

Національна академія наук України
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Національна академія наук України
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Бабаєв Артем Іванович

УДК 621.165

ДИСЕРТАЦІЯ
ВПЛИВ ПАРОРОЗПОДІЛУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ
ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ
05.05.16 – Турбомашини та турбоустановки
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



А. І. Бабаєв

Науковий керівник
Колодяжна Любов Володимирівна
доктор технічних наук,
старший науковий співробітник

Харків – 2018

АНОТАЦІЯ

Бабаєв А. І. Вплив паророзподілу на ефективність роботи турбін великої потужності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки» (142 – енергетичне машинобудування) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2018.

Робота присвячена дослідженню газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу потужних парових турбін, зокрема, проточному тракті стопорних та регулюючих клапанів, а також розробці конструкції пристрою, призначеного для зниження абразивного зносу проточного тракту турбіни.

В якості основного методу дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу використано чисельний метод математичного моделювання тривимірної стаціонарної та нестаціонарної течії в'язкої перегрітої пари та повітря, 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 контрольного об'єму.

Достовірність отриманих результатів підтверджується результатами верифікації використаного методу дослідження з даними експериментів. Результати верифікації математичної моделі та чисельного методу щодо моделювання руху робочого тіла в проточному тракті регулюючого клапана циліндра високого тиску парової турбіни К-300-240 та стопорно-регулюючого клапана циліндра високого тиску парової турбіни К-1000-60/1500 виробництва «Турбоатом» в широкому діапазоні реальних

режимів експлуатації показали задовільний збіг з результатами експериментальних досліджень, як за значенням наведеного коефіцієнта витрати, так і за розподілом тиску уздовж профільної поверхні сідла й запірної чаші клапана.

Максимальна відносна похибка у визначенні наведеного коефіцієнта витрати для моделі регулюючого клапана парової турбіни К-300-240 не перевищує 10,2 % та відповідає режиму відносного відкриття клапана, коли відношення значень підйому запірної чаші до посадкового діаметра дорівнює 0,1342 при відношенні тиску на виході з клапана до тиску на вході – 0,9. Відносна похибка по локальному розподілу тиску уздовж профільної поверхні сідла та чаші клапана для досліджених режимів не перевищує 5,2 % для поверхні чаші та 12,7 % для поверхні сідла.

Максимальна відносна похибка у визначенні наведеного коефіцієнта витрати для моделі стопорно-регулюючого клапана парової турбіни К-1000-60/1500 не перевищує 10,7 %. Однак, при визначенні параметрів робочого тіла в тракті розвантаження клапана отримано високий рівень розбіжностей з даними експерименту. Максимальна похибка при визначенні відносної втрати статичного тиску на ділянці від входу в клапанну коробку до порожнини циліндра розвантаження клапана склала 73,4 %.

Для визначення впливу структури потоку, сформованого в проточному тракті регулюючого клапана, на ефективність подальших елементів проточної частини парової турбіни проведено чисельне дослідження газодинамічних процесів в паровпускному тракті парової турбіни К-200-130, що складається з регулюючого клапана, вхідного патрубка та соплового апарату регулюючого ступеня.

В результаті чисельного дослідження визначено, що сумарні втрати енергії робочого тіла при спільній роботі цих елементів перевищують втрати при їх ізольованій роботі. Основною причиною збільшення втрат енергії робочого тіла, які для соплового апарату можуть збільшитись на

25,0 %, є наявність нерівномірного розподілу параметрів вхідного потоку, сформованого в передуючому регулюючому пристрої.

Для підвищення ефективної роботи стопорних та регулюючих клапанів проведено чисельне дослідження впливу основних елементів конструкції на газодинамічну ефективність клапана.

В результаті чисельного дослідження нестационарних газодинамічних процесів в моделях ізольованого клапанного каналу, які відрізняються профілем робочої поверхні основної запірної чаші, не виявлено значного рівня пульсацій параметрів парового потоку, який може призводити до появи неприпустимого рівня динамічних навантажень на рухомих елементах клапана.

Врахування особливостей реальної конструкції стопорних та регулюючих клапанів парових турбін, таких як односторонній бічний підвід в клапанну коробку, тракт системи розвантаження клапана, дифузорна частина сідла, призводить до значної зміни результатів у порівнянні з дослідженнями, проведеними окремо для кожного елемента конструкції.

