціонарної постановки задачі часовий крок виконує роль «параметра прискорення», що сприяє зближенню наближеного рішення до стаціонарного. Це скорочує кількість ітерацій, необхідних для досягнення збіжності.

Процес розв'язку кожного набору рівнянь, що описує змінні поля, складається з двох основних обчислювальних операцій на кожному часовому кроці:

1) Генерація коефіцієнтів – нелінійні рівняння піддаються лінеаризації та включаються в матрицю розв'язку.

2) Розв'язання рівнянь – отримана система лінійних рівнянь вирішується за допомогою алгебраїчного багатосіткового методу.

Під час передачі розв'язку у вирішувач для зовнішніх ітерацій або ітераційного процесу за часовими кроками здійснюється контроль за фізичним часом або часовим кроком, залежно від того, чи задача є стаціонарною або нестаціонарною. У стаціонарних розрахунках на одну зовнішню ітерацію припадає лише одна внутрішня (відповідальна за лінеаризацію), тоді як для нестаціонарного випадку на одному часовому кроці виконується кілька внутрішніх ітерацій. Лінеаризована система рівнянь може бути представлена у загальній векторній формі [71]:

$$[a] \cdot [\phi] = [b] \quad (2.26)$$

де  $[a]$  - матриця коефіцієнтів;  $[\phi]$  - вектор рішення;  $[b]$  - вектор вільних членів системи.

Отримана система вирішувалася ітеративно з використанням початкового наближення для невідомих  $\phi^n$ , яке потім, коректувалося поправкою  $\phi'$ , що забезпечувало більш точне значення  $\phi^{n+1}$ :

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (2.27)$$

де  $\phi'$  - рішення виразу.

$$a \cdot \phi' = r^n \quad (2.28)$$

Цей вираз має величини нев'язок  $r^n$ , що отримуються з виразу:

$$r^n = b - a \cdot \phi^n \quad (2.29)$$

При повторенні зазначених дій рішення досягає необхідного рівня точності.

### 2.5.2 Введення в побудову розрахункових сіток

Під час дискретного моделювання диференціальних рівнянь у частинних похідних, що описують поведінку континууму, виникають нові параметри, зокрема часові та просторові кроки обчислювальної сітки. Формування просторової сітки є одним із ключових етапів чисельного розв'язання неперервних енергетичних задач за допомогою методів кінцевого об'єму та кінцевих елементів.

У більшості випадків якість обчислювальної сітки відіграє вирішальну роль у забезпеченні достовірності чисельних розрахунків. Використання сіток, що не відповідають специфіці задачі, може призвести до зниження точності отриманих результатів, втрати збіжності, появи нестабільностей і навіть пошкодження чисельного розв'язку.

Розглянемо основні характеристики обчислювальних сіток.

*Структура.* Структура сітки визначається взаємозв'язками між її елементами та їхнім розташуванням у просторі. Якщо вузли розрахункової сітки розташовуються за певним загальним правилом, така сітка називається структурованою або регулярною. У разі, коли положення вузлів не має чітко визначеної закономірності, а зв'язки між сусідніми елементами змінюються, сітка вважається неструктурованою або нерегулярною. На рис. 2.3 показано приклади регулярної (а) і нерегулярної (б) сіток для однієї й тієї самої геометричної області.

*Конформність* (узгодженість). Конформною називають сітку, у якій елементи задовольняють умові: якщо два елементи перетинаються, то їхня спільна

область є їхньою загальною гранню або ребром. На рис. 2.4 наведено приклади конформної та неконформної сіток.

У практичних розрахунках вибір між структурованими та неструктурованими сітками залежить від специфіки задачі та складності вихідної геометрії.

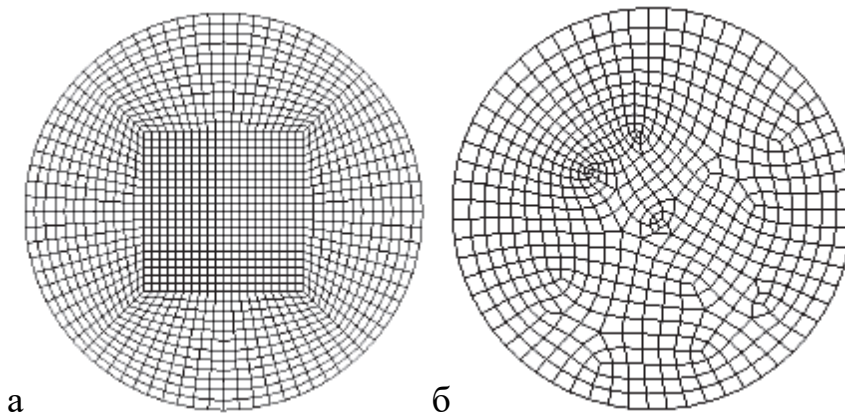


Рисунок 2.3 - Структура розрахункових сіток: а) регулярна сітка; б) нерегулярна сітка.

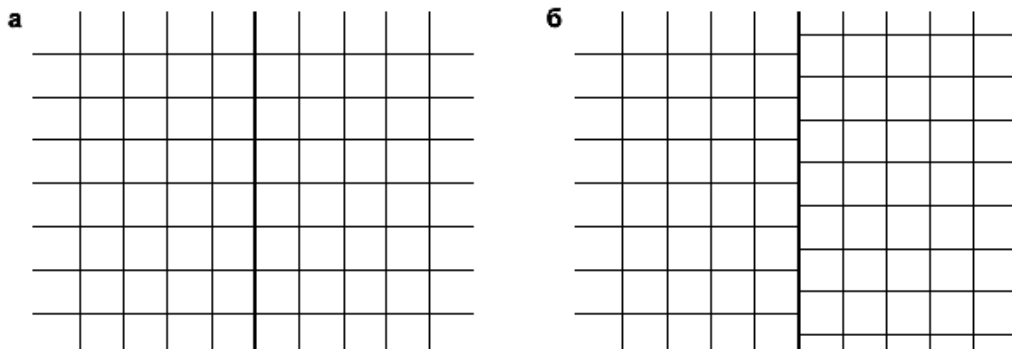


Рисунок 2.4 - Узгодженість розрахункових сіток: а) конформна сітка; б) неконформна сітка.

*Форма елементів.* Обчислювальні сітки відрізняються за формою елементів, з яких вони складаються. У випадку двовимірних (2D) геометрій виділяють два основні типи сіткових елементів: трикутні (рис. 2.5, а) та чотирикутні (рис. 2.5, б). Для тривимірних (3D) областей розрахункові сітки можуть складатися з гексаедрів (рис. 2.5, в), тетраедрів (рис. 2.5, г), призм (рис. 2.5, д) і пірамід (рис. 2.5, е).

Крім того, можливе використання гібридних сіток, які містять комбінацію різних типів елементів, перелічених вище.

Варто зазначити, що сітки, побудовані на основі чотирикутних елементів або гексаедрів, зазвичай містять меншу кількість елементів у порівнянні з тетраедральними сітками. Це дозволяє значно прискорити процес отримання чисельного розв'язку.

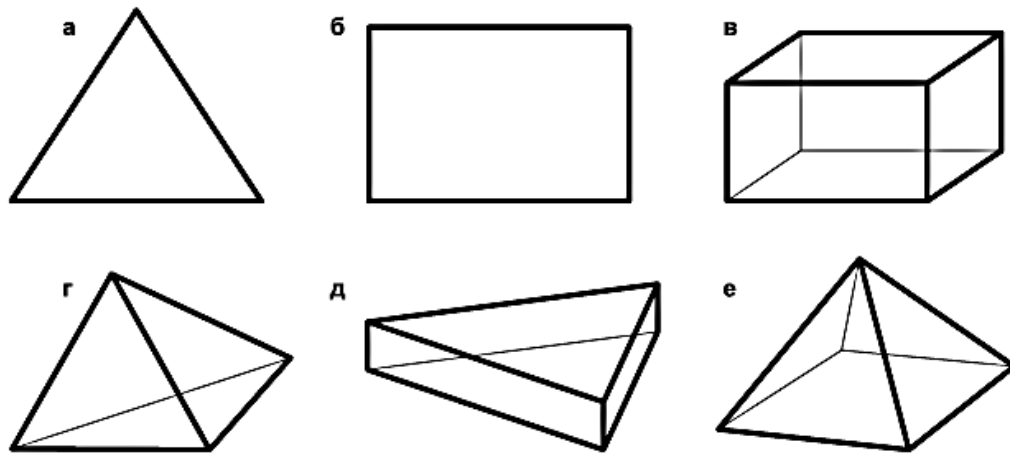


Рисунок 2.5 - Форми елементів розрахункових сіток.

*Розміри сітки і сіткових елементів.* Розмір розрахункової сітки визначається загальною кількістю її вузлів та/або елементів, а розмір окремого сіткового елемента характеризується довжиною його найбільшої грані. Чим дрібніші елементи сітки, тим точніше вона відтворює геометрію досліджуваної області, що сприяє підвищенню точності отриманого розв'язку.

Однак варто враховувати, що зменшення розмірів сіткових елементів значно збільшує обчислювальні витрати. Тому важливо знайти оптимальний баланс між точністю апроксимації та продуктивністю розрахунків.

*Деформація сіткових елементів.* Деформація сіткового елемента визначається ступенем його відхилення від певного базового елемента. Для того щоб сітка була коректною, елементи мають утворюватися шляхом взаємно-однозначного невиродженого перетворення базових форм.

Основними характеристиками деформації є:

- відношення довжин сусідніх ребер елемента;
- кути між дотичними ребрами;
- ступінь спотворення геометрії елемента.

При побудові розрахункових сіток важливо враховувати всі ці параметри. Оптимальна сітка – це та, яка дозволяє максимально ефективно проводити обчислення шуканих фізичних величин у заданій геометрії.

### 2.5.3 Критерії якості розрахункових сіток

*Якісна дискретизація геометричної моделі.* Процес якісної дискретизації геометричної області є одним із найважливіших етапів чисельного розв’язання задачі. Залежно від особливостей чисельного аналізу та конфігурації обчислюваної області побудова сітки може бути як відносно простою та швидкою, так і доволі складною та ресурсоємною.

Чим складніша геометрія моделі, тим важче (а іноді й неможливо) створити для неї структуровану сітку з гексаедральними чарунками, яка, у свою чергу, сприяє швидшій збіжності чисельного розв’язку.

*Вплив типу аналізу на вибір сітки.* Характер задачі та методи її розв’язання накладають певні вимоги на структуру сітки. Наприклад, у гідродинамічних розрахунках в’язких течій поблизу твердих стінок для точного опису параметрів прикордонного шару необхідно використовувати детальні сітки з видовженими призматичними чарунками. При цьому співвідношення розмірів сусідніх чарунок не повинно перевищувати встановленого значення.

Під час створення розрахункової сітки необхідно ретельно аналізувати геометрію області та специфіку задачі. Важливо визначити:

- оптимальні масштаби розрахункових чарунок,
- ділянки, де можлива побудова структурованої сітки,
- області, в яких доцільніше використовувати тетраедральні елементи.

*Ітераційний процес побудови сітки.* Формування якісної розрахункової сітки

зазвичай потребує ітераційного підходу, що включає такі основні етапи:

- 1) визначення параметрів і налаштувань для сітки;
- 2) побудова початкової сітки;
- 3) перевірка її якості та, у разі незадовільного результату, повернення до попередніх кроків.

Таким чином, створення оптимальної розрахункової сітки є ключовою складовою точності та ефективності чисельного моделювання.

## 2.6. Спосіб обробки результатів чисельного дослідження

Пропускна здатність клапана визначається наведеним коефіцієнтом витрат та представлена в безрозмірному вигляді в залежності від відносного відкриття клапана й відношення тисків:

$$q = \frac{G}{G_*} = f(\bar{h}, \varepsilon) \quad (2.30)$$

де  $G_*$  - витрата робочого тіла через клапан (при критичному режимі течії без врахування втрат енергії);  $G$  - дійсна витрата робочого тіла через клапан;  $\bar{h} = h/d_n$  - відносне відкриття клапана (відношення значення підйому основної запірної чаші до діаметру її посадки на сідло);  $\varepsilon = P_2/P_0^*$  - відносний тиск (відношення статичного тиску за дифузornoю частиною сідла до повного тиску на вході в клапанну коробку).

Витрата робочого тіла при критичному режимі течії для зіставлення результатів розрахунку з даними модельних експериментальних досліджень визначена за формулою:

$$G_* = F_n \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{P_0^*}{V_0^*}}, \quad (2.31)$$

де  $F_n$  - визначальна площа, взята по діаметру посадки клапана;  $k$  - показник ізоентропи (для повітря  $k = 1,4$ , для перегрітої пари  $k = 1,3$ );  $V_0^*$  - питомий об'єм робочого тіла на вході в клапанну коробку, що визначається за повними



параметрам.

При виконанні математичного моделювання газодинамічних процесів в проточному тракті клапана необхідно визначити граничні умови на вхідний та вихідний межі розрахункової області.

В даних експериментальних досліджень параметри робочого тіла на вході найчастіше представлені значеннями статичної температури й тиску.

В цьому випадку визначення повних параметрів потоку проводиться таким чином:

1) Визначення витрати пари за результатами експерименту:

- для клапана без розвантаження:

$$G_{експ} = G_* \cdot q_{експ}; \quad (2.32)$$

де  $q_{експ}$  - наведений коефіцієнт витрати, визначений за результатами модельного експерименту;  $G_{nn}$  - витрата пара на другий ступень промперегріву, що приймається із результатів теплового розрахунку турбіни для номінального режиму роботи (прийнята постійним для всіх розрахунків).

2) Визначення середньовитратної швидкості парового потоку у підводящому патрубку клапана:

$$C_0 = \frac{G_{експ} \cdot V_0}{F_{вп}} \quad (2.33)$$

де  $F_{en}$  - площа прохідного перерізу підводящого патрубку клапана.

3) Визначення перепаду ентальпії по вхідний швидкості:

$$\Delta h_0 = \frac{C_0^2}{2} \quad (2.34)$$

4) Визначення повної ентальпії на вході в клапан:

$$i_0^* = i_e + \Delta h_0 \quad (2.35)$$

5) Визначення тиску и температури загальмованого потоку на вході:

$$P_0^* = f(i_0^*, S_0), T_0^* = f(i_0^*, S_0), S_0 = f(T_0, X_0). \quad (2.36)$$

Втрати енергії робочого тіла в РК та ВП оцінювалися за коефіцієнтом внутрішніх (гідравлічних) втрат:

$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{P_0^* - P_2^*}{0.5 \cdot (P_0^* - P_0 + P_2^* - P_2)}, \quad (2.37)$$

де  $P_0^*$  - повний тиск на вході в РК (ВП);  $P_0$  - статичний тиск на вході в РК (ВП);  $P_2^*$  - повний тиск на виході за дифузором РК (вихідний переріз ВП);  $P_2$  - статичний тиск на виході за дифузором РК (вихідний переріз ВП)

У формулі (2.37) втрати повного тиску віднесені до середнього напору, що визначається у вхідному й вихідному перерізі РК або ВП.

Зміна втрат енергії в соплах регулюючого ступеня визначалася за коефіцієнтом втрат кінетичної енергії:

$$\zeta_c = 1 - \frac{1 - \left(P_{1c}/P_{1c}^*\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(P_{1c}/P_0^*\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.38)$$

де  $P_0^*$  - повний тиск на вході в сопла;  $P_{1c}^*$  - повний тиск за соплами;  $P_{1c}$  - статичний тиск за соплами.

Ступень нерівномірності розподілу параметрів парового потоку оцінювалася за розподілом повного тиску в перерізі й визначалася за коефіцієнтом нерівномірності:

$$\chi_{p^*} = \frac{P_{\max}^* - P_{\min}^*}{\bar{P}^*}, \quad (2.39)$$

де  $P_{\max}^*(\min)$  - максимальне (мінімальне) локальне значення повного тиску у вибраному перерізі;  $\bar{P}^*$  - осереднене по витраті значення повного тиску у вибраному перерізі.

## Висновки по розділу 2

1. Сучасний розвиток обчислювальної техніки та чисельних методів розв'язання системи рівнянь, іменованих CFD (Computation Fluid Dynamics), що описують газодинамічні процеси, дозволяє моделювати рух робочого тіла в проточному тракті різної конфігурації. Це забезпечує детальний аналіз процесів у паропроводах електростанцій без необхідності дорогих експериментальних

випробувань. Тому був проведений критичний аналіз відомих методів дослідження газодинамічних процесів. В результаті сформовано розрахункову модель і обрано чисельний метод дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті системи паророзподілу.

2. Газодинамічні процеси у проточному тракті системи паророзподілу описуються рівняннями Нав'є-Стокса, які доповнюються моделями турбулентності. Для вирішення задачі обрано метод усереднених рівнянь Нав'є-Стокса (RANS), що дозволяє отримати ефективне чисельне рішення з прийнятною обчислювальною складністю.

3. Робоче середовище у системі паророзподілу, що розглядається, є стисливим, теплопровідним та змінює свої властивості залежно від температури та тиску. Для точного моделювання використано рівняння стану IAPWS-95, що враховує термодинамічні властивості водяної пари при високих температурах і тисках.

4. Накопичена велика кількість об'єктивної інформації про можливості різних напівемпіричних моделей турбулентності при моделюванні тих чи інших типів в'язких течій. Проведено аналіз напівемпіричних моделей турбулентності, таких як  $k$ - $\epsilon$ ,  $k$ - $\omega$ , SST, LES, DES та Reynolds-Stress Model (RSM). Враховуючи необхідність точного опису пристінкових процесів та мінімізації похибки при чисельному моделюванні, обрана модель  $k$ - $\omega$  SST (Shear Stress Transport), яка забезпечує високу точність для складних потоків у проточних каналах елементів системи паророзподілу. Альтернативні методи, такі як LES та DES, забезпечують вищу точність, але вимагають значних обчислювальних ресурсів, що робить їх менш ефективними у практичному застосуванні.

5. Для чисельного розв'язку було обрано метод контрольних об'ємів (Finite Volume Method), який дозволяє ефективно розв'язувати рівняння Нав'є-Стокса. Розрахункова область була розбита на неструктуровану тетраедральну та

призматичну сітку для найкращої адаптації до складної геометрії елементів системи паророзподілу. Вибір структурованої або неструктурованої сітки залежав від конкретних особливостей розрахункової області, при цьому особлива увага приділялася точності моделювання пристінкових шарів.

### РОЗДІЛ 3. ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РК ЦСТ К-200-130

Для перевірки доцільності та адекватності предсталеного розрахункового методу в розділі 2 будуть порівняні напружено-деформовані стани клапана, для яких тепловий стан буде розраховано двома способами:

1. З визначенням граничних умов теплообміну I-IV роду на основі критеріальних рівнянь.
2. Дослідженням газодинаміки потоку, сформованого в проточному тракті регулюючого клапана та впливу структури потоку на елементи поверхні корпусу клапана.

В якості об'єкта дослідження обрано проточний тракт паровпускного відсіку в регулюючому клапані циліндра середнього тиску турбіни К-200-130.

#### 3.1 Граничні умови теплообміну I-IV роду

У розрахунках теплообміну застосовують чотири типи ГУ, які називають родами. Граничні умови теплообміну необхідно ставити, як на зовнішній поверхні тіла (зовнішні ГУ), так і, при розташуванні кордону розрахункової області всередині тіла, на внутрішній поверхні (внутрішні ГУ). Граничні умови першого і другого родів можуть бути як зовнішніми, так і внутрішніми, граничні умови третього роду - тільки зовнішні граничні умови, граничні умови четвертого роду - тільки внутрішні граничні умови.

Крайова задача нестационарної теплопровідності клапанів вирішується за допомогою рівняння виду [18]:

$$\operatorname{div}\left[\lambda(T)\operatorname{grad} T\right]=c(T)\gamma(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (3.1)$$

де  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$ , - функції температури і координат при початковій умові  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  та граничних умовах I, II, III або IV роду.

На поверхнях клапанів задаються нестационарні ГУ I - IV роду з врахуванням експлуатаційних змінних режимів роботи [20].

При граничних умовах I роду задають значення температури на кордоні розрахункової області:

$$T|_w = f(x_{1,w}, \tau), \quad (3.2)$$

де індекс  $w$  означає "межа";  $x_{1,w}$  - координати кордону заданої розрахункової області. В окремому випадку ця температура після миттєвої зміни до температури  $T_w$  може залишатися незмінною в часі і не змінюватися уздовж кордону:

$$T|_w = T_w = \text{const}, \quad (3.3)$$

При граничних умовах II роду задають значення щільності теплового потоку на кордоні розрахункової області:

$$q|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (3.4)$$

де індекс  $w$  означає "межа";  $x_{1,w}$  - координати кордону заданої розрахункової області.

З урахуванням закону Фур'є ГУ II роду можна записати в такий спосіб [20]:

$$\underbrace{-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{закон Фур'є}}|_w = q_w(x_{1,w}, \tau), \quad (3.5)$$

де  $n$  - координата, спрямована по нормалі до межі розрахункової області.

В окремому випадку щільність теплового потоку  $q_w$  може не змінюватися уздовж кордону розрахункової області і бути постійною в часі:

$$q|_w = q_w = \text{const}, \quad (3.6)$$

При граничних умовах III роду задають температуру зовнішнього середовища, що оточує тіло, і закон теплообміну між середовищем і поверхнею тіла. Граничні умови третього роду є найбільш загальними і часто використовуваними в практиці розрахунків граничними умовами. В якості закону теплообміну між навколишнім тіло середовищем і поверхнею тіла найбільш часто

в інженерних розрахунках використовують закон тепловіддачі - закон Ньютона:

$$q|_w = \alpha \cdot (T_f - T_w), \quad (3.7)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі (згадаємо, що в загальному випадку тепловіддача відбувається конвекцією і випромінюванням);  $T_f$  - температура флюїду;  $T_w$  - температура поверхні тіла.

З урахуванням закону Фур'є ГУ III роду можна записати в такий спосіб [20]:

$$\underbrace{\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial n}}_{\text{закон Фур'є}} \Big|_w = \alpha \cdot (T_f - T_w), \quad (3.8)$$

де знак + або - в законі Фур'є залежить від вибору початку системи координат.

У розрахунках теплопровідності використовують безрозмірну форму записи граничних умов третього роду^

$$\pm \frac{\partial \Theta}{\partial X} \Big|_w = Bi \cdot \Theta_w, \quad (3.9)$$

де  $\Theta = \frac{T_f - T}{T_f - T_0}$  - безрозмірна температура,

$X = \frac{x}{R}$  - безрозмірна координата, що перпендикулярна поверхні теплообміну

$R$  - характерний або визначальний розмір тіла;

$Bi = \alpha R / \lambda_w$  - критерій Біо (Biot);

$\lambda_w$  - коефіцієнт теплопровідності твердого тіла.

Критерій Біо - визначальний критерій в завданнях теплопровідності, тобто від його величини залежить інтенсивність процесу теплопровідності. Фізичний сенс критерію Біо можна розкрити, записавши його формулу у вигляді:

$$Bi = \frac{\alpha}{(R / \lambda_w)} = \frac{(R / \lambda_w)}{(1 / \alpha)}, \quad (3.10)$$

Тобто критерій Біо характеризує:

а) відношення інтенсивності зовнішнього теплообміну ( $\alpha$ ) до інтенсивності внутрішнього теплообміну ( $\lambda / R$ );

або

б) відношення термічного опору теплопровідності ( $R / \lambda$ ) до термічного опору конвективного тепловіддачі ( $1 / \alpha$ ).

Граничні умови IV роду задають умови теплообміну на кордоні ідеального контакту двох тіл, що складаються з різної речовини з різними фізичними властивостями. В цьому випадку в зоні ідеального контакту в обох тіл рівні температури і теплові потоки

$$\begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ q_{w1} = q_{w2} \end{cases}, \text{ або, використовуючи закон Фур'є } \begin{cases} T_{w1} = T_{w2} \\ \lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w = \lambda_2 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_w \end{cases}, \quad (3.11)$$

Методи розв'язання крайової задачі теорії теплопровідності можна поділити на дві основні категорії. Перша група охоплює методи, що базуються на сучасних підходах математичного аналізу, обчислювальної математики та комп'ютерних технологій, через що їх називають теоретичними. До другої групи належать методи, які передбачають визначення температурного поля шляхом експериментальних досліджень, тому їх класифікують як експериментальні.

Експериментальні методи поділяються на методи теорії подібності та методи аналогій. У першому випадку температурне поле визначається на моделі, в якій відтворюється фізичний процес, аналогічний до процесу в об'єкті дослідження. Метод аналогій передбачає заміну вивчення теплопровідності аналізом іншого фізичного явища, що має схожі математичні закономірності. Аналогія полягає в тому, що рівняння переносу, які описують різні процеси, мають однакову математичну форму.

Теоретичні методи можна класифікувати на аналітичні, чисельні та чисельно-аналітичні. Аналітичні методи дають розв'язок у вигляді кінцевих формул або нескінченних рядів. Серед них виокремлюють точні аналітичні методи (метод поділу змінних, метод Фур'є, метод інтегральних перетворень, метод конформних відображень тощо) та наближені аналітичні методи (різні варіаційні підходи, метод



підстановок тощо). Варто зазначити, що точні аналітичні методи застосовуються лише для лінійних задач теорії теплопровідності.

Чисельні методи забезпечують розв'язок у вигляді набору значень температур у дискретних точках простору в певні моменти часу. Найпоширенішими підходами для вирішення задач теплообміну є метод сіток і метод кінцевих елементів.

Чисельно-аналітичні методи поєднують аналітичні підходи для визначення температур у дискретних точках. До таких методів належать метод граничних елементів, метод R-функцій, метод дискретного задоволення крайових умов тощо.

### 3.1.1 Розрахункова модель клапана ЦСТ турбіни К-200-130

На рисунку 3.1 представлена геометрична модель клапана ЦСТ турбіни К-200-130.

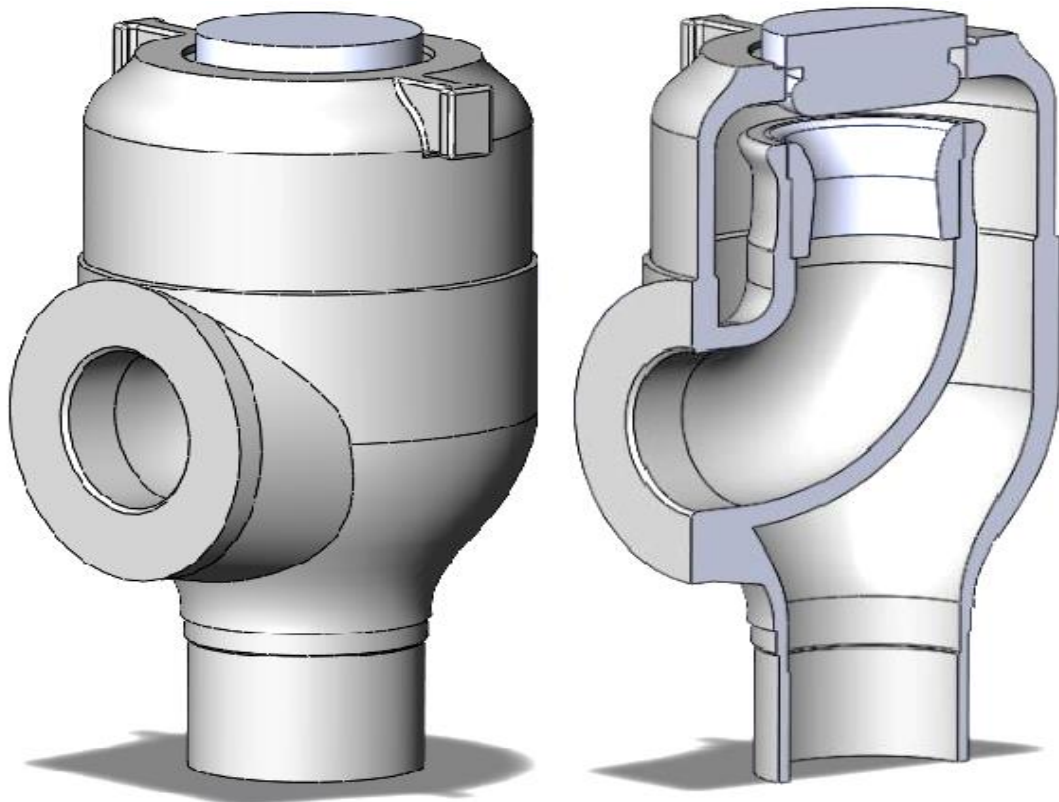


Рисунок 3.1 – Геометрична модель клапана ЦСТ К-200-130.

На рисунку 3.2 представлено розбиття клапана на характерні ділянки для

розрахунку граничних умов теплообміну I-IV роду.

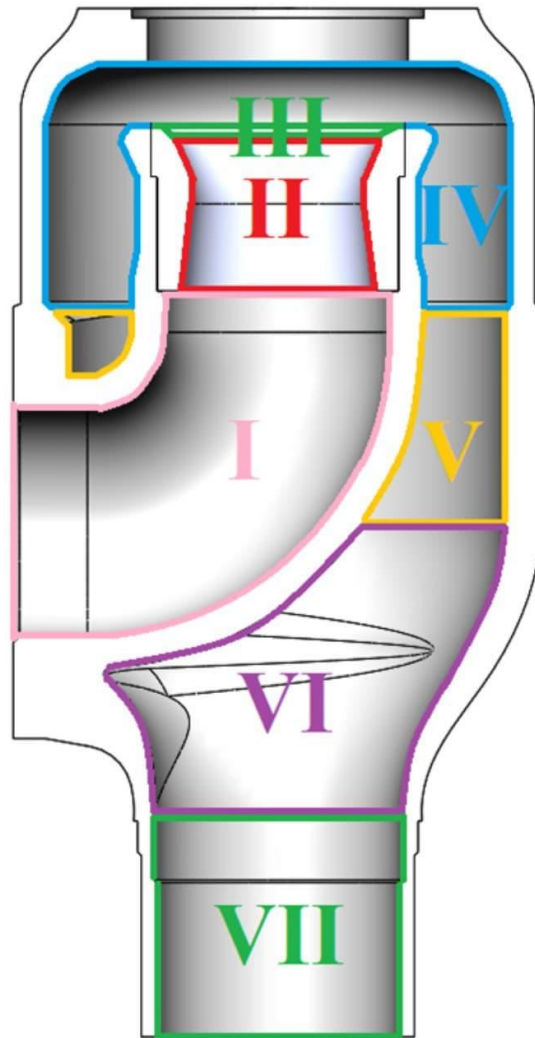


Рисунок 3.2 – Розбиття клапана на окремі ділянки для визначення граничних умов теплообміну.

Базуючись на інформації п.3.1 були порашовані температури, коефіцієнти тепловіддачі та тиски в окремих характерних ділянках клапана. Результати представлені в таблиці 3.1.

Рівняння подібності для парової коробки клапанів:

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \quad (3.12)$$

Рівняння подібності для області ходу штока клапана:

$$Nu = 0,06 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \quad (3.13)$$

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку граничних умов теплообміну для клапана ЦСТ турбіни К-200-130.

<b>I</b>	Температура, <b>T</b>	К	813
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	999
	Тиск, <b>p</b>	Па	2111764
<b>II</b>	Температура, <b>T</b>	К	813
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	1605
	Тиск, <b>p</b>	Па	2101205
<b>III</b>	Температура, <b>T</b>	К	813
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	2206
	Тиск, <b>p</b>	Па	2090699
<b>IV</b>	Температура, <b>T</b>	К	812
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	413
	Тиск, <b>p</b>	Па	2027293
<b>V</b>	Температура, <b>T</b>	К	812
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	545
	Тиск, <b>p</b>	Па	2017157
<b>VI</b>	Температура, <b>T</b>	К	812
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	635
	Тиск, <b>p</b>	Па	2007071
<b>VII</b>	Температура, <b>T</b>	К	812
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	896
	Тиск, <b>p</b>	Па	1997036
<b>VIII</b>	Густина теплового потоку, <b>q</b>	Вт/м <sup>2</sup>	134

Результати, що представлені в таблиці 3.1 будуть використані для отримання теплового стану клапана в наступних підрозділах.

### 3.2 Розрахунок газодинаміки регулюючого клапана

Описані нижче розрахунки регулюючого клапану були проведені при пуску з гарячого стану.

Розрахункові режими були обрані на підставі припущення щодо значного впливу відносного відкриття регулюючого клапана на формування структури парового потоку у відсіку.

Виходячи з цього, кожен відсік повинен досліджуватися для режимів, які відповідають течії пари у відсіку при п'яти положеннях відносного відкриття штока клапана. Проте для порівняння двох способів нам достатньо лише одного режиму при максимальній витраті.

Вихідні дані для досліджуваних режимів представлені в табл. 3.2.

Результати розподілу тиску в поперечному та повздовжньому перерізах клапана при режимі з максимальною витратою зображено на рис. 3.3.

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку паровпускної тракту

Параметр	Режим $\bar{h}$				
	0,014	0,028	0,042	0,056	0,07
Витрата на вході, кг/с	5,9	14,2	22,6	30,5	35,2
Степінь турбулентності на вході, %	5	5	5	5	5
Час, сек	60	1920	2400	3840	4800
Швидкість на вході	142,7	58,1	71,9	58,7	59,6
Тип робочого тіла	В'язка теплопровідна перегріта пара				

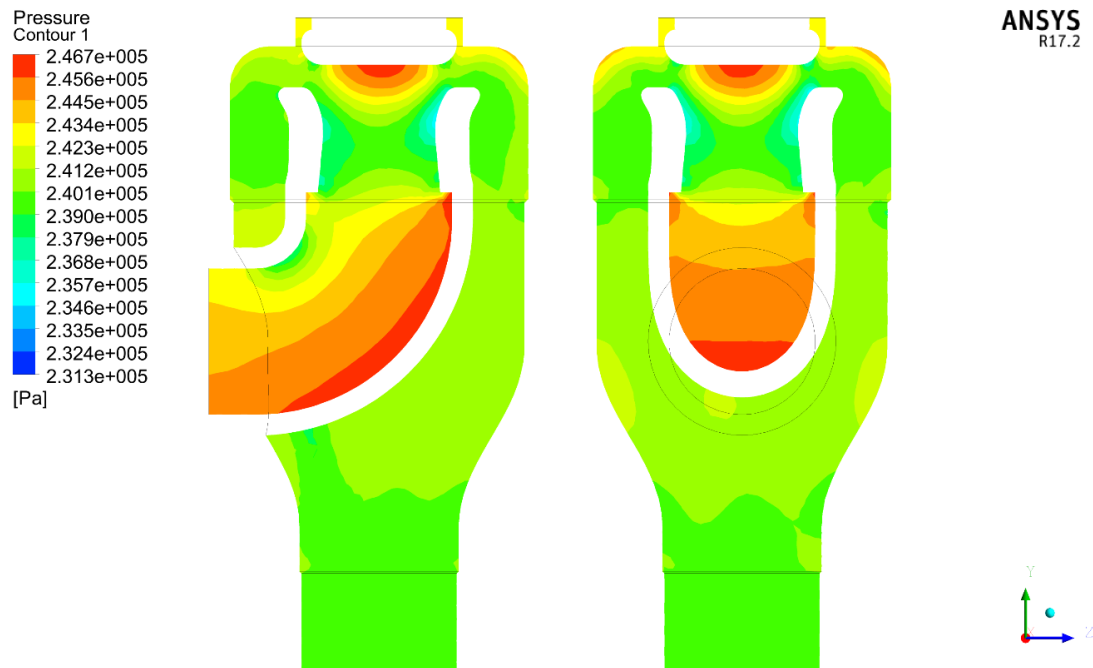


Рисунок 3.3 – Розподіл тиску на режимі  $\bar{h} = 0,07$  в проточному тракті відсіку.

На рис. 3.3 можна побачити зосередження максимальних тисків на вході у вхідний патрубок та в області запірної чаші штока клапана, де відбувається розбиття потоку пари.

Для наочного уявлення про формування вхідного потоку у передуючому елементі проточного тракту на рис. 3.4 зображено результати розподілу швидкості в повздовжньому та поперечному перерізах клапана.

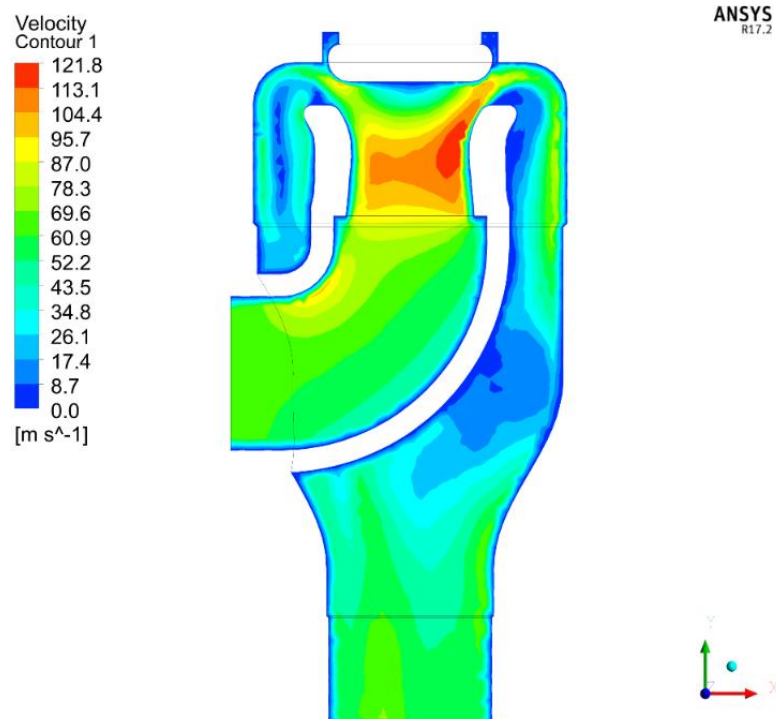


Рисунок 3.4 – Розподіл швидкості на режимі  $\bar{h} = 0,07$  в проточному тракті відсіку.

Видно, що зони прискорення потоку пара зосереджені в області між запірною чашею та сідлом клапана.

Результати візуалізації структури течії у відсіку регулюючого клапана для номінального режиму роботи РК представлено на рис. 3.5.

Структура потоку в тракті паровпуску для досліджених режимів роботи має вихровий характер, який неможливо побачити про розрахунках граничних умов теплообміну.

Наявність конструкції РК з одностороннім бічним підведенням пари в

клапанну коробку призводить до формування нерівномірності парового потоку перед входом в клапанний канал.

При такому підводі порушується осьова симетрія течії в проточній частині дифузornoї частини сідла, що викликає відрив потоку та утворення циркуляційної течії, яка отримує подальший розвиток в коробці клапана.

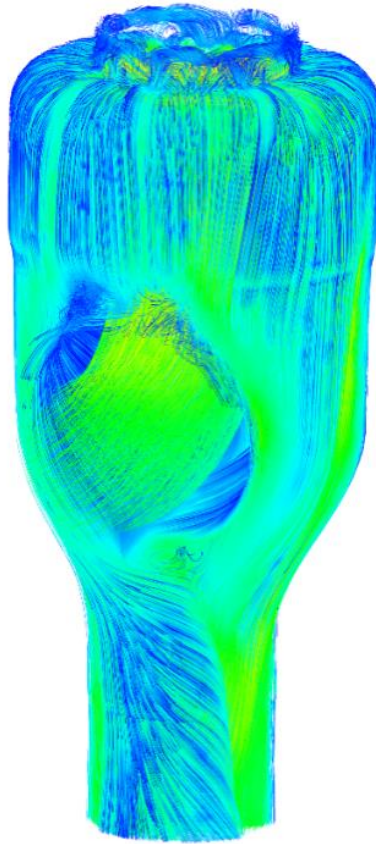


Рисунок 3.5 – Візуалізація лінії потоків в тракті РК для режиму  $\bar{h} = 0,07$  (з максимальною витратою).

Утворений нерівномірний потік сприймається металом корпусу клапанної коробки і призводить до виникненню можливих негативних наслідків описаних нижче в розділі.

Маючи наглядне зображення структури потоку в проточному тракті клапана, з виникненням вихорів в пристінних зонах клапана при різних розрахункових режимах, можна відмітити, що завихрення потоку виникають в однакових місцях.

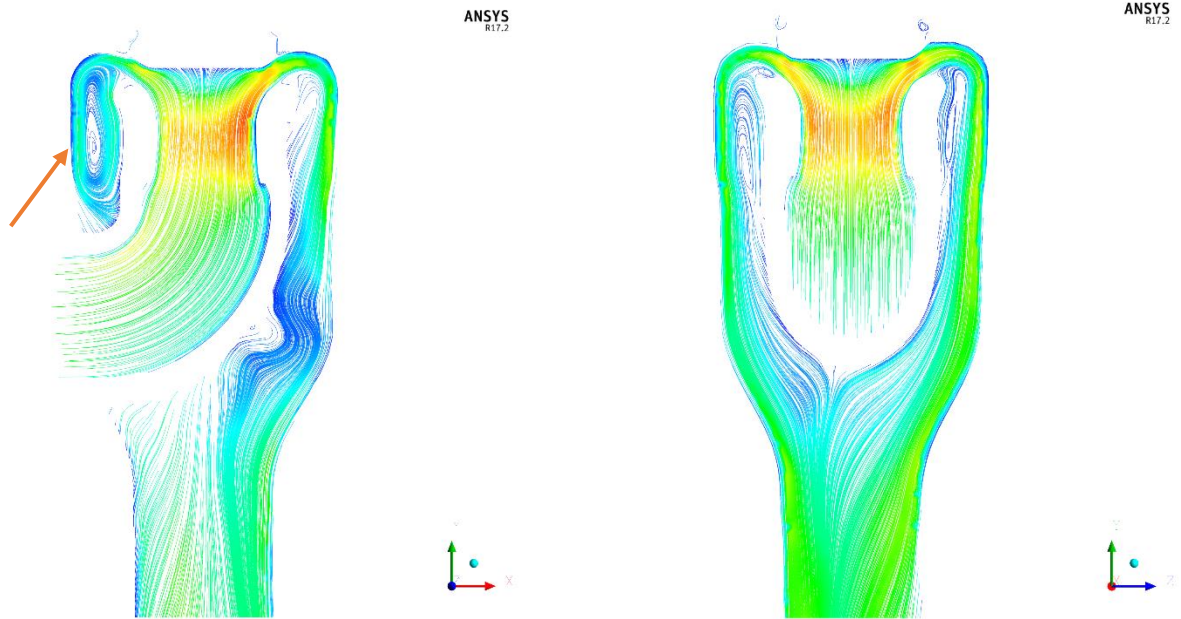


Рисунок 3.6 – Розташування вихорів на режимі  $\bar{h} = 0,07$  в проточному тракті відсіку. (Виникнення зон вихроутворення в пристінній зоні після сідла клапана).

При відносному відкритті РК в зазорі між запірною чашею та сідлом відбувається значне прискорення потоку. При такому режимі течії й різкому збільшенні прохідної площі в клапанному каналі неминуче відбувається відрив потоку як від профільної поверхні запірної чаші, так і від поверхні сідла.

Велика частина області циркуляційної течії утворюється в дифузійній частині сідла з боку підвідного патрубка клапана, де потік має найбільшу локальну швидкість.

Сформований таким чином потік потрапляє у коробку клапану, де отримує додаткову турбулізацію через вплив уступу за дифузorzом й подальшого різкого збільшення прохідного перерізу в його циліндричній частині.

### 3.3 Тепловий стан регулюючого клапана

Було проведено розрахунок теплового стану клапана РК ЦСТ турбіни К-200-130 при пуску з гарячого стану ГС.

Тепловий стан РК ЦСТ при пуску із гарячого стану на рис. 3.7, який отримано при дослідженні газодинаміки потоку, сформованого в проточному тракті



регулюючого клапана та впливу структури потоку на елементи поверхні корпусу клапана.

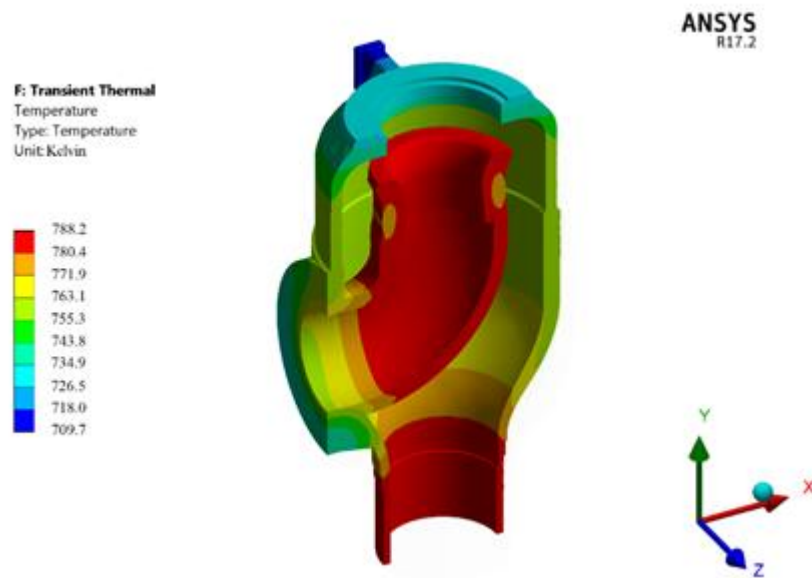


Рисунок 3.7 – Тепловий стан клапана при дослідженні газодинаміки.

Водночас на рис. 3.8 зображено тепловий стан клапана, що базується на розрахунку граничних умов теплообміну.

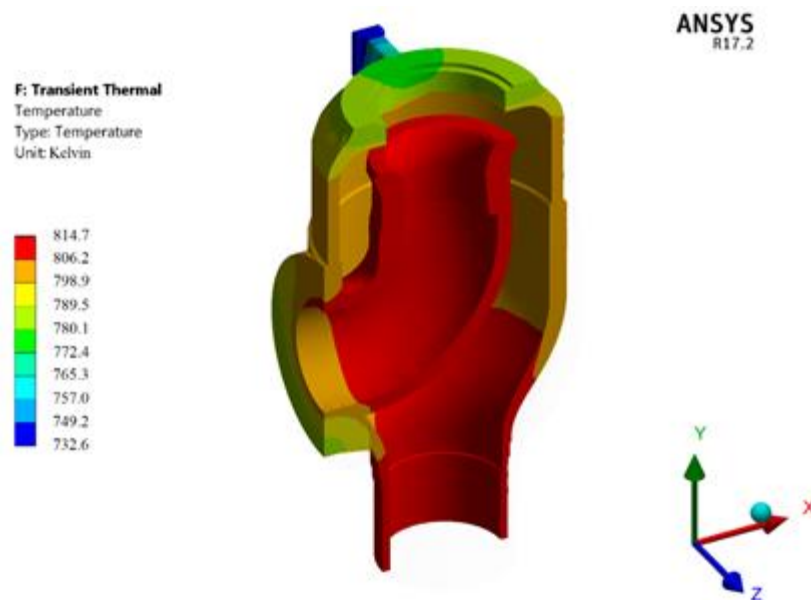


Рисунок 3.8 – Тепловий стан клапана при розрахунку граничних умов теплообміну.

На рис. 3.7 – 3.8 видно як температурні поля носять схожий характер, а



найбільші температури зосереджені в області вхідного патрубка та на виході з клапанної коробки. Проте спостерігаємо дещо різні показники температури в окремих зонах металу елемента.

### 3.4 Напружено-деформований стан регулюючого клапана

На даному етапі рахувалася стаціонарна задача теплопровідності з використанням температурних полів, отриманих обома способами, в якості початкових умов.

Напружено-деформований стан корпусу формує сумісна дія температурних напружень і напружень від тиску.

Напружено-деформований стан РК ЦСТ при дослідженні газодинаміки представлений на рис. 3.9.

А напружено-деформований стан РК ЦСТ при розрахунку граничних умов теплообміну представлений на рис. 3.10.

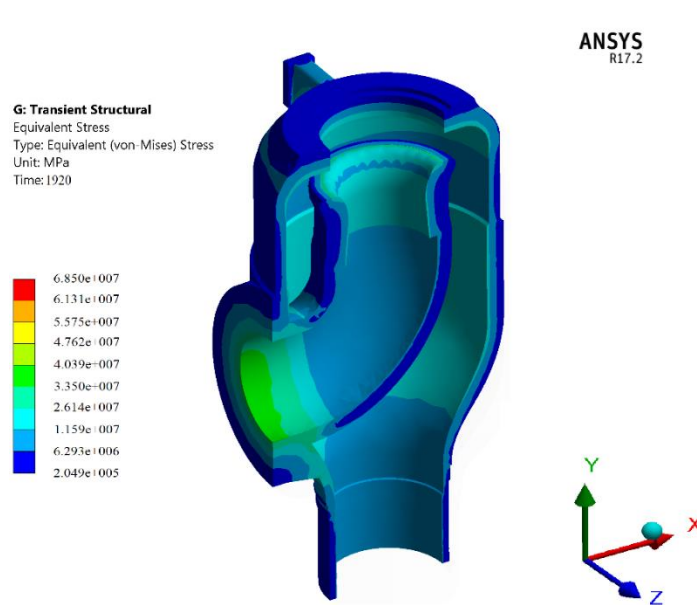


Рисунок 3.9 – НДС РК ЦСТ при врахуванні газодинаміки.

Максимальні напруження досягають найбільших значень в області кріплення вхідного патрубку з корпусом клапана.

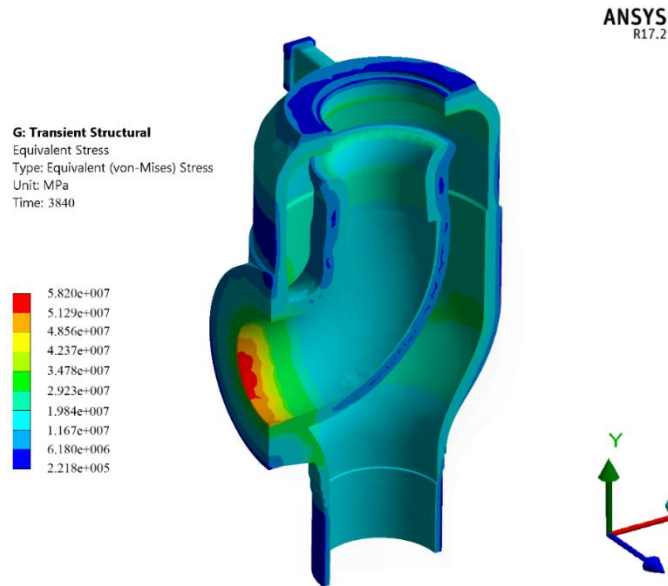


Рисунок 3.10 – НДС РК ЦСТ при розрахунку ГУ.

На рисунку 3.11 зображено мікроструктуру металу корпусу регулюючого клапана в зонах виникнення вихорів.

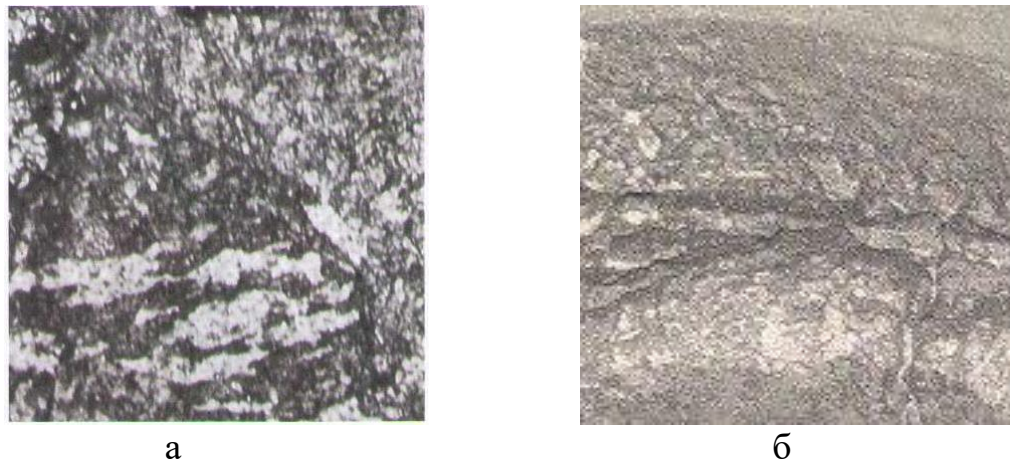


Рисунок 3.11 – Пошкодження металу внутрішньої частини корпусу регулюючого клапана в зонах виникнення вихорів (а-б).

Якщо зрівняти результати розрахунку газодинаміки з результатами розрахунку напружено-деформованого стану то напруження присутні в місцях кріплення вхідного патрубка та сідла клапана. Як показує діагностика металу проведена Лабораторією металів та зварювання окремого підприємства «Луганська ТЕС» ООО «ДТЕК Східенерго», можна побачити, що зони розтріскування знаходяться в місцях, де присутні вихори потоку [20]. Це пояснюється тим, що в

моделі газодинаміки, в пристінній області клапана виникають зони вихроутворення з перепадами тиску, які спричиняють розтріскування поверхні корпусу клапана.

### **Висновки до розділу 3**

1. Виконано порівняння двох підходів до визначення теплового стану клапана: метод із застосуванням граничних умов теплообміну I-IV роду, отриманих за критеріальними рівняннями та метод із врахуванням газодинамічних процесів, що відбуваються в проточному тракті клапана, включаючи вплив структури потоку на тепловий стан корпусу. Встановлено, що врахування газодинаміки дозволяє точніше оцінити локальні температурні навантаження та їх вплив на матеріал клапана.

2. Визначено особливості протікання пари через регулюючий клапан при різних ступенях відкриття. Виявлено формування вихорових структур у проточному тракті, особливо в зоні запірної чаші та сідла клапана. Встановлено, що вихори створюють нерівномірний розподіл швидкостей і тисків, що спричиняє додаткові механічні навантаження на корпус клапана.

3. Проведено розрахунок температурного поля клапана за двома підходами. Найвищі температури спостерігаються в області вхідного патрубку та клапанної коробки. Порівняння отриманих температурних полів показало, що метод, заснований на газодинамічному моделюванні, дає точніші результати з урахуванням локальних нагрівів та охолоджень.

4. Виконано чисельний аналіз напружень корпусу клапана, спричинених температурними та механічними навантаженнями. Максимальні напруження зосереджуються у місцях кріплення вхідного патрубку та сідла клапана. Виявлено, що вихрові структури потоку сприяють утворенню локальних зон високих напружень, що може призвести до поступової деградації матеріалу та появи тріщин.

5. Результати чисельного моделювання підтверджені мікроструктурним аналізом металу клапана. Діагностика пошкоджень корпусу, проведена

лабораторіями теплоенергетичних підприємств, показала, що зони тріщиноутворення збігаються з розрахунковими зонами максимальних напружень. Встановлено, що метод, який враховує газодинамічні процеси, краще прогнозує довговічність клапана та його критичні зони.

6. Визначено, що застосування CFD-моделювання дозволяє не тільки оцінити поточний стан клапана, а й прогнозувати його поведінку в різних експлуатаційних умовах.

Загалом, результати чисельного дослідження підтвердили доцільність застосування запропонованого підходу до аналізу напружено-деформованого стану регулюючого клапана, який враховує газодинамічні процеси, що вподальшому дозволить більш точно оцінити його експлуатаційні характеристики та розробити ефективні методи продовження терміну служби.

## **РОЗДІЛ 4. ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІКИ ПАРОРОЗПОДІЛЬЧОЇ СИСТЕМИ ЕНЕРГОБЛОКУ №2 ХАЕС**

Робота паророзподільчої системи енергоблоку значною мірою визначається газодинамічними характеристиками потоку пари в паропроводах. Нерівномірний розподіл швидкостей, локальні перепади тиску, утворення вихрових зон та аеродинамічні втрати можуть суттєво впливати на ефективність теплового циклу, стабільність роботи турбіни та довговічність обладнання.

У даному розділі представлено чисельне дослідження газодинаміки паропроводів енергоблоку №2 ХАЕС із використанням сучасних методів комп'ютерного моделювання. Основна увага приділяється аналізу змінних параметрів потоку пари (тиску, швидкості, температури) на окремих характерних ділянках системи.

Метою дослідження є визначення закономірностей течії пари в магістральних паропроводах, оцінка впливу геометрії трубопроводів і запірної арматури на розподіл газодинамічних параметрів, а також порівняння отриманих результатів із показниками контрольно-вимірювальних приладів. Отримані дані можуть бути використані для подальших досліджень напружено-деформованого стану металу паропроводів, оцінки їх довговічності та оптимізації режимів експлуатації.

### **4.1 Розрахунок газодинаміки паропроводу енергоблоку №2 ХАЕС від парогенератора №2**

Газодинамічні процеси, що відбуваються в системі паропроводів, мають вирішальне значення для забезпечення стабільної та ефективної роботи турбіни. Особливо важливою є оцінка зміни параметрів потоку на окремих ділянках паропроводів, де можуть виникати локальні перепади тиску, турбулентність, а також додаткові навантаження на елементи конструкції.

Для аналізу газодинамічних характеристик паропроводу від парогенератора №2 було проведено чисельне моделювання течії вологої пари. Дослідження

виконано з урахуванням таких факторів: геометричні параметри паропроводів, (діаметр, довжина, наявність вигинів, трійників, запірної арматури), термодинамічні характеристики пари (тиск, температура, вологість, витрата), вплив арматури (наявність засувки, клапанів, трійників та їх вплив на зміну параметрів потоку), аеродинамічні втрати (втрати тиску в місцях змін перерізу та різких поворотів потоку).

Далі наведено математичний опис моделі, вихідні та граничні умови розрахунку, а також результати чисельного аналізу розподілу тиску, швидкостей та температури в паропроводі енергоблоку №2 ХАЕС.

Номінальні параметри пари в системі паропроводів «свіжої» пари при роботі енергоблоку з номінальним навантаженням [10] представлені в таблиці 4.1.

Перелік контрольованих параметрів роботи системи наведено в таблиці 4.2 [10]. Перелік параметрів буде використаний для верифікації отриманих даних.

Таблиця 4.1 – Номінальні параметри пари.

Назва параметру	Значення
Тиск пари після ПГ, МПа	6,3
Тиск пари перед СРК ЦВТ, МПа	5,88
Температура пари перед СРК ЦВТ, °C (K)	274 (547)
Вологість пари перед турбіною, %	0,5
Витрата пари від ПГ, т/год:	5870
в тому ж числі на СПП, т/год	510

При оснащенні системи паропроводів свіжої пари контрольно-вимірювальним обладнанням за місцем встановлено мінімальну кількість приладів.

Як видно, з наведеного вище переліку контрольованих параметрів (табл. 4.2), контроль газодинаміки руху пари в паропроводах здійснюється тільки в трьох точках, що явно недостатньо для розуміння «повної картини» процесів, які в них відбуваються.

Таблиця 4.2 – Перелік контрольованих параметрів.

Назва параметру	Номінальне значення	Місце виведення інформації	Позиція датчика
Тиск пари після ПГ, МПа	6,3	Блочний щит керування	TX(51,61,71,81)P01 TX(52,62,72,82)P01 TX(53,63,73,83)P01
Тиск пари перед ГПЗ, МПа	6,27	По місцю	RA(11-14)P01
Тиск пари після ГПЗ, МПа	6,27	По місцю	RA(11-14)P02

Оскільки, непроектне оснащення системи паропроводів АЕС контрольно-вимірювальними приладами контролюється відповідними нормативними документами, втручання на фізичному рівні в конструкцію паропроводу неможливо. Тому доцільно для подальшого визначення стану металу паропроводів і арматури попередньо провести комплекс чисельних експериментів, заснованих на моделюванні течії вологої пари в системі паророзподілу атомної електростанції з турбіною К-1000-60/3000.

Чисельне дослідження виконане за допомогою програмного комплексу FlowVision 3.12.01, що дозволяє проводити тривимірне моделювання течії стисливої рідини або газу в складних геометричних областях. Для побудови геометричної моделі використовувалося 3D-моделювання в середовищі SolidWorks (рис. 4.1).

У математичну модель входять закони збереження енергії, маси, імпульсу, рівняння стану рідини або газу, різноманітні замикаючі співвідношення, граничні і початкові умови [12]. Вирішення вищезазначених рівнянь засноване на методі кінцевих об'ємів [71, 72, 74], який передбачає їх інтегрування за об'ємами комірок розрахункової сітки. По теоремі Гауса для довільної векторної або тензорної

величини:

$$\int_{\Omega} (\nabla \cdot F) d\Omega = \sum_{i=faces} (F_i \cdot n_i) \cdot \Delta S_i, \quad (4.1)$$

$\Omega$  - об'єм комірки;

$\Delta S_i$  - площа  $i$ -ї грані комірки.

Таким чином, при інтегруванні розв'язуваних рівнянь в комірках проводиться підсумовування потоків маси, імпульсу, енергії і турбулентних величин, обчислених на гранях комірок.

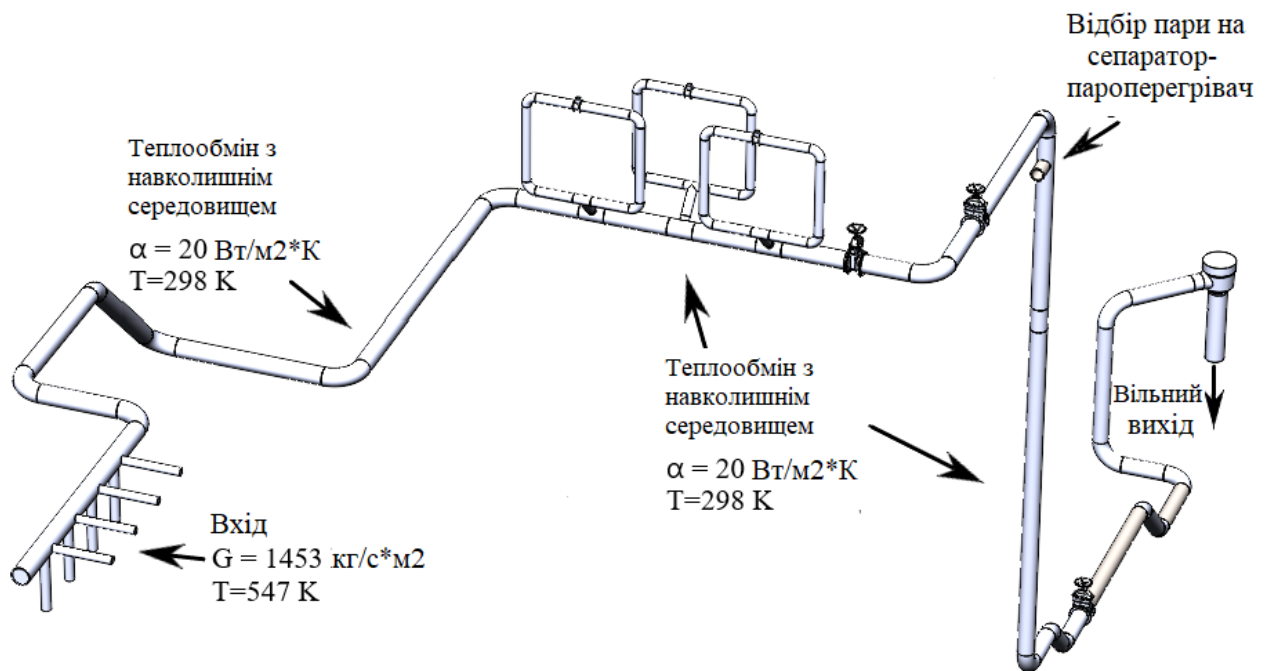


Рисунок 4.1 - Розрахункова схема паропроводу YB20W01 від парогенератора №2.

В якості вихідних і граничних умов приймалися параметри, отримані на енергоблоці № 2 Хмельницької АЕС:

- температура вологої пари  $t = 274,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- тиск пара після ПГ  $P = 6,3 \text{ МПа}$ ;
- ступінь сухості пари  $x = 0,995$ ;
- витрата пари від всіх ПГ  $G = 5870 \text{ т / год}$ ;



- шорсткість для досліджуваних труб  $10^{-4}$  м.

У даній задачі потрібно визначити розподіл швидкостей, температур і тисків.

## **4.2 Результати розрахунку газодинаміки паропроводу енергоблоку №2 ХАЕС від парогенератора №2**

Поставлене завдання вирішувалося в 3-х мірній, стаціонарній постановці, з застосуванням моделі повністю стисливої рідини.

В ході пробних розрахунків були уточнені параметри розрахункової моделі (часовий крок, умови адаптації розрахункової сітки), які дозволили оптимізувати розрахунок і отримати хороший збіг з експериментальними даними, отриманими безпосередньо на станції.

Були отримані дані 3-D газодинамічної структури потоку, розподіл швидкостей в потоці, температурних полях, розподіли тисків.

Аналіз результатів чисельного моделювання дав можливість досить докладно вивчити газодинамічні характеристики течії вологої пари по паропроводах. Чисельне моделювання дозволило оцінити вплив геометрії паропроводів на газодинаміку потоку.

З огляду на високі вимоги до потужностей ЕОМ і значну тривалість розрахунків, було прийнято рішення досліджувати тільки окремі ділянки одного паропроводу, які однаково присутні на кожному з чотирьох. Прийнята міра дала можливість не тільки скоротити час і ресурси, що витрачаються на дослідження повної задачі, але і є досить надійним методом прогнозування зміни тиску на схожих ділянках паропроводів. Також було враховано лінійну зміну параметрів пари на прямих ділянках паропроводів.

В результаті проведених чисельних експериментів отримані розподіли температур, тисків і швидкостей пари при русі по досліджуваних ділянках паропроводів. Для прикладу на рисунках 4.2 – 4.7 зображені розподіли тисків на характерних ділянках паропроводу YB20W01 від парогенератора №2.

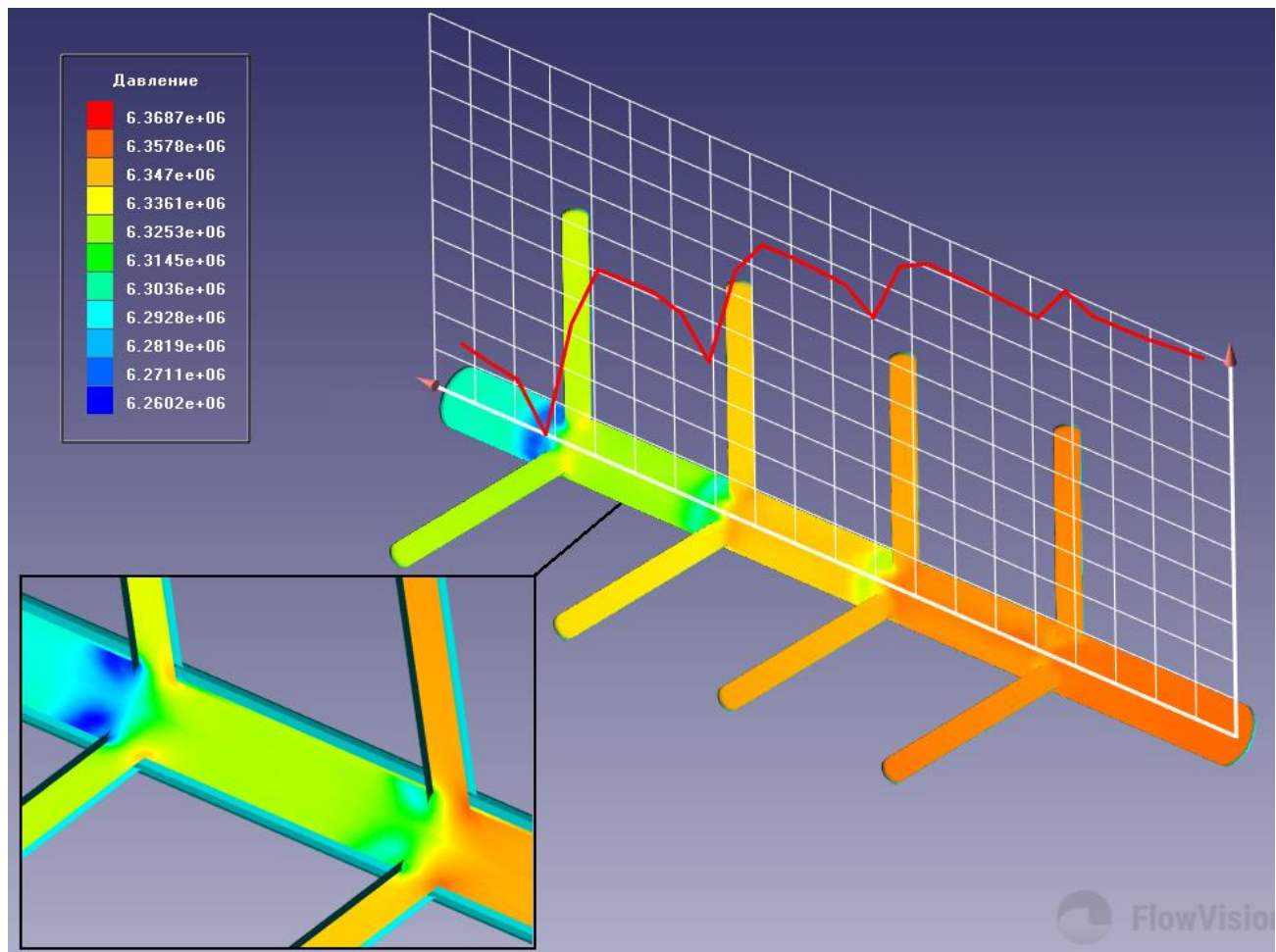


Рисунок 4.2 - Графік падіння тиску в патрубках від парогенератора №2.

Як видно з рисунку 4.2, де зображені патрубки подачі пари від парогенератора №2 до паропроводу YB20W01, максимальний тиск спостерігається в тупиковій частині паропроводу, який досягає 6,37 МПа, що відповідає законам газодинаміки. Спостерігаються різкі падіння тиску в місцях з'єднання патрубків подачі пари від парогенератора №2 до центрального колектора паропроводу. Після останнього патрубка (по руху пари) тиск вирівнюється і складає 6,3 МПа. За даними зі станції в кінці даної ділянки встановлений манометр (табл. 4.2) на позиції TX61P01 [11]. Розбіжність між показниками датчика і отриманими результатами чисельного моделювання становить менше 1%. Це свідчить про те, що чисельна модель коректно описує реальні газодинамічні процеси в досліджуваній ділянці паропроводу.

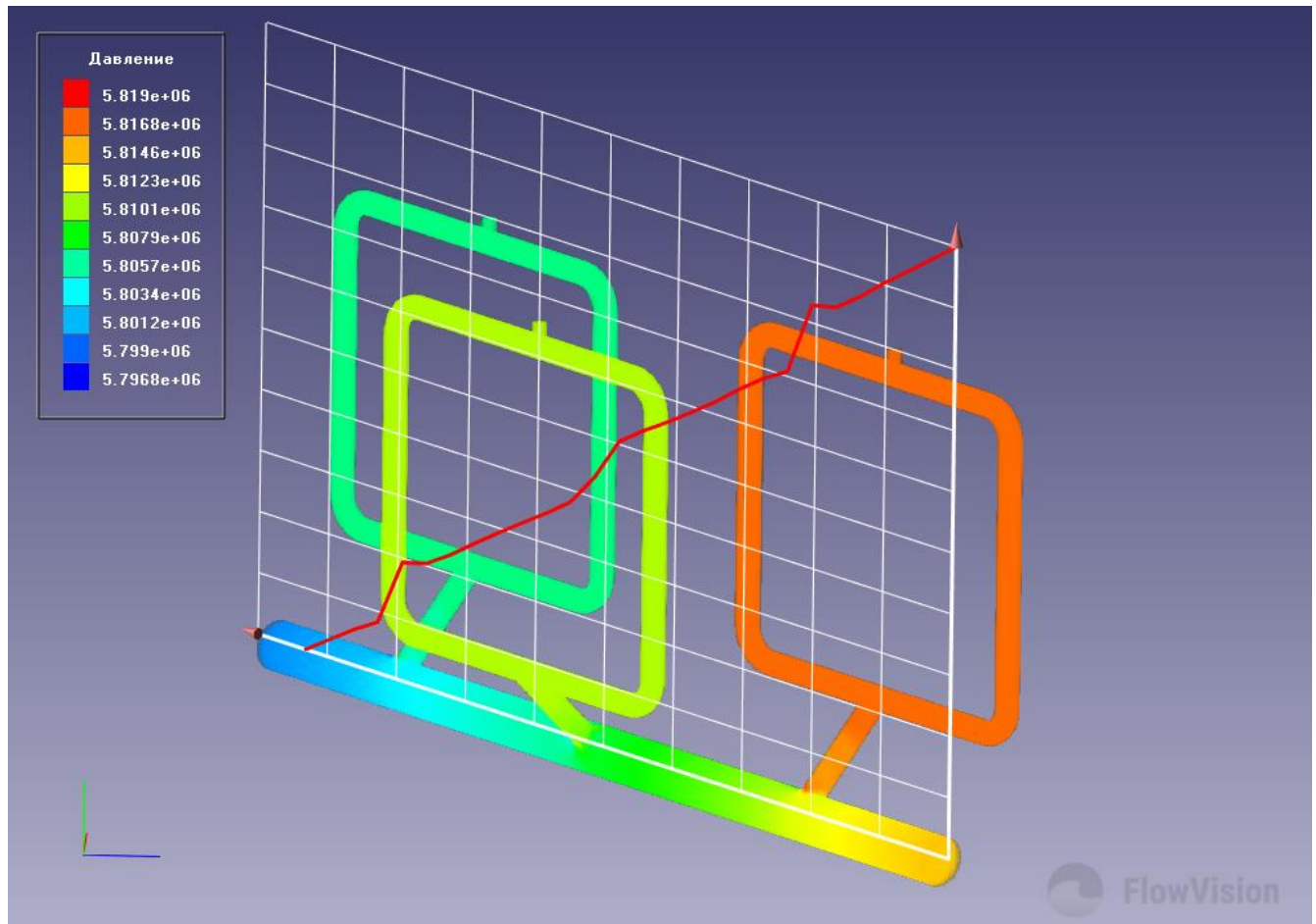


Рисунок 4.3 - Графік падіння тиску в трійниках підключення відгалужень до ПК і БРУ-А.

Ділянка паропроводу, яка зображена на рис. 4.3, має трійники підключення відгалужень до парогенератора і швидкодіючого редукційного пристрою, який скидає пару в атмосферу і конденсатор в разі аварійних режимів. При закритих клапанах і при нормальній експлуатації пара все одно проходить через відгалуження, але повертається назад в головний паропровід.

Така схема потоку теж вносить корективи в газодинаміку пари: спочатку тиск піднімається до 6,3 МПа, а потім падає до 6,27 МПа.

Зниження тиску в цій зоні пов'язане з локальними гідравлічними втратами, викликаними зміною напрямку потоку та утворенням зон рециркуляції. В місцях відгалужень можливе формування вихрових структур, що сприяє додатковому енергетичному розсіюванню.

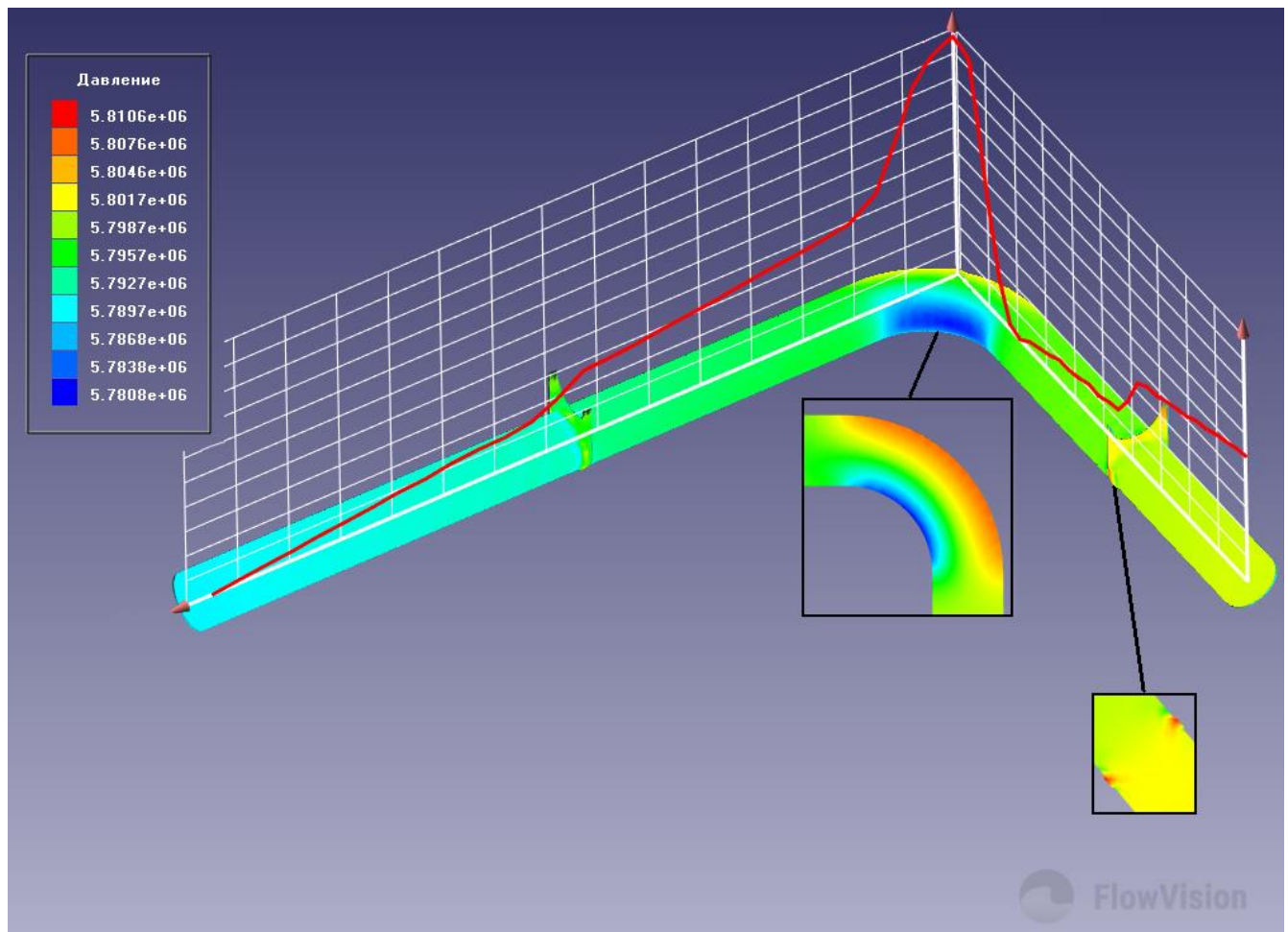


Рисунок 4.4 - Графік падіння тиску на ділянці з відсічним клапаном БЗОК TX50S06 з поворотом і зворотним клапаном TX50S07.

Після трійників, досліджуваною ділянкою є частина паропроводу, де встановлений відсічний клапан з поворотом і зворотним клапаном (рис. 4.4). Після проходження через відсічний клапан тиск незначно падає, потім різко знижується в місці вигину біля внутрішньої його стінки, а біля зовнішньої стінки - сильно зростає. Після вигину тиск нормалізується, хоча і спостерігається його незначне падіння після зворотного клапана. Такі перепади тиску пояснюються аеродинамічними особливостями течії в зоні вигину, де відбувається нерівномірний розподіл швидкостей та формування вторинних потоків. Збільшення тиску біля зовнішньої стінки зумовлене відцентровими силами, що виникають при русі пари по криволінійній траєкторії. У свою чергу, зниження тиску біля внутрішньої стінки

може спричиняти локальні турбулентності, які впливають на рівномірність розподілу навантаження на стінки трубопроводу.

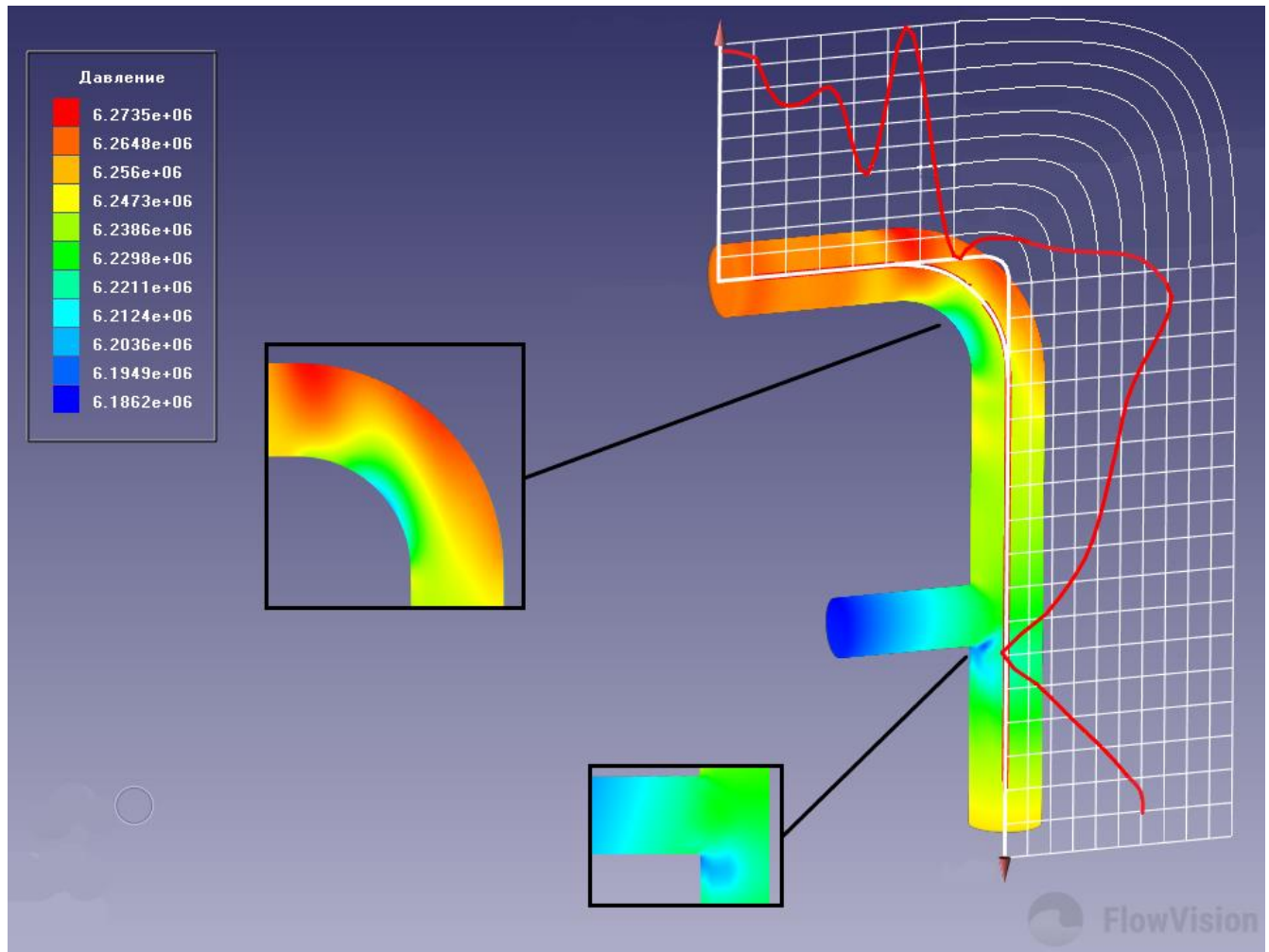


Рисунок 4.5 - Графік падіння тиску на ділянці повороту паропроводу з трійником підключення парових напівколекторів.

На рисунку 4.5 зображений вигин паропроводу, після якого встановлений трійник підключення парових напівколекторів, де, як ми бачимо, тиск досліджуваного середовища падає до величини 6,18 МПа, оскільки йде відбір робочого тіла на перегрів пари в сепараторі-пароперегрівача і для власних потреб. Крім того, на зміну тиску впливає наявність трійника, який створює додатковий локальний опір і може викликати формування зон рециркуляції та турбулентності. За даними, отриманими від станції, в кінці даної ділянки встановлений манометр



(табл. 4.2) на позиції RA12P01 [11]. Розбіжність між показниками датчика і отриманими результатами чисельного моделювання становить близько 2%.

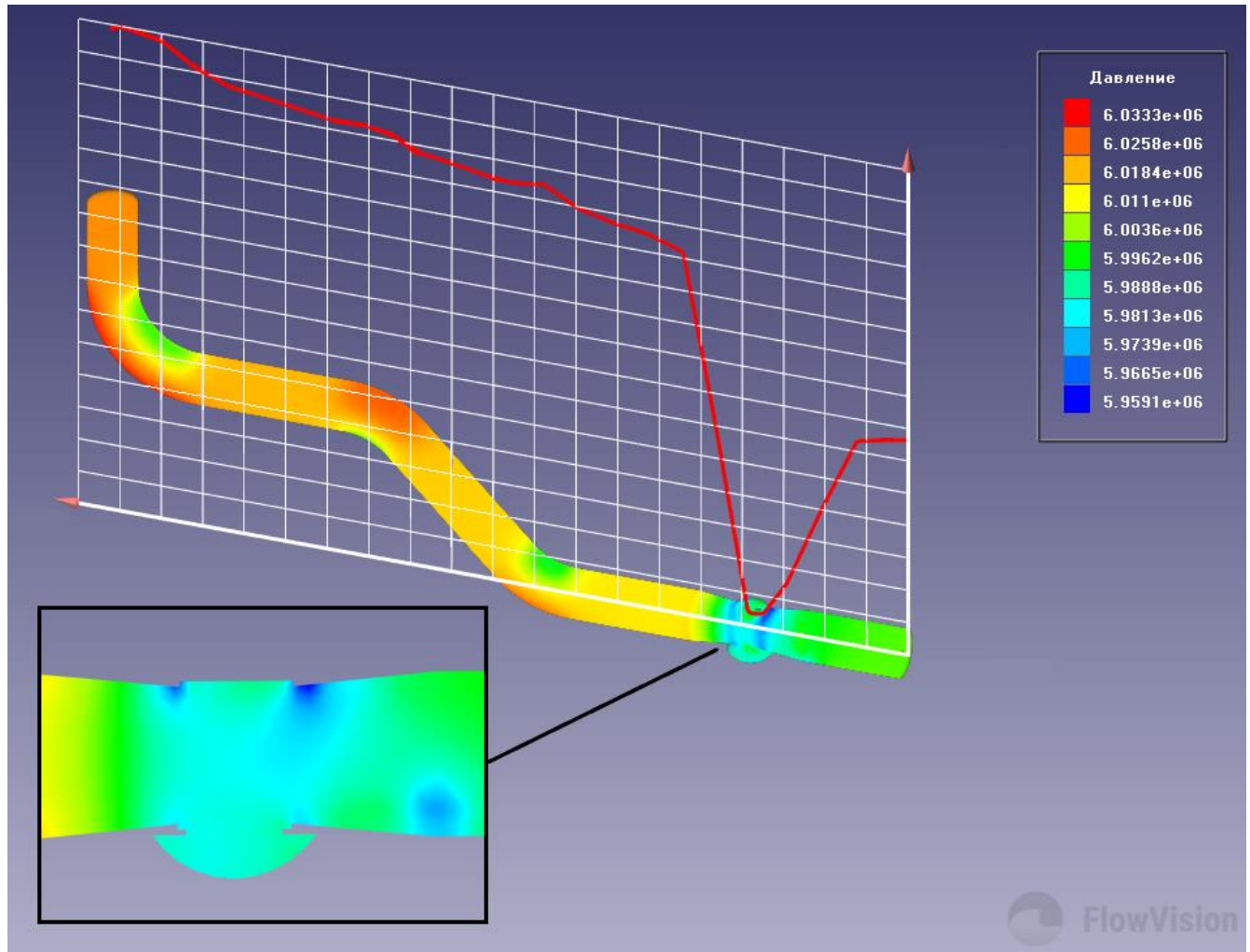


Рисунок 4.6 - Графік падіння тиску на ділянці поворотів паропроводів з головною паровою засувкою RA11S01.

Для ділянки паропроводу, який зображений на рисунку 4.6, найбільш важливим елементом арматури, що впливає на газодинаміку, є головна парова засувка. Отримані результати показують різке падіння тиску в місці розташування головної парової засувки до величини в 5,96 МПа. Далі тиск зростає до 5,99 МПа. В кінці цієї ділянки відповідно до даних зі станції і таблиці 4.2 встановлений манометр на позиції RA12P02 [11]. Розбіжність між показниками датчика і отриманими результатами чисельного моделювання становить близько 5%.

Останньою розглянутою ділянкою є стопорно-регулюючий клапан, який зображений на рис. 4.7. Результати чисельного моделювання показують величину тиску на виході з даної ділянки 5,98 МПа. На жаль, в даному місці відсутні контрольно-вимірювальні прилади.

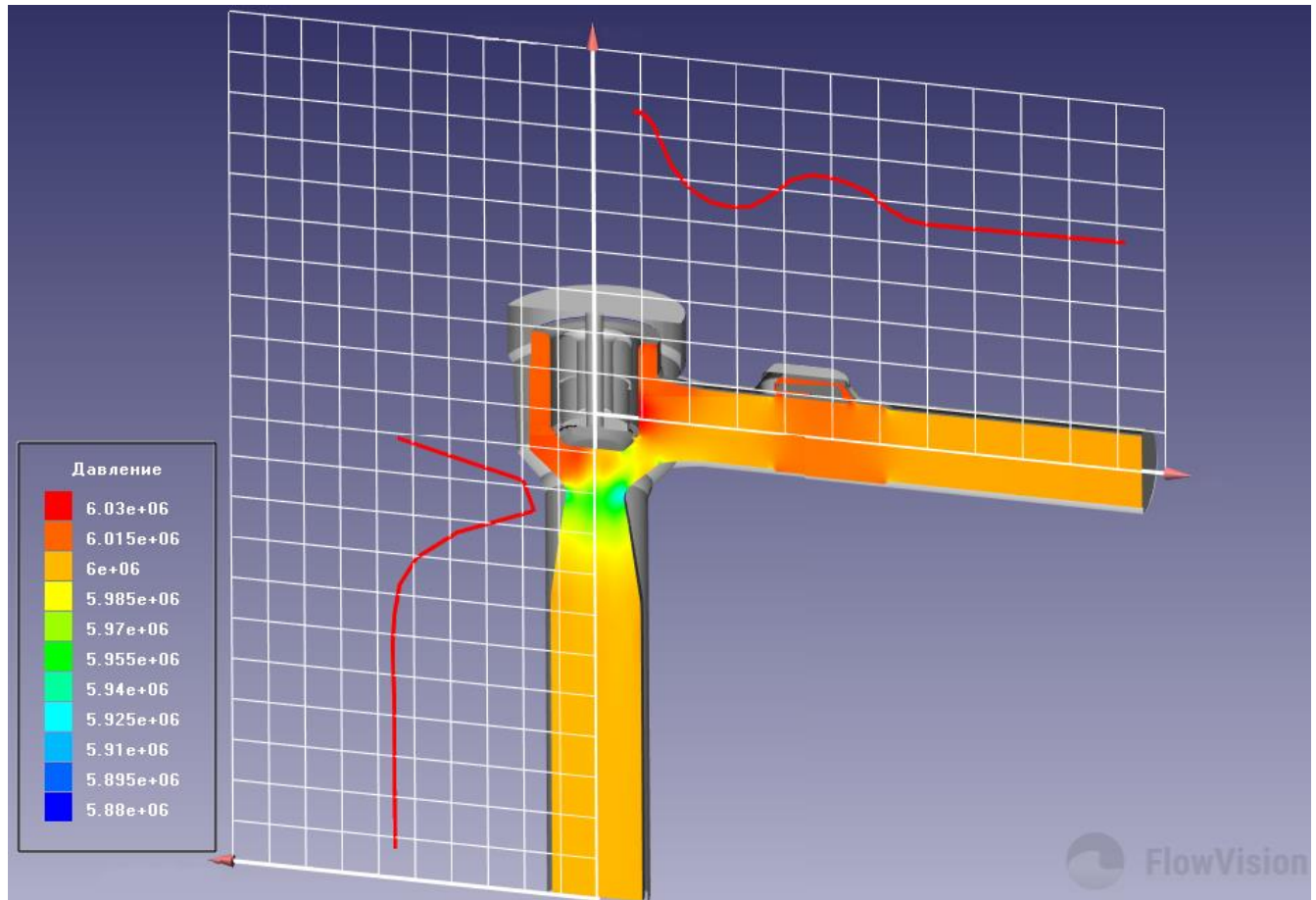


Рисунок 4.7 - Графік падіння тиску в стопорно-регулюючому клапані.

Провести верифікацію отриманих результатів досить складно. Але виходячи з даних, викладених в інструкції з експлуатації, технічного опису № 2ТЦ.0244.ТО-01 [12], тиск в даному місці паропроводу повинен бути на рівні 5,88 МПа. Тобто розбіжність становить близько 2%.

Грунтуючись на проведених чисельних експериментах, були побудовані графіки падіння тиску на кожному з чотирьох паропроводів по характерних точках (1-59) на розрахункових схемах з рисунків 4.8 і 4.9.

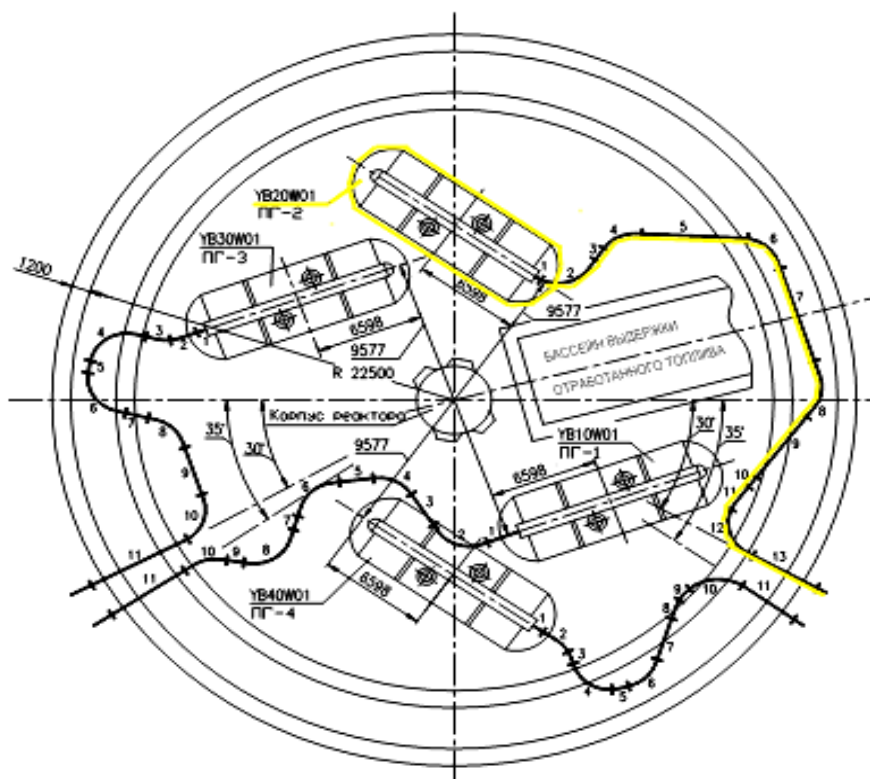


Рисунок 4.8 - Розрахункова схема паропроводів. Реакторне відділення.

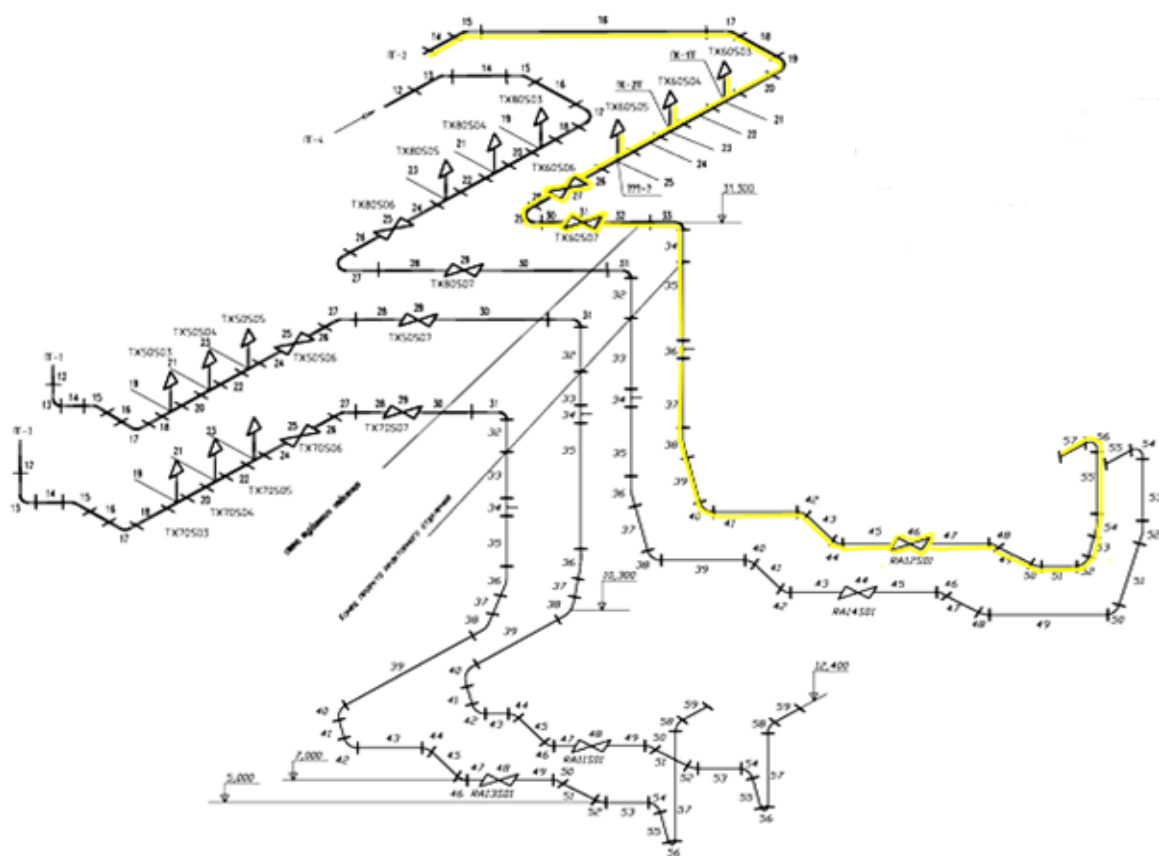


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема паропроводів. Турбінне відділення.



На рисунку 4.10 наведемо криву падіння тиску пари для паропроводу YB20W01 від парогенератора №2.

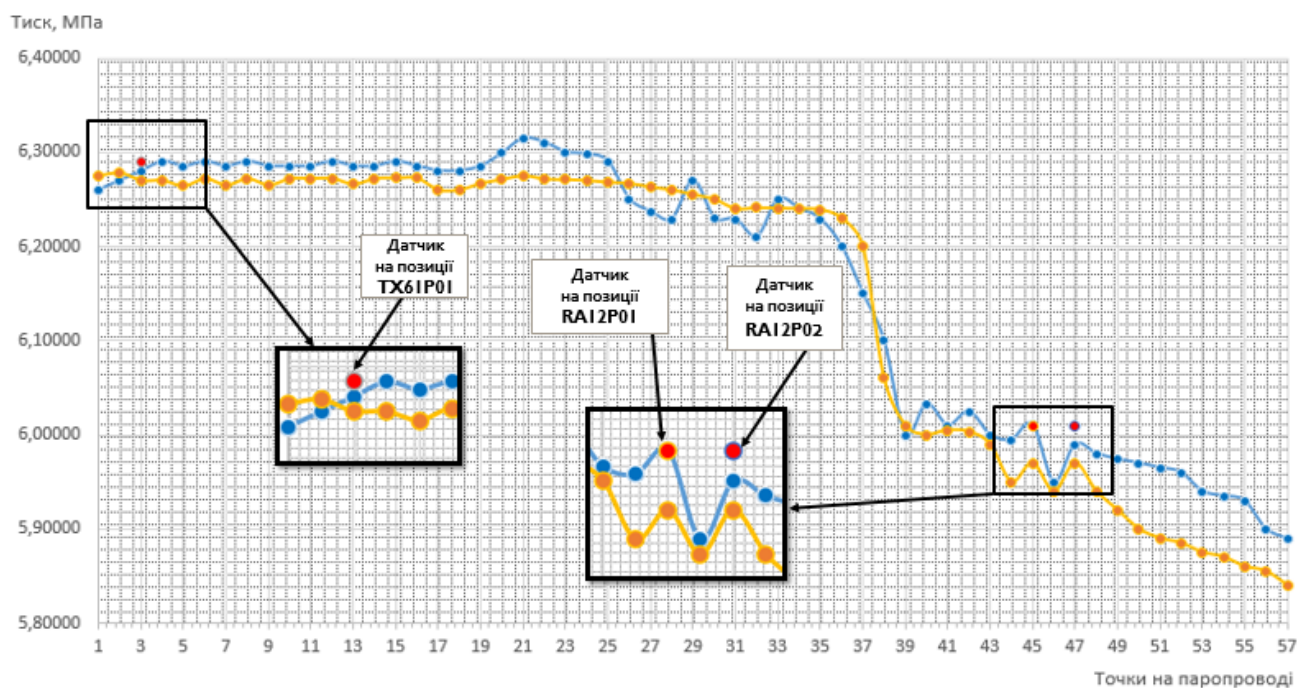


Рисунок 4.10 - Падіння тиску в паропроводі YB20W01 від парогенератора №2.

Як видно з рисунку 4.10, показники датчиків співпадають з отриманими даними числових експериментів, виконаними на базі розробленої математичної моделі.

Отже, розроблена математична модель газодинаміки течії вологої пари по об'єму досліджуваного паропроводу з достатньою адекватністю відображає реальні характеристики теплоносія та може бути використана в подальших розрахунках для визначення напружено-деформованого стану високотемпературних елементів паророзподільчої системи турбіни та визначення довготривалої міцності та ресурсу металу.

Мінімальні розбіжності між експериментальними та розрахунковими даними підтверджують коректність застосованих чисельних методів і врахованих граничних умов. Це свідчить про те, що модель може бути використана не лише для аналізу існуючих режимів роботи паропроводу, а й для прогнозування можливих змін параметрів потоку при варіації навантажень або модернізації системи.

На рисунках 4.11 – 4.15 зображені розподіли температур та швидкостей по досліджуваних ділянках паропровода енергоблоку №2 від ПГ №2 ХАЕС.

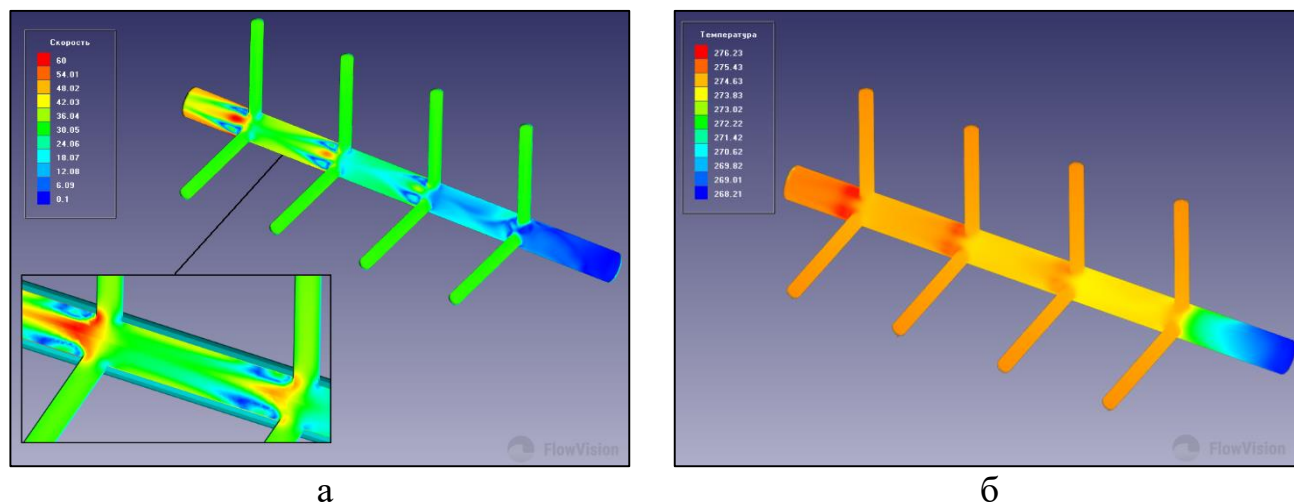


Рисунок 4.11 - Розподіл швидкостей (а) та температури (б) в патрубках від парогенератора №2.

Як видно з рисунку 4.11, де зображені патрубки подачі пари від парогенератора №2 до паропроводу YB20W01, мінімальна швидкість спостерігається в тупиковій частині паропроводу, яка становить менше 10 м/с. Що є логічно і відповідає законам гідрогазодинаміки. Різке збільшення швидкості по данній ділянці спостерігається в місці переходу пари з патрубків від ПГ до основного паропроводу. По ходу патрубків (по руху пари) швидкість збільшується.

Температура на данній ділянці має найменші показники також в тупиковій зоні, а найбільші значення спостерігаються на переході до наступної ділянки, що є цілком логічним.

Такий розподіл швидкостей пояснюється накопиченням пари в замкненій зоні тупикової частини, що знижує її кінетичну енергію. У місці переходу пари з патрубків у магістральний паропровід спостерігається звуження потоку, що відповідно призводить до його прискорення згідно з рівнянням нерозривності. Аналогічна картина спостерігається і для температури – її підвищення в місцях прискорення потоку свідчить про перетворення частини потенційної енергії пари в кінетичну.

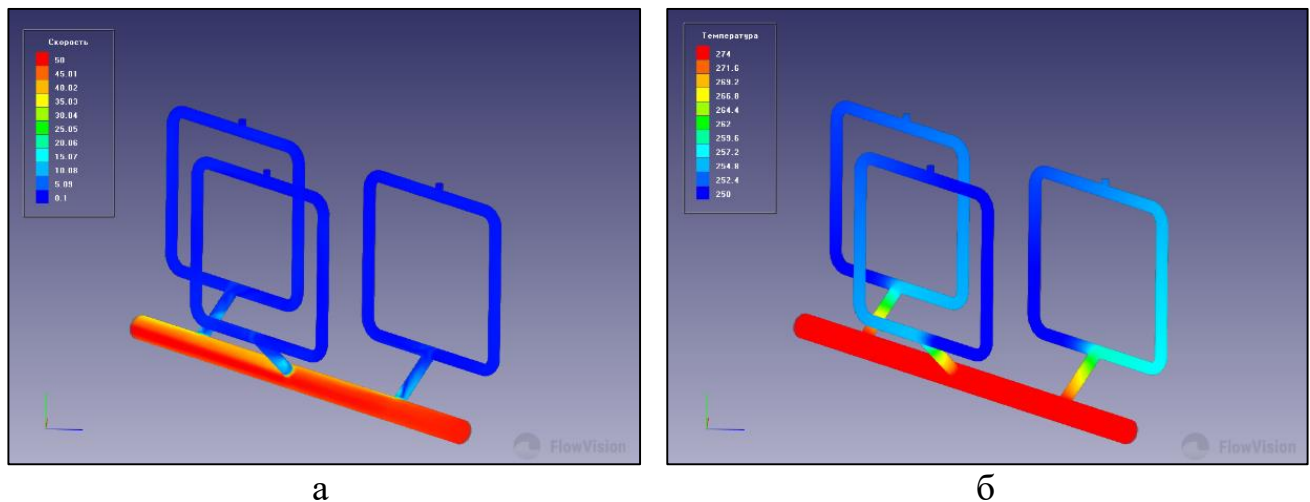


Рисунок 4.12 – Розподіл швидкостей (а) та температури (б) в трійниках підключень відгалужень до ПК ПГ та ШРП-А, ШРП-К.

Ділянка паропроводу, яка зображена на рис. 4.12, має трійники підключення відгалужень до парогенератора і швидкодіючого редукційного пристрою, який скидає пару в атмосферу і конденсатор в разі аварійних ситуацій. При аналізі рис. 4.3. сказано, що така схема потоку теж вносить корективи в газодинаміку пари: найбільші показники швидкостей та температури спостерігаються по довжині основного паропроводу, а найменші в трійниках підключення, що логічно, оскільки максимальні показники тиску спостерігались саме в трійниках.

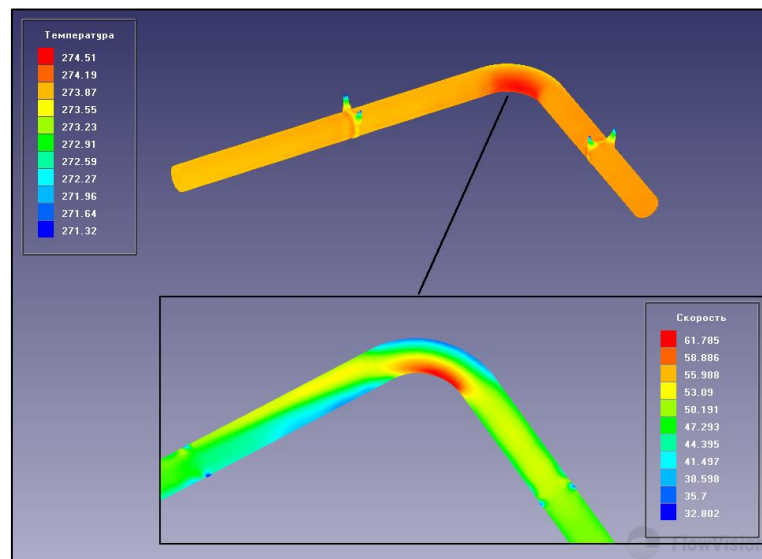


Рисунок 4.13 - Температура та швидкість у відсічному клапані ШЗВК з поворотом і зворотним клапаном.

На рисунку 4.13 зображена ділянка паропроводу, де встановлені два клапани: відсічний та зворотній.

Температура по всій ділянці має одне значення, окрім місця вигину біля внутрішньої стінки паропроводу. Там вона дещо збільшується. А біля зовнішньої стінки зменшується.

Швидкість в досліджуваній ділянці не залежить майже ніяким чином від встановлення клапанів. Максимальні показники швидкості спостерігаються в місці вигину біля внутрішньої стінки, а мінімальних – біля зовнішньої стінки.

Отримані дані цілком достовірні, оскільки за законами гідрогазодинаміки тиск та швидкість взаємообернені і залежні величини. Тиск на рис. 4.4 був максимальний в місці вигину біля зовнішньої стінки, а з швидкістю все навпаки.

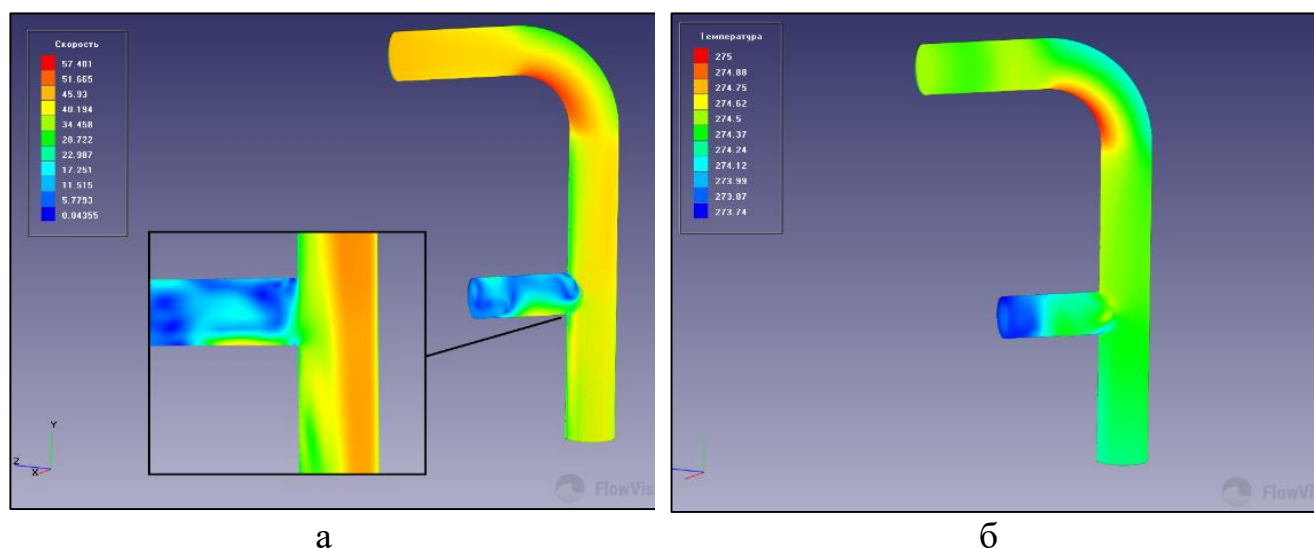


Рисунок 4.14 – Швидкість (а) та температура (б) в повороті паропроводу з трійником підключення парових напівколекторів.

На ділянці повороту паропроводу з трійником підключення парових напівколекторів, що зображено на рис. 4.14, швидкість сягає максимальних показників, знову ж таки, в місці вигину біля зовнішньої стінки паропроводу, а мінімальних в місці відведення пари до СПП. Температура також має дещо різні показники в зазначених місцях.

На ділянці, що зображена на рис. 4.15 на швидкість найбільше впливає

наявність головної парової засувки. На рис. 4.6 зображені розподіли тисків, які є максимальними в тих ділянках, де мінімальною є швидкість і навпаки. Перепад температури менший, ніж  $1^{\circ}\text{C}$ .

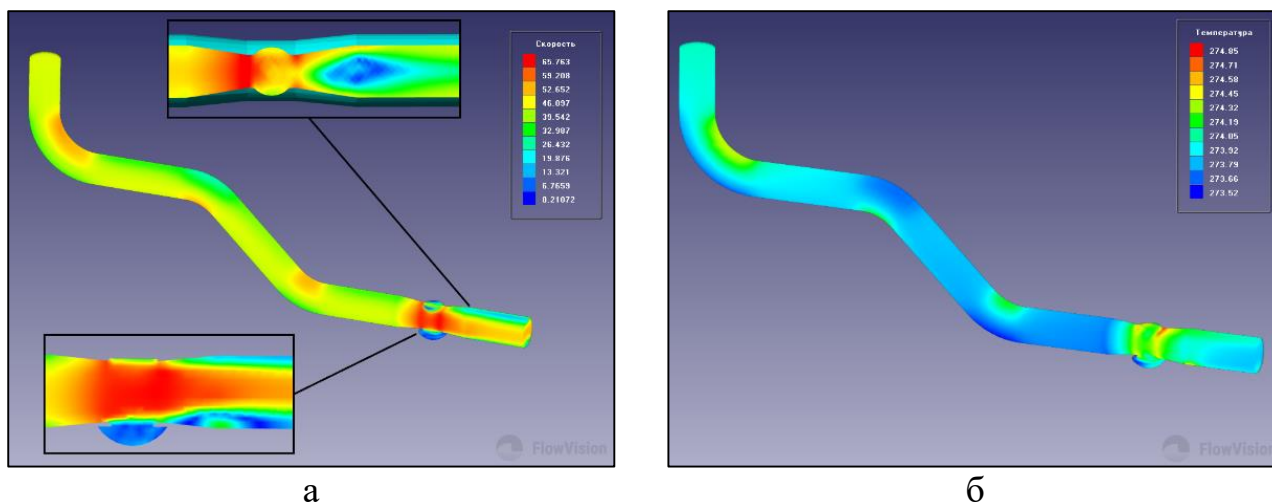


Рисунок 4.15 - Швидкість (а) та температура (б) в повороті паропроводів з головної парової засувкою.

Правильність отриманих розподілів тиску підтверджується збігом з отриманими даними з датчиків станції. Розуміючи закони гідрогазодинаміки, та знаючи, що тиск і швидкість обернено взаємозалежні величини, можна зробити висновок, що дані щодо швидкостей також правильні. А температура впродовж всієї довжини паропроводу знизилась менш, ніж на  $2^{\circ}\text{C}$ , що пояснюється теплоізоляцією досліджуваних елементів.

Розподіли швидкостей та температур в стопорно-регулюючому клапані, який є наступною досліджуваною ділянкою, будуть розглянуті в наступному розділі.

#### Висновки до розділу 4

1. У процесі дослідження газодинаміки паророзподільчої системи енергоблоку №2 Хмельницької АЕС було проведено чисельне моделювання течії вологої пари по магістральних паропроводах з використанням програмного комплексу FlowVision 3.12.01. Розроблена математична модель газодинаміки вологої пари, заснована на методі кінцевих об'ємів, адекватно відображає реальні

характеристики теплоносія. В основу моделювання покладені рівняння збереження маси, енергії та імпульсу, що дозволило отримати точні розподіли швидкостей, температур і тиску.

2. З метою скорочення часу та ресурсів досліджувались окремі ділянки паропроводу, які ідентичні для всіх чотирьох магістралей. Такий підхід дозволив отримати узагальнені висновки щодо розподілу тиску, температури та швидкості пари без необхідності моделювання всього комплексу паропроводів.

3. Встановлено, що максимальні втрати тиску спостерігаються у зонах вигинів паропроводів та в місцях встановлення арматури, особливо головної парової засувки. Розподіл швидкостей та температури відповідає закономірностям газодинаміки: у місцях розширення каналу спостерігається зниження швидкості, у місцях звуження - її збільшення. Тиск у тупикових зонах досягає максимальних значень (6,37 МПа), що повністю відповідає теоретичним уявленням про поведінку потоку в замкнутих системах.

4. Встановлені значні падіння тиску в місцях підключення відгалужень до парових колекторів та швидкодіючої редукційної установки (до 6,27 МПа). Найбільше падіння тиску (до 5,96 МПа) спостерігається в місцях встановлення головної парової засувки, що підтверджує вплив арматури на характеристики потоку. Верифікація чисельних розрахунків із даними контрольно-вимірювальних приладів, розташованих на паропроводах енергоблоку №2 Хмельницької атомної електростанції, показала відхилення в межах 1-5%, що є прийнятним для таких розрахунків.

5. Проведене чисельне моделювання газодинаміки паропроводів дозволило оцінити поточні характеристики потоку. Також на основі отриманих результатів можна розробити підхід до прогнозування поведінки пари в реальних умовах експлуатації. Отримані результати можуть бути використані для подальших досліджень напружено-деформованого стану елементів паропроводів.

## **РОЗДІЛ 5. НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН РЕГУЛЮЮЧОГО КЛАПАНА ЕНЕРГОБЛОКУ №2 ХАЕС**

Стопорно-регулюючий клапан призначений для дроселювання пари, що подається в турбіну, і для швидкого перекриття надходження пари у разі спрацьовування захисту або впливу оператора. Закриття СК перекриває також надходження гострої пари на обігрів 2-го ступеня сепарації та перегріву пари.

З точки зору надійності, СРК складається з двох клапанів, розташованих послідовно: стопорного та регулювального. Водночас за втрати тиску в повністю відкритому стані та за захаращення простору машзалу відповідає один клапан.

В даному розділі буде розглянуто газодинамічні процеси та напружено-деформований стан регулюючого клапана системи паророзподілу Хмельницької атомної електростанції (ХАЕС) енергоблоку №2 від парогенератора (ПГ) №2.

Також буде представлений розрахунок граничних умов теплообміну відповідно до робочих технічних документів, які регламентують подібні дослідження. Будуть порівняні результати за двох способів розрахунку теплових та напружено-деформованих станів клапана. Також буде проведений комплекс робіт для розрахунку напружено-деформованого стану клапана, що розглядається, з врахуванням парового сита.

### **5.1 Розрахунок газодинаміки регулюючого клапана**

На рис. 5.1 представлена модель стопорно - регулюючого клапана енергоблоку №2 від ПГ №2 Хмельницької АЕС [11].

Математична модель дослідження газодинамічних процесів включає закони збереження енергії, маси, імпульсу, рівняння стану рідини або газу, а також різні замикаючі співвідношення, граничні та початкові умови. Розв'язання цих рівнянь базується на методі кінцевих об'ємів, який передбачає їх інтегрування в межах об'ємів комірок розрахункової сітки. У процесі інтегрування всередині кожної



комірки здійснюється підсумовування потоків маси, імпульсу, енергії та турбулентних параметрів, розрахованих на її гранях.

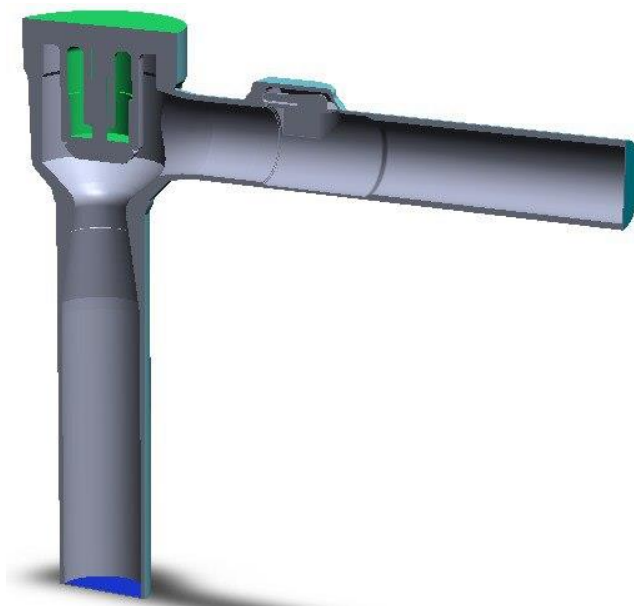


Рисунок 5.1 – Стопорно-регулюючий клапан енергоблоку №2 ХАЕС.

В таблиці 4.1 (розділ 4) наведені параметри, які приймалися в якості вихідних і граничних умов, отримані з Хмельницької атомної електричної станції енергоблоку №2.

Числові експерименти по дослідженню газодинаміки регулюючого клапана турбіни K-1000-60/3000 були проведені за допомогою ліцензійного програмного комплексу Flow Vision 3.12.17.

У цій задачі необхідно визначити розподіл швидкостей, температур і тисків у потоці. Розрахунок виконувався у тривимірній стаціонарній постановці з використанням моделі повністю стисливої рідини.

Під час попередніх обчислень були скориговані параметри розрахункової моделі, зокрема часовий крок і умови адаптації сітки, що дозволило підвищити точність розрахунків і досягти доброго узгодження з експериментальними даними, отриманими безпосередньо на станції.

У результаті дослідження отримано просторову 3D-структуру газодинамічного потоку, розподіл швидкостей, температурних полів і тисків.



Проведений аналіз чисельного моделювання надав змогу детально дослідити газодинамічні особливості руху вологої пари в паропроводах. Крім того, чисельні розрахунки дозволили оцінити вплив геометрії клапана на структуру потоку, що є важливим для оптимізації конструкції та підвищення ефективності роботи системи.

Результати розподілу тиску, температури та швидкостей у повздовжніх і поперечних перерізах клапана в стаціонарному режимі представлені на рис. 5.2 – 5.4.

На рис. 5.2 видно, що максимальні тиски зосереджені на вході в патрубок та в зоні запірної чаші штока клапана, де відбувається розбиття потоку пари.

Для кращого розуміння формування вхідного потоку в попередньому елементі проточного тракту на рис. 5.4 (б) показані результати розподілу швидкості в клапані. Візуалізація структури течії у відсіку регулюючого клапана представлена на рис. 5.4 (а).

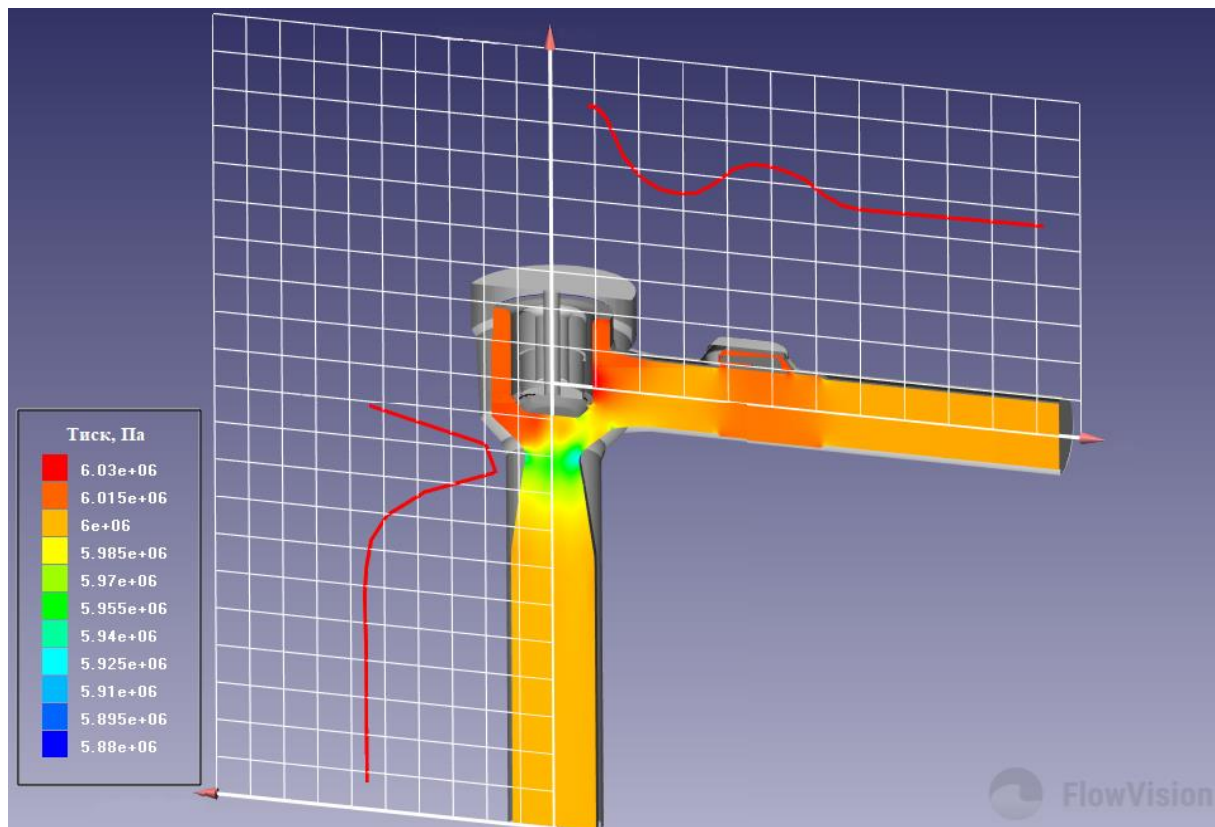


Рисунок 5.2 – Розподіл тиску в проточному тракті клапана.

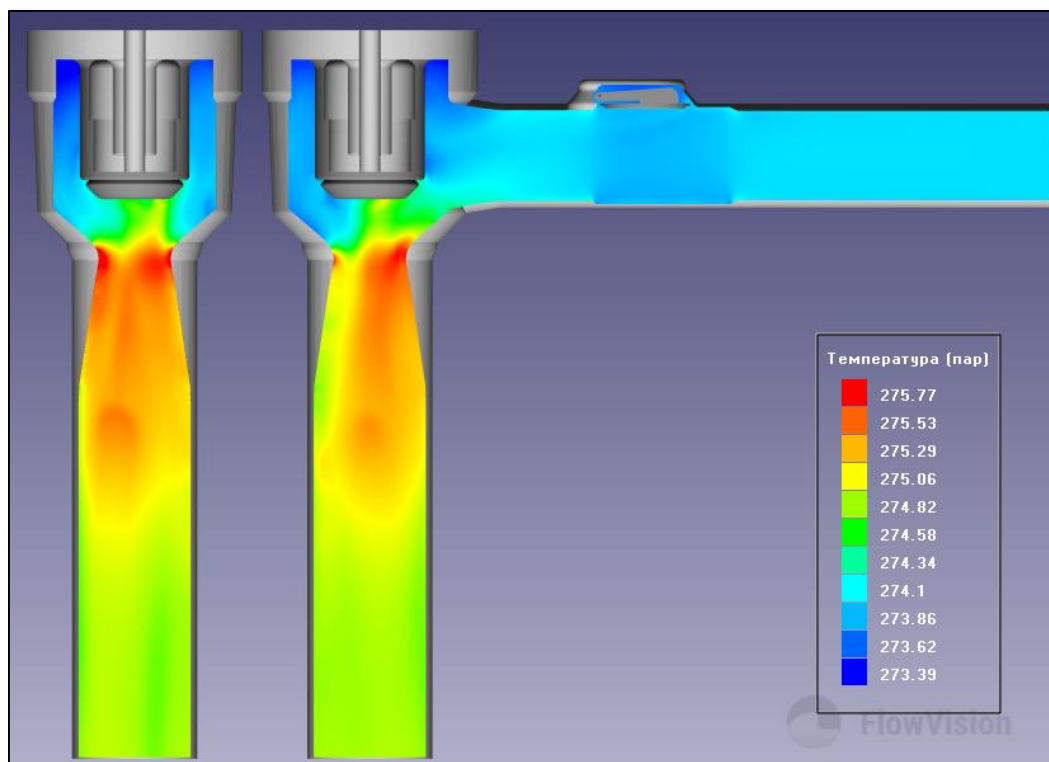


Рисунок 5.3 – Розподіл температури при стаціонарному режимі в проточному тракті РК.

Зони, де відбувається прискорення потоку пари, розташовані між запірною чашею та сідлом клапана.

У стаціонарному режимі роботи структура потоку в паровпускному тракті має вихровий характер.

Конструкція СРК з одностороннім бічним підведенням пари до клапанної коробки призводить до нерівномірності парового потоку перед входом у клапанний канал. Такий підвід порушує осьову симетрію течії в проточній частині дифузора сідла, що викликає відрив потоку та формування циркуляційної течії, яка далі розвивається в коробці клапана.

Нерівномірний потік впливає на метал корпусу клапанної коробки, що може призвести до негативних наслідків, таких як виникнення вихрових зон.

Аналіз структури потоку в проточному тракті клапана показує, що вихори в пристінних зонах виникають у тих самих місцях при різних розрахункових режимах.

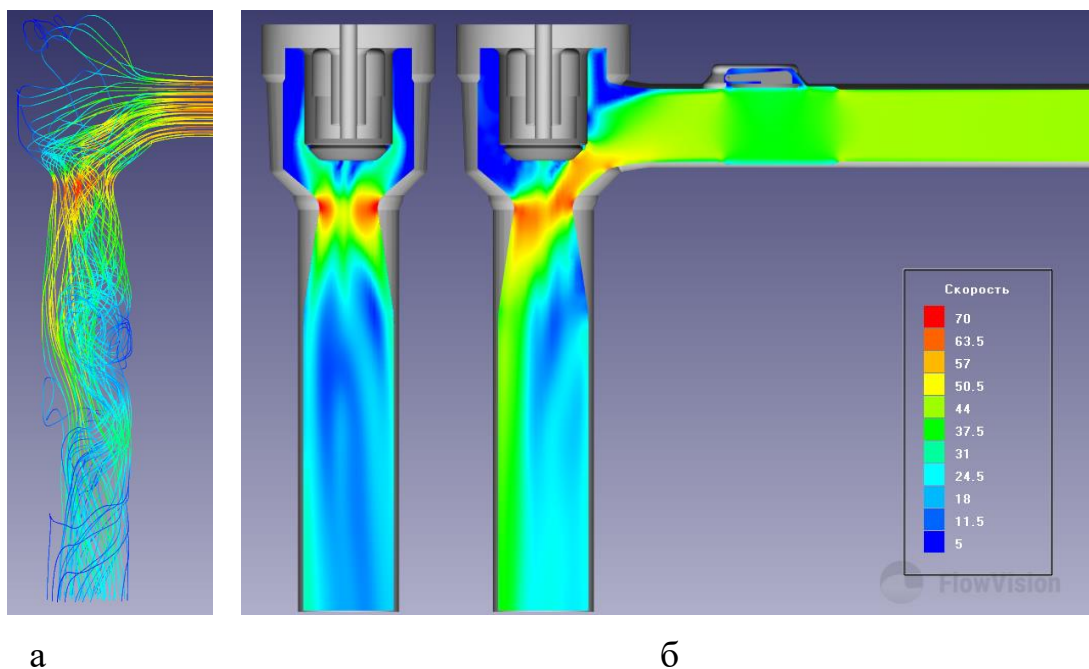


Рисунок 5.4 – Візуалізація лінії потоку в тракті РК (а); розподіл швидкостей при стаціонарному режимі в проточному тракті клапана.

При максимальному відкритті СРК в зазорі між запірною чашею та сідлом спостерігається значне прискорення потоку. У такому режимі течії та різкому збільшенні прохідної площі в клапанному каналі неминуче відбувається відрив потоку як від профільної поверхні запірної чаші, так і від поверхні сідла. Основна частина циркуляційної течії формується в дифузійній частині сідла з боку підвідного патрубка клапана, де потік має найбільшу локальну швидкість. Такий потік потрапляє в коробку клапана, де підлягає додатковій турбулізації через вплив уступу за дифузором та подальше різке збільшення прохідного перерізу в його циліндричній частині.

## 5.2 Розрахунок граничних умов теплообміну клапана за класичного розрахункового методу

Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  обчислювалися за критеріальними залежностями. На інших поверхневих ребрах моделі ГУ III роду перебували з використанням лінійної інтерполяції. На поверхні осьової проточки задавалися

умови відсутності теплообміну. Для режиму простою турбоагрегату, відповідно до РТМ, задавалися також умови теплоізоляції по всій проточній частині.

На першому етапі перевірного розрахунку розроблена методика створення просторових конструкцій елементів турбомашин з застосуванням програмного продукту Solidworks для СРК.

При моделюванні геометрії СРК в процесі перевірного розрахунку змін в проектну конструкцію заводу-виробника не вносилося.

Виходячи з аналізу газодинаміки пари в проведеному раніше числовому експерименті, що враховує переміщення вологої пари в проточному тракті стпорно-регулюючого клапана було дискретизовано внутрішній об'єм клапана на 5 характерних областей.

Наведено геометричну модель клапана з характерними зонами, для яких задавалися значення температури, тиску і визначалися коефіцієнти тепловіддачі (рис. 5.5).

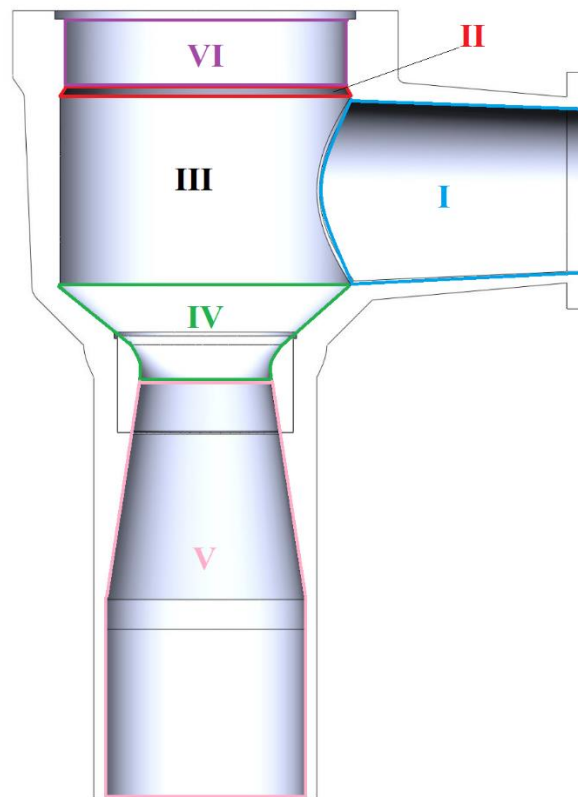


Рисунок 5.5 - Схема розташування областей розрахунку коефіцієнтів

тепловіддачі по поверхні регулюючого клапана турбіни К-1000-60 / 3000.

Результати розрахунку граничних умов теплообміну зведені до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку граничних умов теплообміну для регулюючого клапана турбіни К-1000-60/3000.

Область	Потужність, <b>N</b>	МВт	1000
<b>I</b>	Температура, <b>T</b>	К	546,4
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	43530,52
	Тиск, <b>p</b>	Па	6087968,3
<b>II</b>	Температура, <b>T</b>	К	546,4
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	4167,47
	Тиск, <b>p</b>	Па	6027088,6
<b>III</b>	Температура, <b>T</b>	К	546,4
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	16750,689
	Тиск, <b>p</b>	Па	5966817,8
<b>IV</b>	Температура, <b>T</b>	К	546,4
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	61729,217
	Тиск, <b>p</b>	Па	5844449,6
<b>V</b>	Температура, <b>T</b>	К	546,4
	Коефіцієнт тепловіддачі, <b><math>\alpha</math></b>	Вт/м <sup>2</sup> ·К	15347,732
	Тиск, <b>p</b>	Па	5727560,6
<b>VI</b>	Площа теплового потоку, <b>q</b>	Вт/м <sup>2</sup>	381,68

При розрахунках  $\alpha$  для різних поверхонь використовувалися наступні рівняння:

- Області I, III, IV, V та VI:

Радіус розрахункового перетину узятий, як визначальний радіус. Визначальною температурою є температура середовища. Визначальна швидкість -

швидкість на даному радіусі. Розрахункова формула має такий вигляд:

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43}, \quad (5.1)$$

$$\text{Рейнольдс: } Re = \frac{w \cdot r^2}{\vartheta}. \quad (5.2)$$

- Область II:

$$Nu = 0,06 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43}, \quad (5.3)$$

Наступним етапом буде порівняння теплових станів регулюючого клапана при різних методиках розрахунку газодинаміки та граничних умов теплообміну.

### 5.3 Аналіз теплового стану регулюючого клапана

В підрозділах 5.1 та 5.2 був описаний розрахунок газодинаміки та граничних умов теплообміну та наведені результати. З використанням отриманих даних був порахований тепловий стан металу корпусу СРК енергоблоку №2 ХАЕС.

На рис. 5.6 та 5.7 зображений тепловий стан стопорно-регулюючого клапана за допомогою класичного методу.

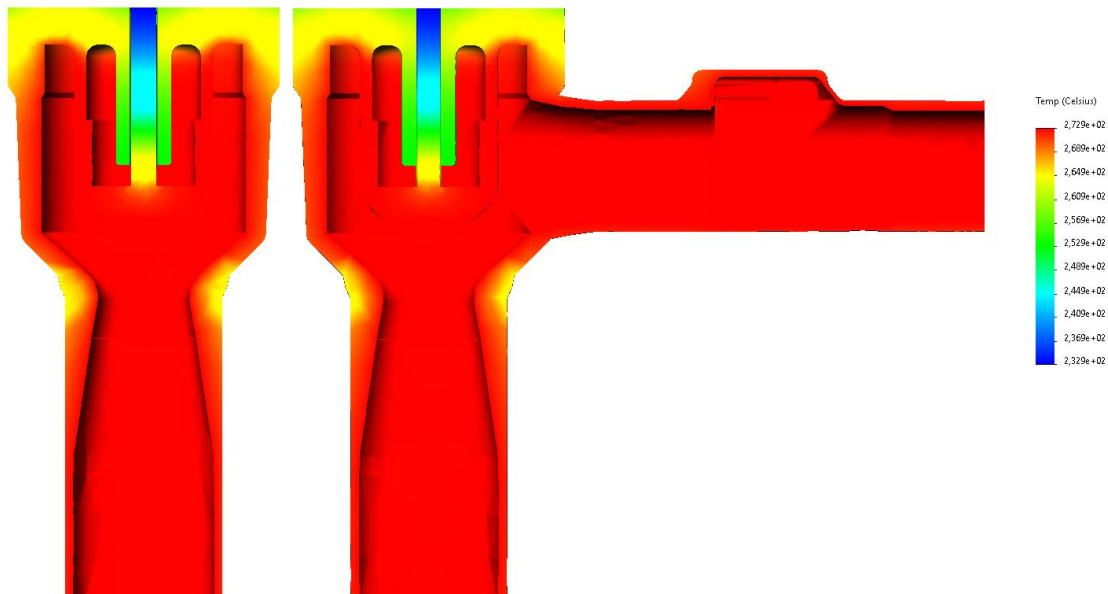


Рисунок 5.6 – Тепловий стан стопорно-регулюючого клапана при розрахунку граничних умов теплообміну класичним методом у розрізі.

Використавши результати газодинаміки, описані в п.5.1. було пораховано та отримано коефіцієнти тепловіддачі. За цими даними також було отримано тепловий

стан регулюючого клапана, зображений на рис. 5.8.

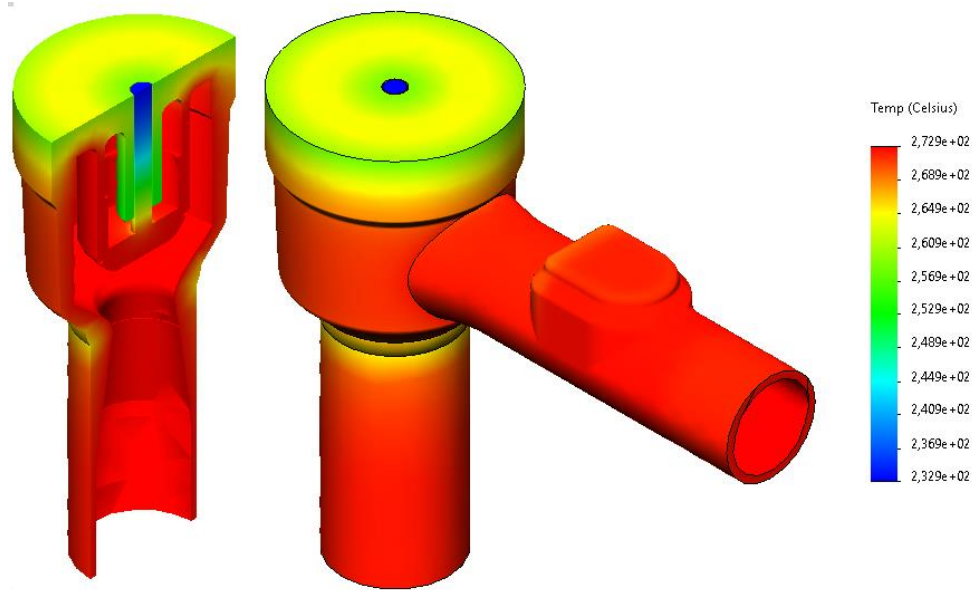


Рисунок 5.7 – Тепловий стан металу клапана при розрахунку граничних умов теплообміну класичним методом в 3D форматі.

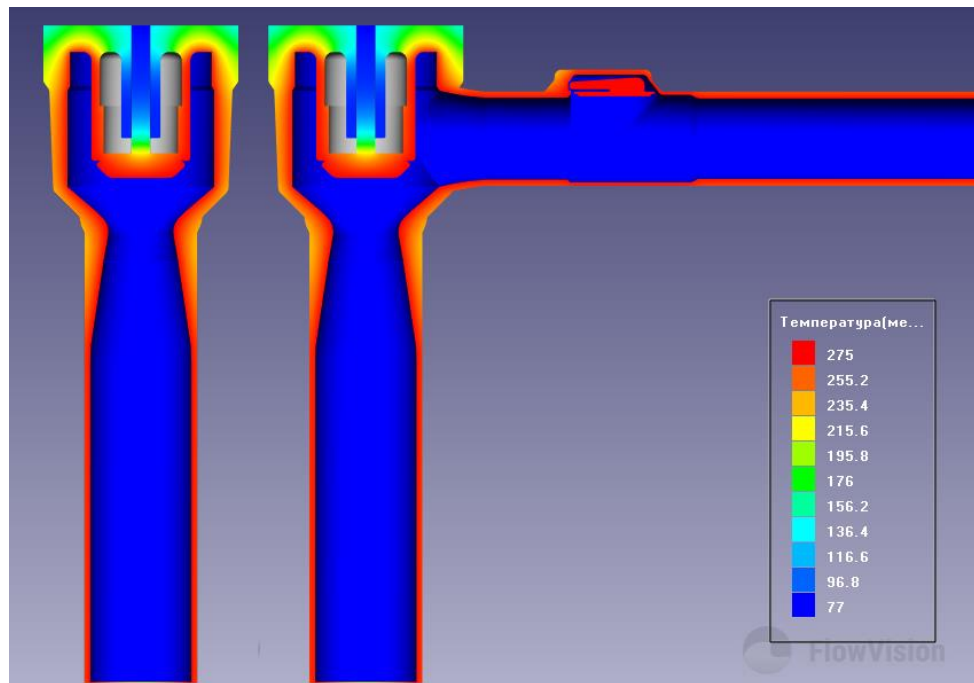


Рисунок 5.8 - Тепловий стан металу СРК при розрахунку газодинаміки за допомогою ПК Flow Vision 3.0.

З рис. 5.6, 5.7 та 5.8 чітко видно різницю теплових станів одного і того ж клапану при одних і тих же умовах. Це пояснюється тим, що в моделі газодинаміки,



в пристінній області клапана виникають зони вихроутворення і підвищеного тиску які викликають розтріскування поверхні корпусу клапана. За допомогою класичної методики це врахувати неможливо.

#### 5.4 Розрахунок напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана

На даному етапі рахувалася нестационарна задача теплопровідності з використанням температурного поля в якості початкових умов. Для порівняння було розраховано НДС з використанням температурного поля, отриманого класичним розрахунковим методом та з використанням температурного поля, що отримане при використанні ПК Flow Vision. Напружено-деформований стан корпусу клапана формує сумісна дія температурних напружень і напружень від тиску. НДС регулюючого клапана енергоблоку №2 ХАЕС від парогенератора №2 до циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000, що представлено на рис. 5.9 пораховано за допомогою класичного методу.

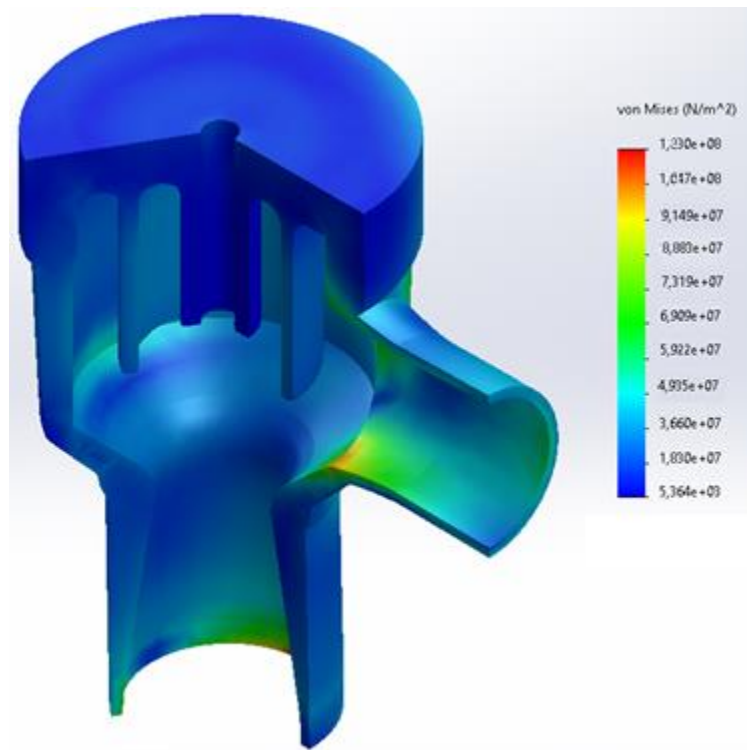


Рисунок 5.9 – НДС СРК енергоблоку №2 ХАЕС від ПГ №2, порахований



класичним методом.

Також напружено-деформований стан стопорно-регулюючого клапану енергоблоку №2 ХАЕС від парогенератора №2 до циліндра високого тиску турбіни К-1000-60/3000, що представлено на рис. 5.10 пораховано за допомогою розробленої методики, що базується на врахуванні газодинаміки течії вологої пари.

Аналізуючи розрахований напружено-деформований стан двома способами (рис. 5.9 – 5.10), слід зазначити, напруження представлене на рис 5.9 набагато більше, ніж на рис. 5.10. Це зумовлено тим, що при класичному розрахунку граничних умов не можливо врахувати вихрові структури течії вологої пари в клапані. На рисунку 5.10 напруження в пристінній зоні не суттєві.

Якщо зрівняти результати розрахунку газодинаміки з результатами розрахунку напружено-деформованого стану то напруження присутні в місцях кріплення вхідного патрубка та сідла клапана.

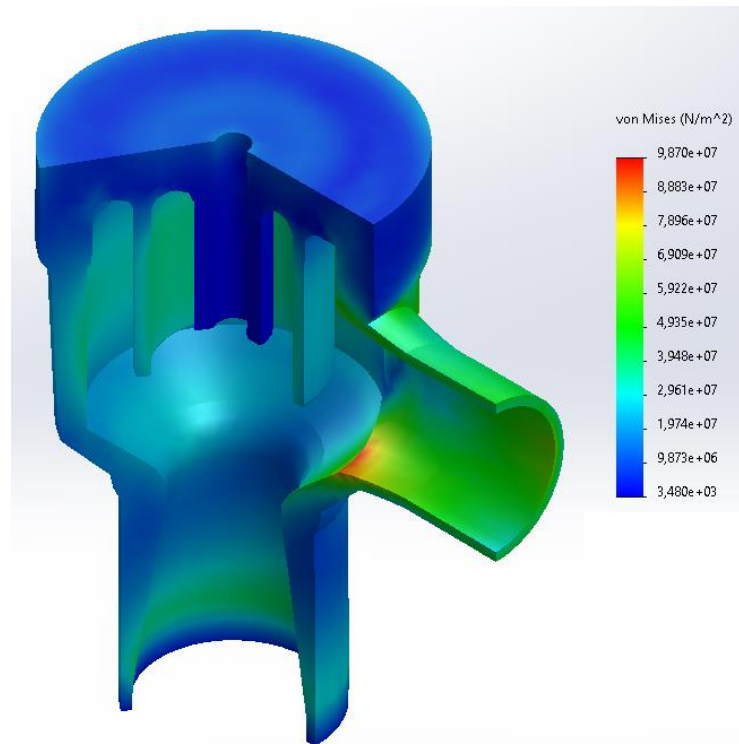


Рисунок 5.10 - НДС СРК енергоблоку №2 ХАЕС від ПГ №2, розрахований з врахуванням газодинаміки.

Сміливо можна прогнозувати, що зони розтріскування металу відбудуться в місцях, де присутні вихори потоку (рис. 5.4). Це пояснюється тим, що в моделі газодинаміки, в пристінній області клапана виникають зони вихроутворення і підвищеного тиску які визивають розтріскування поверхні корпусу клапана.

Результати розрахунку напружено-деформованого стану показують, що максимальні напруження (98 МПа) виникають у зонах кріплення вхідного патрубка та сідла клапана. Оскільки межа міцності матеріалу клапана становить 720 МПа, максимальні розрахункові напруження не є критичними. Таким чином, статична складова пошкоджуваності металу не має значного впливу на його довготривалу міцність.

Внаслідок виникнення вихорів у вихідній проточній частині клапана спостерігаються циклічні коливання тиску в пристінковій зоні, що, в свою чергу, призводить до підвищення циклічної пошкоджуваності металу корпусу в певних місцях. Отже, можна очікувати, що зони деградації та розтріскування металу зосереджені в областях, де спостерігаються завихрення потоку.

### **5.5 Розрахунок напружено-деформованого стану регулюючого клапана з врахуванням парового сита**

Конструкція регулювального клапана атомної турбіни великої потужності є досить складною, що у багатьох дослідженнях призводило до спрощених підходів у моделюванні. Зокрема, одним із важливих, але часто ігнорованих елементів конструкції є «парове сито» —компонент, який виконує критично важливу функцію вирівнювання потоків пари, що проходять через клапан.

Присутність парового сита не тільки забезпечує рівномірний розподіл потоку, але й створює додатковий аеродинамічний опір, що змінює внутрішній розподіл тиску та температури у пароприймальній камері. Це, у свою чергу, суттєво впливає на формування температурних градієнтів і напружень у матеріалі корпусу клапана. Відсутність врахування цього фактора в чисельних моделях може призводити до

значних похибок у розрахунках, що впливає на точність прогнозування термо-напруженого стану конструкції.

Наприклад, у роботах [62, 64] продемонстровано, що нехтування впливом додаткових конструктивних елементів може бути однією з основних причин розбіжностей між чисельними та експериментальними результатами. Відсутність урахування локальних змін у потоці та термодинамічних характеристик середовища може призводити до неправильного оцінювання граничних умов та розподілу навантажень на конструкцію.

З огляду на це, детальне врахування конструктивних особливостей клапана є вкрай важливим для точного моделювання газодинамічних процесів. Включення до розрахункової моделі всіх значущих елементів, зокрема парового сита, дозволяє:

- зменшити похибку чисельного аналізу;
- покращити узгодженість з експериментальними даними;
- оцінити вплив турбулентності та нестационарних явищ у пароприймальній камері;
- забезпечити коректну оцінку термо-напруженого стану корпусу клапана.

Таким чином, правильний підхід до моделювання повинен передбачати не лише використання сучасних чисельних методів, але й глибокий аналіз конструктивних особливостей об'єкта дослідження. Це забезпечить надійні результати, необхідні для оптимізації роботи клапана та підвищення його експлуатаційної довговічності. Тому розглянуто тривимірну модель регулювального клапана із врахуванням парового сита, що функціонує у системі паророзподілення турбіни К-1000-60/3000.

Математична модель газодинамічних процесів, що відбуваються у регулювальному клапані турбіни К-1000-60/3000, була розроблена на основі програмного комплексу FloEFD, який забезпечує моделювання багатофазних потоків із урахуванням особливостей стисливого середовища. Для детального

аналізу термо-напруженого стану металу корпусу клапана застосовувався програмний комплекс SolidWorks Simulation, що дозволило оцінити механічні навантаження та температурні градієнти в конструкції.

Газодинамічні характеристики потоку визначалися на основі рівнянь Нав'є-Стокса для стисливого середовища, доповнених рівняннями збереження маси, енергії, імпульсу та рівнянням стану пари.

Враховувалися також різноманітні замикаючі співвідношення, граничні та початкові умови. Чисельне розв'язання цих рівнянь здійснювалося методом кінцевих об'ємів, який передбачає розбиття обчислювальної області на дискретні комірки, для яких проводився розрахунок потоків маси, імпульсу та енергії через їхні грані.

Особливістю моделювання стало використання адаптивної скінченно-об'ємної сітки, яка змінювала свою густину залежно від градієнтів основних параметрів потоку. Область розрахунку охоплювала як текуче середовище, так і тверде тіло, з відповідним розподілом елементів: 2,1 млн комірок у робочому середовищі, 1,2 млн у твердих конструкціях і 1,4 млн на межі поділу фаз.

Граничні та початкові умови відповідали реальним параметрам експлуатації клапана, отриманим з енергоблоку №2 Хмельницької АЕС (табл. 4.1, розділ 4).

Окрім основних характеристик пари, у розрахунках також враховувалися її молярна маса, критичні температура і тиск, а також коефіцієнт стисливості у критичній точці.

Для точного прогнозування поведінки пари застосовувалося рівняння Редліха-Квонга—двопараметричне рівняння стану реального газу, що є вдосконаленням рівняння Ван дер Ваальса. Такий підхід дозволив забезпечити високу точність моделювання та врахувати реальні фізичні процеси, що відбуваються у клапані в умовах експлуатації.

Одержані результати дозволили не лише визначити газодинамічну структуру потоку, а й оцінити вплив геометричних параметрів клапана на його ефективність.

Це дає можливість удосконалити конструкцію, зменшити втрати енергії та підвищити надійність роботи клапанного вузла в умовах експлуатації.

Відповідно до залежності в'язкості пари від температури динамічна в'язкість ( $\eta$ ) розраховувалась за рівнянням (5.4):

$$\eta = 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0,76}, \quad (5.4)$$

Питома теплоємність ( $C_p$ ) в залежності від температури обчислювалась наступним чином:

$$C_p = 30,092 + 0,006832 \cdot T + (9,081 \cdot 10^{-6}) \cdot T + (1,439 \cdot 10^{-9}) \cdot T, \quad (5.5)$$

Коефіцієнт теплопровідності ( $\lambda$ ) розраховувався за допомогою степеневі залежності:

$$\lambda = 0,024 \cdot T^{0,72}, \quad (5.6)$$

При фазовому переході, коли пара конденсується, динамічна в'язкість ( $\eta$ ) капель вологи визначалась за рівнянням (5.7):

$$\eta = 0,0012 \cdot T^{-1}, \quad (5.7)$$

А коефіцієнт теплопровідності для капель вологи розраховувався за наступною залежністю від температури:

$$\lambda = 0,606 \cdot T^{0,5}, \quad (5.8)$$

Тривимірна модель клапана включала ключові компоненти: корпус, сідло, регулювальний механізм та парове сито. Особливу увагу було приділено деталізації отворів у ситі, оскільки вони значно впливають на розподіл пари. Розрахункова модель ілюструється на рисунку 5.11.

Результати моделювання дозволили виявити розподіл швидкостей, тисків і температур у об'ємі клапана. Урахування сита під час моделювання суттєво підвищило точність визначення газодинамічних, термодинамічних та механічних процесів у клапані, а також дало змогу врахувати нерівномірний розподіл тиску, температури та турбулентність парових потоків, що, в свою чергу, істотно вплине на напружено-деформований стан металу корпусу клапана.

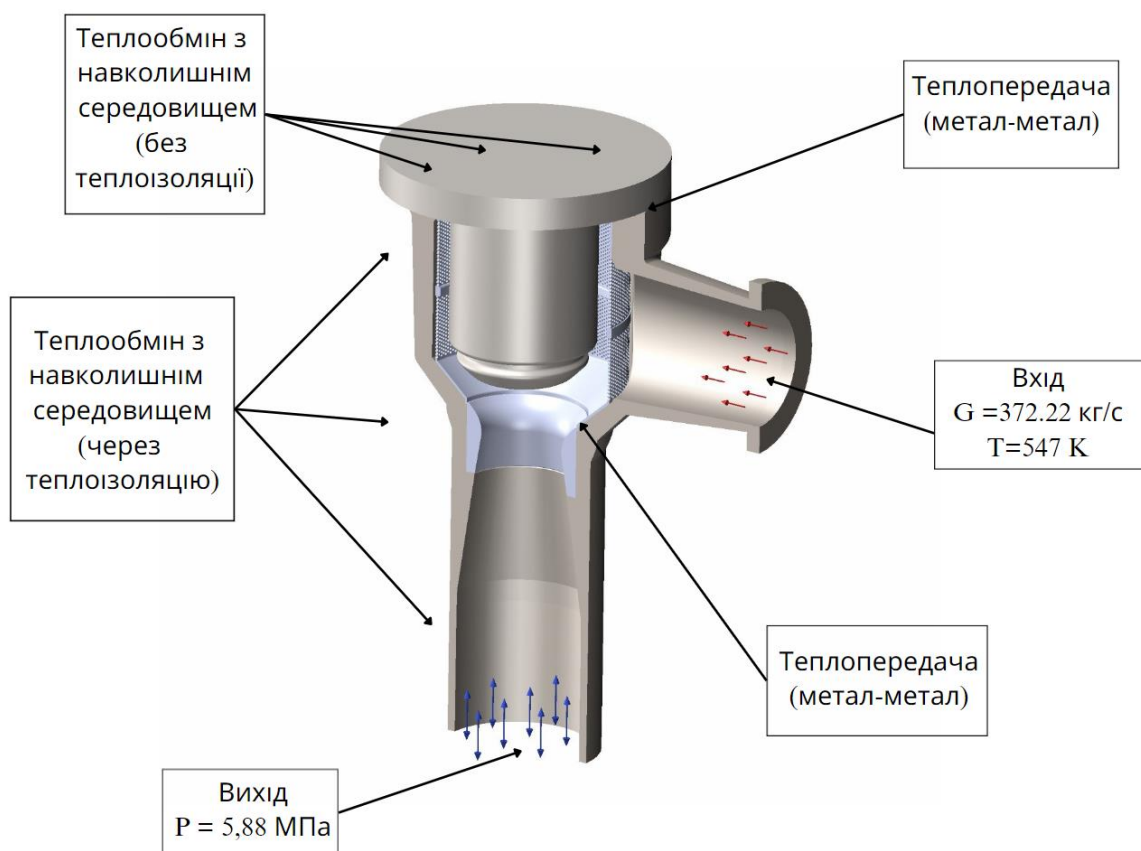


Рисунок 5.11. Розрахункова модель регулювального клапана турбіни К-1000-60/3000.

З точки зору газодинаміки, сито створює локальний опір, що призводить до значних втрат тиску пари. Врахування цього ефекту дозволяє оцінити газодинамічні втрати в клапані (див. рис. 5.12, а). Також слід зазначити, що проходження пари через отвори сита сприяє вирівнюванню швидкості потоку після сита, що впливає на подальший рух пари (див. рис. 5.12, б). Отвори сита викликають формування локальних турбулентних структур у потоці, які безпосередньо впливають на характер течії, а отже, на гідравлічний опір, тепловіддачу та рівномірність теплообміну.

З одного боку, сито допомагає вирівняти температурне поле пари перед її контактом зі штоком та нижньою частиною корпусу клапана. Це впливає на локальні температурні градієнти, які є важливими для оцінки термічних деформацій металу.

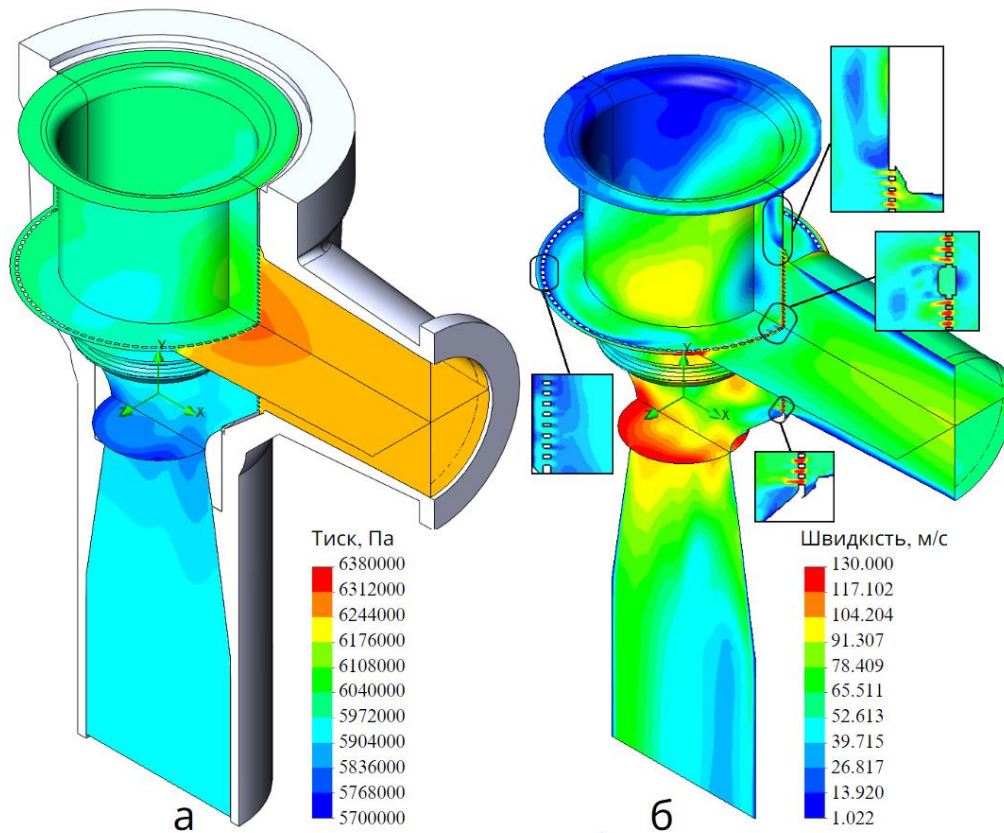


Рисунок 5.12. Результати моделювання газодинаміки: а – розподіл тиску в клапані; б – розподіл швидкостей в клапані.

З іншого боку, турбулентні вихори, що виникають у просторі між корпусом клапана та паровим ситом (рис. 5.13), призводять до збільшення коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінок корпусу клапана. Якщо цей ефект не враховувати, результати моделювання можуть показувати занижені значення температури металу регулювального клапана (рис. 5.14), що, у свою чергу, впливає на точність прогнозування його термонапруженого стану.

Нерівномірний теплообмін, зумовлений неоднорідним розподілом швидкостей пари в робочій порожнині клапана, формує складні температурні градієнти в металі корпусу. Це є критично важливим фактором, оскільки саме температурні градієнти є основною причиною виникнення термічних напружень, які можуть спричинити утому матеріалу та розвиток мікротріщин.



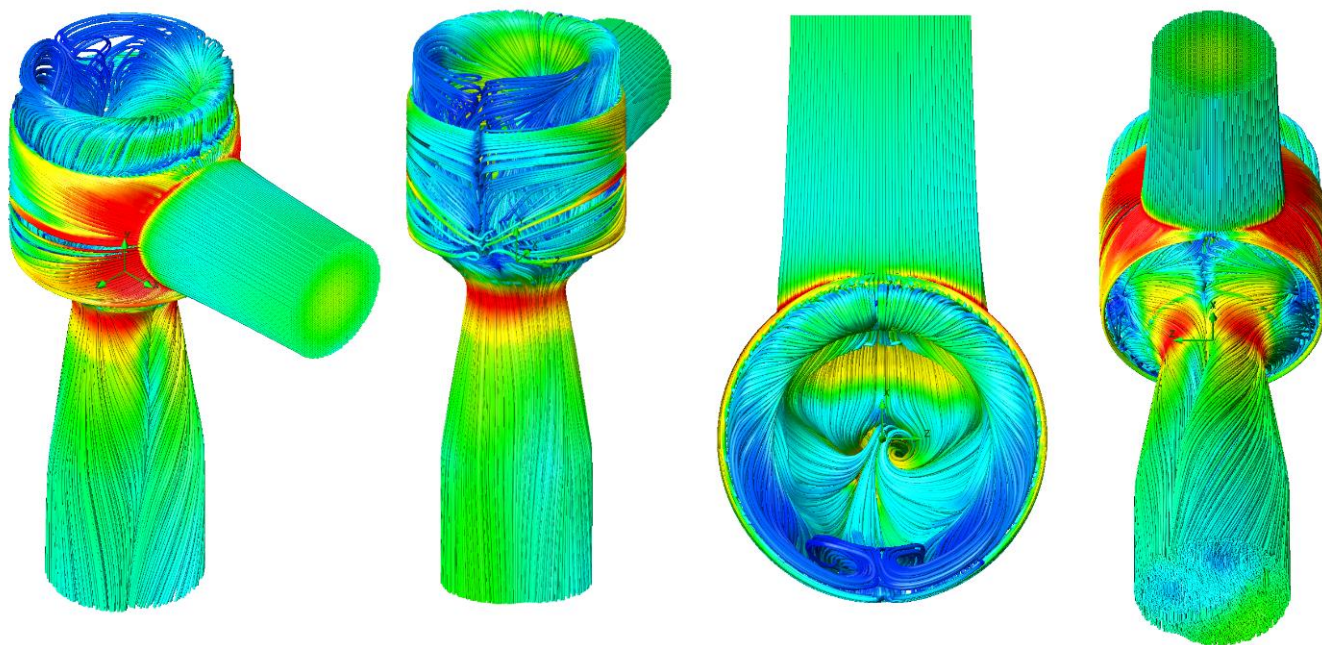


Рисунок 5.13. Лінії потоку пари в клапані.

Крім того, парове сито не лише впливає на процеси теплообміну, а й змінює розподіл тиску пари в клапані. Змінений тиск перерозподіляється на стінки корпусу, що суттєво впливає на його напружено-деформований стан. Ігнорування цього фактору може призвести до некоректного оцінювання навантажень, які діють на елементи конструкції під час експлуатації.

Врахування всіх цих аспектів у чисельному моделюванні дозволяє отримати більш точну картину газодинамічних та теплових процесів у клапані, що критично важливо для його надійної роботи та подовження експлуатаційного ресурсу.

Результати аналізу (рис. 5.14) демонструють, що температурний розподіл у перфорованій зоні фільтруючого сита клапана є майже однорідним і становить приблизно 547 К. Однак у місцях контакту сита з корпусом клапана спостерігається локальне зниження температури до 536–542 К, що пояснюється підвищеною інтенсивністю теплообміну.

Особливої уваги заслуговують області 1 і 2 (рис. 5.14), де зафіксовано локальне підвищення температури металу сита до 548 К, що перевищує температуру теплоносія (пари) на вході в клапан приблизно на 2 К. Аналогічне



явище було описане в роботі [64], де автор пояснює значніше (на 12 K) підвищення температури сита на вході до пароприймальної камери ефектом гальмування пари при її зіткненні з поверхнею сита. Це призводить до перетворення кінетичної енергії потоку в теплову, що й спричиняє локальне нагрівання конструктивного елемента.

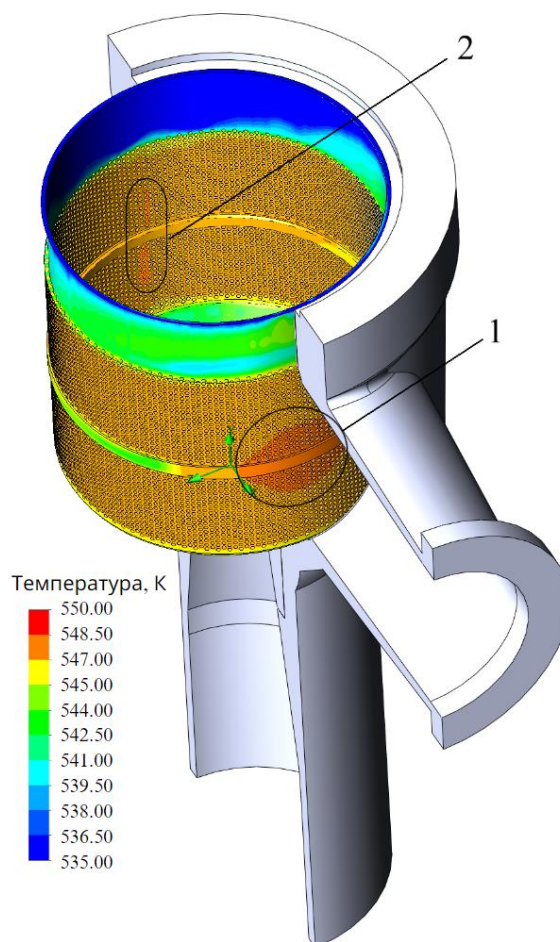


Рисунок 5.14 Розподіл температур по ситі клапана.

У даному випадку підвищення температури в області 1 можна пояснити аналогічним механізмом. Однак у зоні 2 причини нагрівання дещо відрізняються.

Детальний аналіз газодинамічних процесів у клапані показав, що в задній частині пароприймальної камери, між ситом і корпусом (рис. 5.13), виникають потужні турбулентні вихори, зумовлені взаємодією двох зустрічних потоків пари.

Коли парові потоки з різними швидкостями або напрямками зустрічаються, у зоні їхнього змішування формується інтенсивна дисипація енергії. Відомо, що в

таких умовах кінетична енергія частково переходить у внутрішню енергію внаслідок тертя, в'язкості та турбулентних процесів. Унаслідок внутрішнього тертя між шарами пари відбувається передача енергії, що сприяє її перетворенню в тепло.

Значні градієнти швидкостей, які виникають при зустрічі потоків, викликають зсувні напруження, що додатково сприяє передачі енергії між шарами потоку та підсилює процес дисипації. Як наслідок, у зоні 2 спостерігається локальне підвищення температури. Варто зазначити, що подібні процеси, хоча й у меншій мірі, мають місце по всій робочій області клапана. Це підтверджується незначним (на 0,5–1 К) зростанням температури перфорованої частини сита порівняно з температурою теплоносія на вході.

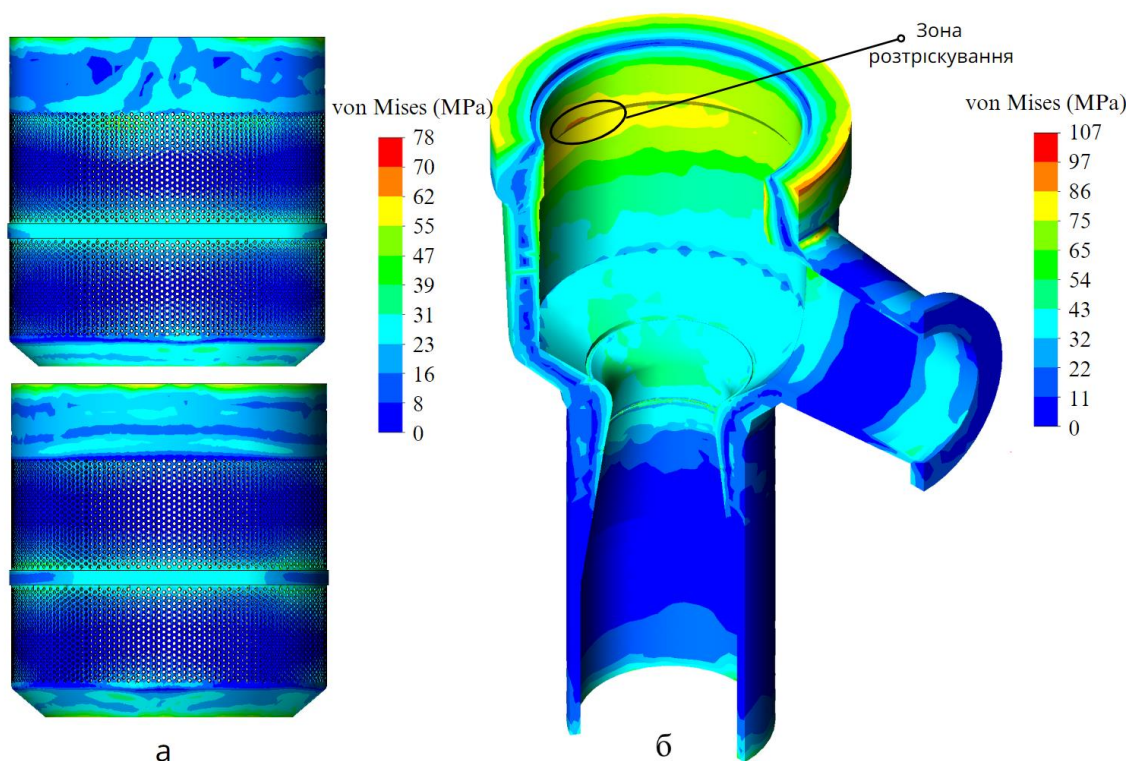


Рисунок 5.15. Результати розрахунків напружено-деформованого стану клапана: а – напружено-деформований стан фільтруючого сита; б - напружено-деформований стан металу корпусу клапана.

Однак оскільки ці температурні нерівномірності є відносно невеликими, їхній вплив на напружено-деформований стан сита є малопомітним. Це підтверджується

аналізом розподілу механічних напружень (рис. 5.15, а), де не спостерігається суттєвих локальних аномалій, спричинених температурними коливаннями.

Отримані дані підтверджують гіпотезу про вплив парового сита на напружено-деформований стан (НДС) клапана. На рисунку 5.15 (б) показано НДС металу корпусу клапана. Зона розтріскування розташована безпосередньо біля області значної дисипації енергії, яка виникає внаслідок зіткнення потоків, і там спостерігаються істотні напруження в металі корпусу. Таким чином, врахування реального розподілу потоку дозволило пояснити появу дефектів у металі в зоні розтріскування, що зазначена на рисунку 5.15 (б).

### **Висновки до розділу 5**

1. Проведене чисельне моделювання газодинаміки потоку пари в стопорно-регулюючому клапані (СРК) енергоблоку №2 ХАЕС дозволило отримати детальну картину розподілу тиску, швидкостей та температури робочого середовища. Виявлено нерівномірність потоку пари перед входом у клапан, що спричинена одностороннім бічним підведенням пари. Це викликає відрив потоку та утворення циркуляційних зон, які негативно впливають на роботу клапана.

2. Найбільше значення тиску спостерігається на вході у вхідний патрубок і в області запірної чаші штока клапана. При максимальному відкритті СРК у зазорі між запірною чашею та сідлом відбувається значне прискорення потоку, що спричиняє відрив потоку та формування вихорів. У місцях переходу між різними елементами клапана спостерігається локальне падіння тиску, що може призводити до додаткових навантажень на конструкцію клапана.

3. Максимальні швидкості формуються в області між запірною чашею та сідлом клапана. У місцях утворення вихрових зон швидкість потоку значно змінюється, що може призводити до підвищеного навантаження на внутрішні стінки клапана. Виявлено нерівномірність розподілу швидкості у вихідній частині

клапана, що може викликати додаткові коливання потоку та локальні перенапруження в металі.

4. Виконано порівняння теплового стану клапана при двох методах розрахунку: з розрахунком граничних умов теплообміну I-IV роду на основі критеріальних рівнянь та з використанням чисельного моделювання газодинаміки. Встановлено, що перший розрахунковий метод не враховує вихрові утворення, які впливають на локальне нагрівання металу. Використання чисельного моделювання дозволяє отримати більш точні коефіцієнти тепловіддачі, що впливає на результати розрахунку температурних напружень у корпусі клапана.

5. Проведено аналіз напружено-деформованого стану корпусу клапана з використанням двох підходів до визначення теплового стану металу. Встановлено, що максимальні напруження (98 МПа) виникають у місцях кріплення вхідного патрубку та сідла клапана. Порівняння результатів розрахунків показало, що метод розрахунку граничних умов дає завищені значення напружень, оскільки не враховує вихрові утворення, які суттєво впливають на характер навантажень у корпусі клапана.

6. Аналіз результатів чисельного моделювання дозволив ідентифікувати області, де можливе виникнення пошкоджень через циклічні навантаження. Зони деградації металу зосереджені в місцях формування вихорів у вихідній проточній частині клапана. Встановлено, що циклічні флуктуації тиску у пристінковій зоні можуть прискорювати процес втомного руйнування металу корпусу клапана.

7. Показано, що визначення напружено-деформованого стану клапана без урахування всіх його конструктивних елементів, зокрема сита, може призводити до неточних результатів. Сито є важливим елементом конструкції, який впливає на характер течії пари, розподіл тиску, швидкостей і температури у внутрішніх порожнинах клапана. Включення сита в розрахункову модель

дозволяє більш точно оцінити локальні напруження та визначити потенційні зони виникнення втомних пошкоджень.

8. Додавання сита в модель призвело до формування локальних зон турбулентності перед ним і після виходу пари з отворів сита. Встановлено, що за ситом відбувається зниження швидкості потоку та підвищення локального тиску, що впливає на рівномірність розподілу навантаження на корпус клапана. У місцях кріплення сита спостерігаються значні локальні підвищення напружень, що може стати потенційною зоною для утворення мікротріщин у процесі тривалої експлуатації.

9. Включення сита в модель дозволило більш точно оцінити розподіл температури у корпусі клапана. Виявлено, що в зоні перед ситом температура пари дещо вища через уповільнення потоку, тоді як за ситом відбувається поступове вирівнювання температури завдяки турбулізації потоку. Ця нерівномірність температурного розподілу впливає на термічні напруження у матеріалі корпусу.

10. Аналіз напружено-деформованого стану з врахуванням сита показав, що основні напруження виникають не тільки в місцях кріплення корпусу та сидла клапана, а й у точках контакту сита з внутрішньою поверхнею корпусу. Зона кріплення сита зазнає підвищених механічних навантажень через вплив потоку пари на сито. У порівнянні з моделлю без сита, максимальні напруження в корпусі клапана перерозподіляються, що свідчить про необхідність врахування цього елемента при розрахунках довговічності металу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» Постанова КМ України від 18 серпня 2017 р. № 605-р  
<http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245239554>
2. European Development Program for a high Performance Light Water Reactor (HPLWR) / G. Heusener, U. Muller, T. Schulenberg, D.A. Scuarer // 17-th Congress of World Energy Council. Huston. Texas. Sept. 13-18. 1998. Vol. 2. Rep. 102. P. 23-28.
3. Energy, Electricity and Nuclear Power Estimates for the Period up 2050. Ref. Data Ser. 1, 2011 Td. Vienna:IAEA, 2011.
4. World Energy Outlook 2011. OECD/IEA, 2011.
5. IAEA Power Reactor Information System. <http://www.iaea.org/pris>.
6. Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). с. 22-27. Бібліогр.: 9 назв. ISSN 2078-774X.
7. Енергетика: історія, сьогодення та майбутнє. ТЗ. Розвиток теплової та атомної енергетики / Базєєв Є.Т., Білека Б.Д., Васильєв Є.П. та ін. К., ТОВ „Редакція видання”. Енергетика: історія, сьогодення та майбутнє. 2008. 528с.
8. Енергетика: історія, сучасність і майбутнє. Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики / Базєєв Є.Т., Білека Б.Д., Васильєв Є.П. та ін. К., ТОВ „Редакція видання Енергетика: історія, сучасність і майбутнє. Київ, 2013. 400 с.
9. Конструкція основних елементів парових турбін ТЕС та АЕС. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів теплоенергетичних спеціальностей денної та заочної форм навчання. /Уклад: О.Ю. Черноусенко, Л.С.Бутовський, О.О. Грановська, Т.В. Нікуленкова / К.: ВПІ ВПК “Політехніка”, 2014 . 70 с.

10. Інструкція з експлуатації «Турбіна парова №1. ТЦ.0166.ІЕ-10» енергоблока №1 К-1000-60/3000.
11. 43-923.203.007.БД.05 Хмельницька АЕС. Енергоблок №2. База даних ЯПВУ. Частина 5. Технологічні системи другого контуру.
12. Хмельницька АЕС. Енергоблок № 2. Система паропроводів свіжої пари (ТХ, РА). Технічний опис. № 2.ТЦ.0245.ТО-01.
13. Турбіна парова К-1000-60/3000. Інструкція з експлуатації. Технічний опис. № 2ТЦ.0244.ТО-01.
14. О.М. Письменний, О.Ю. Черноусенко, О.В. Штефан, Д.В. Риндюк, Д.С. Третьак. Розрахункове визначення малоциклової втоми високотемпературних елементів парової турбіни потужністю 200 МВт із застосуванням програмного комплексу ANSYS та COSMOSWorks. Вісник НТУУ "КПІ", Машинобудування. К.: НТУУ «КПІ». 2008. 52. С. 188-195.
15. Штефан Е.В. Інформаційна технологія визначення індивідуального ресурсу високотемпературних конструкцій енергомашинобудування / Е.В.Штефан, О.Ю. Черноусенко, А.В. Башта// Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. К.: НАУ, 2008. Вип. 49. Т.2. С. 171-176.
16. Звіт за договором 15/2.022 від 22.05.2009 р. «Визначення тривалої міцності, деградації статичної та циклічної міцності металу роторної сталі після тривалої експлуатації з метою визначення можливості продовження експлуатації понад парковий ресурс роторів». – Київ, НТУУ «КПІ», 2009 р. – 69 с.
17. Оцінка індивідуального ресурсу литих корпусів автоматичних захисних клапанів енергоблоків потужністю 200 МВт / О. Ю. Черноусенко та ін. // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Сер. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI" : coll. sci. papers. Ser. : Power and Heat Engineering Processes and Equipment. Харків : НТУ "ХПІ", 2018. № 13 (1289). С. 26-32.
18. Моделювання напружено деформованого стану та оцінка ресурсу



автоматичного стопорного клапану ЦВТ турбіни К-200-130 : магістерська дис. : 144  
Теплоенергетика. Якимчук М. О. Київ, 2019. 84 с.

19. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Research on residual service life of automatic locking valve of turbine K-200-130" Eastern-European Journal of Enterprise Technologies - Energy-saving technologies and equipment. 2017. No 8 (89). pp. 39- 44. ISSN 1729-3774 (print). ISSN 1729-4061 (on-line).

20. Пешко, В. А. Управління залишковим ресурсом високотемпературних елементів парових турбін : дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки / Пешко Віталій Анатолійович. Київ, 2017. 186 л.

21. РТМ 108.021.103. Деталі парових стаціонарних турбін. Розрахунок на малоциклову втому. М., 1985. № АЗ-002/7382. 49 с.

22. РД 34.17.440-96. Методичні вказівки про порядок проведення робіт при оцінці індивідуального ресурсу парових турбін та продовження терміну їх експлуатації понад парковий ресурс. М., 1996. 98 з.

23. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: Мво палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

24. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.

25. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3) Монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // К.: НТУУ «КПІ Ім. Ігоря Сікорського», 2020. –308 с.

26. Chernousenko, Olga & Rindyuk, Dmitro & Peshko, Vitalii & Goryazhenko, Vladyslav. (2018). Estimating an Individual Life of the Cast Casings of Self-Acting



Safety-Valves of the Power Generating Units of 200 MW. NTU KhPI Bulletin Power and heat engineering processes and equipment. 10.20998/2078-774X.2018.13.05.

27. О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3) Монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика. К.: НТУУ «КПІ Ім. Ігоря Сікорського», 2020. – 308 с.

28. Черноусенко О. Ю. (2013) Пошкодженість та залишковий ресурс стопорних клапанів ЦВД та ЦСД парової турбіни К-800-240 Слов'янської ТЕС. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків, НТУ «ХПІ», 12 (986), с. 100–106.

29. Гораш Є.М, Лисенко С.В., Львів Г.І. Неізотермічна повзучість та ушкоджуваність елементів парових турбін. *Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук.робіт. Темат. випуск: "Динаміка та міцність машин".* Вип. 21. 2006. С. 75-88.

30. Львів Г.І., Лисенко С.В., Гораш О.М. Довготривала міцність клапана високого тиску з урахуванням неоднорідного розподілу температури. *Збірник наукових праць "Вісник НТУ "ХПІ": Динаміка та міцність машин* №22. 2007. С. 98-107.

31. Бабаєв А. І., Колодяжна Л. Ст, Голощاپов Ст. н. Чисельне дослідження структури потоку у вхідному відсіку проточного тракту клапана парової турбіни. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання.* Харків: НТУ "ХПІ". 2018. № 12. С. 57-61.

32. Бабаєв А. І., Голощاپов Ст. н. Верифікація результатів чисельного дослідження руху потоку у проточній частині регулюючого клапана парової турбіни. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання.* Харків: НТУ "ХПІ", 2016. № 8 (1180). З. 88-93.

33. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А., & Риндюк, Д. В. (2024). Визначення теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни Т-100/120-130 після пошкодження лопаток. *Проблеми машиностроения* , 27 (2), 6-17.

34. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А. (2017). Чисельне дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску турбіни типу Т-100/120-130 1-го енергоблоку «Харківська ТЕЦ-5». *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (9), 34-40.

35. Єпіфанов С. В., Симбірський Д. Ф., Марценюк Є. В. Міцність і ресурс деталей авіаційних газотурбінних двигунів. Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін-т». 2017. 81 с.

36. Комплексна схема оцінювання залишового ресурсу роторів парових турбін великої потужності [Текст] / О.Ю. Черноусенко, Т.В. Нікуленкова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 54-61. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

37. Черноусенко О.Ю. Узагальнення та аналіз результатів розрахункового дослідження індивідуального ресурсу корпусів та роторів ЦВТ та ЦСТ турбіни К-200-130 блоку 200 МВт // Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. - № 6. - С. 107-111.

38. Черноусенко О.Ю. Втомні пошкодження роторів ЦВС та ЦСД парових турбін К-200-130-3 на ТЕС України / О.Ю. Черноусенко, О.В. Антонович, Н.Г. Кришук, М.В. Косміну, М.О. Довгих // Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. - Харків: НТУ "ХПІ", 2007. - № 2. - С. 77-82.

39. Chernousenko, O. Y., Peshko, V. A., & Ryndiuk, D. V. (2024). Determination of the Thermal and Stress-Strain State of the Medium-Pressure Rotor of the T-100/120-130 Turbine after Damage to the Blades. *Journal of mechanical engineering*, (27, № 2), 6-17.

40. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А., & Усатий, О. Продовження безпечної експлуатації турбоенергоагрегату К-1000-60/3000 після пошкодження ротора ТВД. Проблемы машиностроения, 2024. 27 (1), с. 15-25.

41. Черноусенко, О.Ю., Риндюк, Д.В., Пешко, В.А. Деформовано-напружений стан ротора турбіни К-1000-60/3000 для типових режимів роботи. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, (3), 2019. С. 4-10.

42. Черноусенко, О.Ю., Пешко, В.А. Оцінка ресурсних параметрів ротора високого тиску тривалої експлуатації турбіни К-1000-60/3000. *Проблемы машиностроения*, 2019. 22 (4), с. 41-47.

43. Черноусенко, О.Ю., Риндюк, Д.В., Пешко, В.А. Деформовано-напружений стан ротора турбіни К-1000-60/3000 для типових режимів роботи. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, 2019. (3), 4-10.

44. Gareth Howard Finite Element Modelling of Creep for an Industrial Application / University of Pretoria, 2017. 89p.

45. Шульженко М.Г., Гонтаровський П.П., Матюхін Ю.І. Про коефіцієнти запасу для визначення допустимого ресурсу високотемпературних елементів парових турбін. *Енергетика та електрифікація*. 2009. № 8. С. 34-40.

46. Бабаєв, А. І. Аналіз сучасних конструкцій стопорнорегулюючих клапанів // *Проблеми машинобудування*. 2017. Т. 20 № 1. С. 11-16. ISSN 0131-2928.

47. Бабаєв А. І., Голощапов В. Н. Дослідження структури потоку в тракті парівпуску турбіни методом математичного моделювання // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання*. Харків: НТУ "ХПІ", 2017. № 9. С. 17-23. ISSN 2078-774X.

48. Голощапов В. Н., Бабаєв А. І. Розрахункове дослідження впливу розвантаження регулюючого клапана на його витратну характеристику // *Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання: матеріали XV міжнар. наук.-техн. Конференції - Харків: ІПМаш, 2015. 9 с. 1 електрон. опт. диск (CD-R).*

49. Бабаєв А. І., Голощапов В. Н. Вплив підрізання запірної чаші на

ефективну роботу регулюючого клапана парової турбіни // Удосконалення турбоустановок методами математичного та 17 фізичного моделювання: матеріали XVI міжнар. наук.-техн. Конференції – Харків: ПІМаш, 2017. 2 с. 1 електрон. опт. диск (CD-R).

50. Радін Ю.А., Конторович Т.С., Голов П.В. (2020). Моніторинг термонапруженого стану в парових турбінах. *Енергетичні технології та інженерія*, 53 (6), 719-723.

51. Черноусенко, О. Ю. (2007). Розрахункове дослідження індивідуального ресурсу корпусів ЦВД, ЦСД, корпусів стопорних клапанів та роторів К-200-130 блоку 200 МВт.

52. Черноусенко, О. Ю. (2012). Оцінка пошкодженості та залишкового ресурсу високотемпературних корпусів парової турбіни К-800-240 Слов'янської ТЕС. *Вісник НТУ «ХПІ»*, (7), 29.

53. Черноусенко, О. Ю. (2008). Узагальнення та аналіз результатів розрахункового дослідження індивідуального ресурсу корпусів та роторів ЦВД та ЦСД турбіни К-200-130 блоку 200 МВт.

54. Черноусенко, О., & Пешко, В. (2022). Дослідження ресурсних показників ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблока № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання*, (1-2), 15-22.

55. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., Пешко, В. А. (2018). Повторне продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску турбіни К-200-130 Курахівської ТЕС. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання*, 12-18.

56. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., Пешко, В. А. (2018). Ефективне продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску турбіни К-200-130 Луганської ТЕС. *Проблеми загальної енергетики*, (2), 65-70.

57. Черноусенко О.Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневренному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання / О.Ю. Черноусенко, В.А. Пешко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси и устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. - № 10 (1182). – С. 6-14.

58. Черноусенко О.Ю. Комплексний підхід оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін, що відпрацювали парковий ресурс. - Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Вісник НТУ "ХПІ". - 2010. - №2. - С.59...64.

59. Мамонтов Н.І., Пугачова Т.М. Визначення залишкового ресурсу та продовження терміну служби турбоагрегату К-200-130 ст. №9 Луганської ТЕС // Вісник ХПІ - 2008 - № 6 - С. 137-144.

60. Колядюк, А. С., Шульженко Н. Г., Бабаєв І. Н. Чисельне моделювання течії пари в регулювальному клапані турбіни. Вісник двигунобудування. 2011. № 2. С. 106-110. ISSN 1727-0219

61. Колядюк, О. С., Шульженко Н. Г. Оцінка повзучості корпусу регулюючого клапана парової турбіни К-325/ Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. 2014. 11 (1054). С. 125-131. ISSN 2078-774X.

62. Колядюк О.С., Шульженко Н.Г. Єршов С.В. Перебіг пари та розподіл температури у системі паророзподілу турбіни для різних режимів її роботи. Авіаційно-космічна техніка та технологія: Матеріали опубліковані за рішенням XVII міжнародного конгресу двигунобудівників. 2012. № 7 (94). З. 85-90.

63. Колядюк О.С., Шульженко Н.Г. Чисельний аналіз процесів перебігу пари та теплопровідності в корпусі регулюючого клапана парової турбіни. Праці VII Міжнародної наукової конференції «Актуальні проблеми механіки твердого тіла, що деформується». Т.1. Вінниця. ДонНУ. 2013. С. 205-209.

64. Колядюк О.С., Шульженко Н.Г. Аналіз перебігу пари через сито

регулюючого клапана парової турбіни К-325 на стаціонарному режимі роботи. Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Х.: НТУ "ХПІ". 2013. №14 (988). З. 19 –24.

65. A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes. Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.

66. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Аналіз напружено-деформованого стану та повзучості корпусу регулюючого клапана при підвищеній температурі пари, що подається. Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. 2020. С. 68- 69. (<http://ipmach.kharkov.ua/wpcontent/uploads/2020/07/%d1%81%d0%b5%d0%ba%d1%86%d0%b8%d1%8f1.pdf>).

67. Шульженко, Н.Г., Колядюк О.С. Оцінка повзучості корпусу регулюючого клапана парової турбіни К-325. Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Х.: НТУ "ХПІ", 2014. №11 (1054). З. 125-131.

68. Шульженко, Н.Г., Колядюк О.С. Оцінка впливу форми камери протягом пари та на повзучість корпусу регулюючого клапана турбіни. Проблеми машинобудування. 2015. Т.18. №3. З. 45-53.

69. Колядюк О.С. Дослідження газодинамічних процесів у проточній частині регулювального клапана парової турбіни. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. О.М. Підгірного НАН України. 2010. С. 7.

70. Русанов А.В., Єршов С.В., Матиматичне моделювання нестационарних газодинамічних процесів в проточних частинах турбомашин: монографія. Харків. ІПНМаш НАНУ. 2008. 275 с.

71. FlowVision. Версія 3.09.04. Керівництво користувача [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://flowvision.ru/index.php/public-downloads/category/8dokumentatsiyafLOWvision?download=112:3-09-04-pdf-enu>
72. Matsson, J. An Instruction to Solid Works Flow Simulation 2015 [Text] / SDC Publications (July 22, 2015) p. 350, ISBN-10: 1585039349.
73. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use [Electronic resources]. Available from: <http://www.iapws.org>. 05.05.2015.
74. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, No. 8. P. 1598-1605.
75. Yerry M. A., Shephard M. S. Three-Dimensional Mesh Generation by Modified Octree Technique // International Journal for Numerical Methods in Engineering. 1984., Vol. 20. p. 1965-1990.
76. Charlesworth D. J. Solution of the incompressible Navier-Stokes Equations on unstructured meshes / PhD, Department of mechanical engineering. England: London, 2003. 197 p.
77. Fritzson, P. Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1, John Wiley & Sons, Ltd. 2004.
78. Macchietto, S. Dynamic Model Development: Methods, Theory and Applications, Elsevier Science. 2003.
79. Law, A.M. and Kelton, W.D. Simulation, Modeling and Analysis, McGraw-Hill.. 2000.
80. Huang, G., Bryden, K.M. and McCorkle, D.S. “Interactive Design Using CFD and Virtual Engineering.” Proceedings of the 10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference, AIAA-2004-4364, Albany, NY. 2004.
81. Векслер Є.Я. Експлуатаційна надійність литих корпусних деталей турбіни високого тиску теплових електростанцій / О.Я. Векслер, І.В. Замекула,



В.Ю. Толстов, Є.В. Семешко // Енергетика та електрифікація. - 2011. - №2. - С. 20–33.

82. СО 153-34.17.440 - 2003 Інструкція з продовження терміну експлуатації парових турбін понад парковий ресурс.

83. Голощанов В.М. Діагностування теплового стану турбін великої потужності/В.М. Голощанов, О.В. Котульська, Т.М. Парамонова / / Електронне моделювання. - 1999 - №2. - С. 32–37.

84. Трухній А.Д. Діагностичний контроль накопичення малоциклової термоутомленої ушкоджуваності металу ротора парової турбіни / О.Д. Трухній, А.Ш. Лейзерович, В.Г. Грак, А.Ю. Шишко // Теплоенергетика. - 1989. - №12. - С. 40-45. Тимошик А.М. Інтелектуальний контроль надійної й ефективної роботи турбогенераторів / А.М. Тимошик // Електроінформ. – 2009. – №1–С.15–18.

85. В.Л. Швецов, О.М. Губський, І.А. Пальков, С.А. Пальков Міцність високонапружених елементів парової турбіни // Вісник ХПІ – 2012 №7 – С. 70-75. Немченко В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану колектора первинного пароперегрівача з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень/В.І. Немченко, М.В. Задорожний, А.В. Василик, Б.Д. Дробенко//Енергетика та електрифікація–2012.–№5.–С.1016.

86. Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. Пос., т.8 / Під заг. Ред.. В.В. Панасюка. – К.: «Академперіодика», 2005. – Т.8. – 542с.

87. Немченко В.І. Оцінка експлуатаційного ресурсу елементів енергетичного обладнання з урахуванням деградації металу, пошкоджень та ремонтних втручань / В.І. Немченко, М.В. Задорожний, А.В. Василик, В.І. Асташкін // Енергетика та електрифікація. – 2012. – №11. – С. 26–32.

88. G. M. Bakic, V.M. Sijacki-Zervic, M.M. Tasic Remaining Life Assessment of a High Pressure Turbine Casing in creep and low cycle service regime // SCIENCE – 2013. - №17. – С. 127-137.



89. В.Б. Веселовський, В.Ю. Клим, О.В. Берлов, С.В. Підлісний Математичне моделювання дисипативного розігріву і визначення температурних полів елементів конструкцій при циклічному навантаженні // Вестник ХПИ – 2011 - №6 – С. 113-120.

90. В.Б. Веселовський, Т.М. Босенко. Про високошвидкісний вплив на матеріали при дослідженні релаксаційних процесів з урахуванням теплової пам'яті // Вестник ХПИ – 2010 - №3 – С. 121-129.

91. В.П. Сухінін, Т.М. Пугачова Аналіз оцінки коефіцієнтів концентрації напруги та деформації в термозавантажувальних канавках роторів парових турбін // Вісник ХПІ – 2012 - №8 – С. 68-75.

92. Є.В. Георгіївська, С.М. Гаврилов Особливості продовження терміну служби парових турбін під час напрацювань, що значно перевищують парковий ресурс // Вісник ХПІ – 2013 - №12 – С. 107-113.

93. Н.І. Мамонтов, Т.М. Пугачова Деякі проблеми реконструкції та модернізації парових турбін теплових електричних станцій України // Вісник ХПІ – 2008 №6 – С. 149-158.

94. Шульженко Н.Г. До розрахунку циклічної пошкоджуваності елементів турбін, що тривало експлуатуються / Н.Г. Шульженко О.В. Пожидаєв // Енергетика та електрифікація. - 2010. - №2. - С. 35–41. Основні вимоги щодо регулювання частоти та потужності в ОЕС України СОУ-Н ЕЕ ЯЕК 04.156:2009 / Нормативний документ мінпаливенерго України. Настанова. 2009 р.

95. Русанов А. В., Ершов С. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография. Харьков, ИПМаш НАНУ, 2008. 275 с. ISBN 978- 966-02-4956-1.

96. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин. М., МЭИ, 2005. 360 с. ISBN 57046-1143-5.

97. Couchman R. S., Robbins K. E., Schofield S. GE steam turbine design

philosophy and technology program [Електронний ресурс]. General Electric Company. Режим доступу до ресурсу: [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/technical/ger/ger-3705-ge-steam-turbine-design-philosophy-techology-programs.pdf](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/technical/ger/ger-3705-ge-steam-turbine-design-philosophy-techology-programs.pdf).

98. Удосконалення термогазодинамічних характеристик проточних частин потужних парових турбін / Шубенко О. Л., Швецов В. Л., Голощанов В. Н., Солодов В. Г., Альохіна С. А. / за заг.

99. Бойко, А. В. Комплексна математична модель процесів в турбіні з відборами пари, що регулюються [Текст] / А. В. Бойко, О. П. Усатий // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 8(1180). – С.28–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078- 774X.2016.08.04.

## ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації

**Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Моделювання газодинаміки вологої пари в головних паропроводах атомної електростанції [Текст] / І.С. Беднарська, Д.В. Риндюк, Лементар С.Ю. // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 32 (71) № 5 2021, с.159-167. DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.5/25> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

2. Визначення напружено-деформованого стану стопорно-регулюючого клапана АЕС з урахуванням газодинаміки робочого тіла. [Текст] / І.С. Беднарська, Д.В. Риндюк // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 33 (72) № 5 2022, с.193-198. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.5/28> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

3. Modeling of steam gas dynamics in main pipelines of nuclear power plants [Текст] / Ryndyuk D.V. Bednarska I.S. // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 35 (74) № 4. 2024 с. 260-264. DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.4/38> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

4. Вплив парового сита на напружено-деформований стан регулювального клапана /Д.В. Риндюк, І.С. Беднарська // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки, Том 36 (75) № 1. 2025 с. 128-134. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.1.1/19> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

**Наукові праці, що засвідчують апробацію результатів дисертації:**

5. Беднарська І.С., Риндюк Д.В. Особливості моделювання в FlowVision. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XIX

Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ., м. Київ, 20–23 квіт. 2021 р. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2021. Т. 1. с. 211-212.

6. Bednarska I. S., Ryndyuk D. V. DYNAMIKA GAZOWA GŁÓWNYCH RUROCIĄGÓW PAROWYCH ELEKTROWNI JĄDROWYCH. Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення: Міжнародна наукова інтернет-конференція. Збірник тез доповідей: випуск 68. Тернопіль. 2022. с. 61-64.

7. Беднарська І.С., Риндюк Д.В. Моделювання газодинаміки в головних паропроводах АЕС. Частина 1. Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті: матеріали 88 Міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів. Квітень – Травень 2022 р. Київ: НУХТ. Ч.2. С. 237-238.

8. Беднарська І.С., Риндюк Д.В. Моделювання газодинаміки в головних паропроводах АЕС. Частина 2. Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті: матеріали 88 Міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів. Квітень – Травень 2022 р. Київ: НУХТ. Ч.2. С. 239-241.

9. Effect of Start-up Operating Modes on the Cyclic Damage of Thermal Power Plant Units. O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko and I. Bednarska. 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS), Kyiv, Ukraine, 2022, pp. 233-238, doi:10.1109/ESS57819.2022.9969301.

# ДОДАТОК Б. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 3545-ЗЕ-БуТЕС від 06.08.2021 р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Директор відокремленого підрозділу  
«Бурштинська теплова електрична  
станція» АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО»



Галерій ХОМ'ЯКОВ

2021 р.

**Довідка**

**про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 3545-ЗЕ-БуТЭС від 06.08.2021 р. між АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка» виконана науково-дослідна робота на тему «**Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНЬСЬКА ТЕС**».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О. Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Риндюк Д. В., Пешко В. А.;
- 3) виконавці – Беднарська І. С., Мороз О. С., Горяженко В. Ю., Чернов С. О., Шипута А. М., Марисюк Б. О., Ліщук С. Р.

В результаті проведеної науково-дослідної роботи виконавцями надано висновки та рекомендації, щодо допустимості продовження терміну експлуатації ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, а саме:

- розроблено розрахункову модель ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС в тривимірній постановці з використанням скінченно-елементного методу дискретизації та з врахуванням всіх геометричних особливостей об'єкту, в тому числі результатів неруйнівного контролю металу;

- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової втоми та довготривалої міцності металу ротора середнього тиску для типових режимів роботи на базі графіків пуску та реальних умов роботи характерних для блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС;

- розраховано ресурсні показники ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, встановлено величини пошкодження ротора за статичними та циклічними механізмами руйнування, розраховано залишковий ресурс та надано висновки і рекомендації, щодо допустимого залишкового напрацювання та допустимої кількості пусків.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник лабораторії металів і зварювання  
ДТЕК Бурштинська ТЕС

Тарас ПАЛАЩУК



**ДОДАТОК В. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р.**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер  
ВП «Хмельницька АЕС»

  
Руслан КАРИКОВ  
«02» 09 2022 р.

**Довідка  
про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р. між ДП «НАЕК «Енергоатом» Відокремлений підрозділ «Хмельницька АЕС» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка», виконано науково-дослідну роботу на тему «Оцінка можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ (Аналітичні послуги)».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О.Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Усатий О.П., Пешко В.А.;
- 3) виконавці – Беднарська І.С., Горяженко В. Ю., Шишута А. М., Марисюк Б. О., Ліщук С. Р., Шерфедінов Р. Б., Жирков О. Г.

За результатами науково-дослідних робіт виконавцями проведено оцінку можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» після пошкодження ротора ЦВТ, а саме:

- виконано повірочний розрахунок ротору ЦВТ турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС», надано науково-технічні рекомендації щодо подальшої експлуатації без робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них;
- досліджено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них на газодинамічні характеристики та інтегральні показники якості (потужність, внутрішній відносний ККД) ПЧ ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» на різних режимах експлуатації;
- оцінено можливість застосування «імітатора (-ів)» діафрагми 5-го ступеня ротора ЦВТ (дросельної шайби), виготовленого Doosan Skoda Power, у разі відсутності можливості встановити заводські діафрагми 5-го ступеня.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник турбінного цеху  
ВП «Хмельницька АЕС»



Анатолій КУЦЕНКО



# ДОДАТОК Г. Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Головний інженер  
ДТЕК Бурштинська ТЕС  
Максим ШУМЧЕНКО  
« 20 » 12 2024 р.

## Довідка про використання результатів науково-дослідної роботи

В межах договору № 5162-ЗЕ-БуТЕС від 20.09.2024 р. між АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» Відокремлений підрозділ «Бурштинська теплова електрична станція» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка», виконано науково-дослідну роботу на тему «Розрахунок ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку №11 для ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О.Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Бовсуновський А.П., Риндок Д.В., Пешко В.А.;
- 3) виконавці – Баранюк О.В., Рачинський А.Ю., Власенко О.В., Беднарська І.С., Горяженко В.Ю., Ліщук С. Р., Носаль О.Ю., Коновалюк О.Л., Сепік А.В., Пешков А.В., Ткаченко М.В., Дацик Є.Ю., Степанченко А.А., Гладенький Д.С.

За результатами науково-дослідних робіт виконавцями надано висновки та рекомендації, щодо допустимості продовження терміну експлуатації ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, а саме:

- розроблено розрахункову модель ротора середнього тиску блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС в тривимірній постановці з використанням скінченно-елементного методу дискретизації та з врахуванням результатів ремонтних відновлень виконаних під час планово-попереджувальних ремонтів у 2021 та 2024 рр.;
- проведено розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової втоми та довготривалої міцності металу ротора середнього тиску для типових режимів роботи на базі графіків пуску та реальних умов роботи характерних для блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС;
- досліджено вплив кручення на розвиток дефектів ротора середнього тиску, розраховано критичну глибину тріщин, оцінено вплив синхронізації турбогенератора з енергомережою на темпи накопичення пошкоджень;
- розраховано ресурсні показники ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку №11 ДТЕК Бурштинська ТЕС, встановлено величини накопиченого пошкодження ротора за статичними та циклічними механізмами руйнування, розраховано залишковий ресурс та надано висновки і рекомендації, щодо допустимого залишкового напруження та допустимої кількості пусків.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Керівник СДКР  
ДТЕК БУРШТИНСЬКА ТЕС



Юрій БРОНІЧ