В результаті чисельного дослідження нестационарних газодинамічних процесів встановлено, що при великому відкритті клапана (площа мінімального перерізу між сідлом та запірної чашею дорівнює або перевищує площину горла сідла) найбільш ефективним виявляється конструкція запірної чаші профільованого типу (Вентурі). Конструкція клапана з запірної чашею цього типу має високу пропускну здатність та менший рівень пульсацій параметрів парового потоку.

При малому відкритті клапана більш ефективною є конструкція клапана з глибоким торцевим підрізанням чаші. Наявність фіксованої точки відриву потоку призводить до утворення осесиметричної течії, яка в умовах тривалої роботи клапана при малому підйомі запірної чаші нівелює відсутність аеродинамічного досконалого каналу.

Наявність одностороннього бічного підведення пари в клапанну коробку призводить до нерівномірного розподілу параметрів парового потоку на вході в клапанний канал, утворений сідлом та запірною чашею, в результаті чого порушується осьова симетрія течії, виникає нестале обтікання запірної чаші та, як наслідок, збільшуються втрати енергії робочого тіла при його русі в клапані.

Для визначення впливу співвідношень геометричних параметрів вхідного відсіку проточного тракту клапана, зокрема розміру горла сідла, клапанної коробки та підвідного патрубка, виконано математичне моделювання стаціонарної течії робочого тіла в моделях проточного тракту клапана на режимі, при якому мінімальна прохідна площа між сідлом та запірною чашею дорівнює площі горла сідла, а відношення тисків дорівнює 0,98.

В результаті дослідження встановлено, що при фіксованому діаметрі горла сідла збільшення діаметра підвідного патрубка призводить до збільшення пропускної здатності клапана. При цьому, оптимальний розмір клапанної коробки зменшується при зменшенні діаметра підвідного патрубка. Зсув підвідного патрубка в сторону віддалення від сідла призводить до зниження нерівномірного розподілу параметрів парового потоку перед проміжком між запірної чашею та сідлом в певному діапазоні відношень діаметра клапанної коробки до діаметра горла сідла.

При обмежених габаритах клапанної коробки більш ефективним засобом зниження рівня втрат енергії робочого тіла в клапані є збільшення площи прохідного перерізу підвідного патрубка, ніж зміщення підвідного патрубка, що має меншу площу прохідного перетину в сторону віддалення від верхньої кромки сідла.

Для зменшення втрат енергії робочого тіла при його русі в проточному тракті стопорних та регулюючих клапанів кутового типу з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку розроблена

конструкція направляючого стакану з екраном, що має непроникний сектор, обернений до підвідного патрубка.

В результаті чисельного дослідження газодинамічних процесів в моделі регулюючого клапана з запропонованою конструкцією направляючого стакана визначено, що його застосування призводить до підвищення газодинамічної ефективності клапана. Коефіцієнт повних втрат енергії в дифузорній частині сідла та перепад тиску для досліджуваної моделі клапана знижено на 50,0 %.

Додатково дослідження показали, що використання направляючого стакана з екраном, або конструкції запірної чаші з перфорацією для стопорного та регулюючого клапана, клапанний канал якого може забезпечити течію без відриву потоку на визначальних режимах роботи турбоустановки, призводить до збільшення вихідного рівня втрат енергії робочого тіла та знижує пропускну здатність клапана.

На основі чисельних досліджень набула подальшого розвитку методика проектування СК та РК, яка враховує вплив геометричних співвідношень вхідного відсіку проточного тракту клапанів на їх показники ефективності та надійності.

Апробація методики проектування на прикладі розробки пропозиції щодо модернізації проточного тракту регулюючого клапана № 2 циліндра високого тиску парової турбіни К-200-130 та регулюючого клапана № 3 циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5 показала, що нова конструкція проточного тракту має більшу ефективність за рахунок зменшення втрат енергії робочого тіла на 50,0 % в порівнянні з вихідною конструкцією на режимі максимального та часткового відкриття клапана.

Додаткове вироблення електричної потужності турбіни за рахунок вдосконалення регулюючого клапана № 2 парової турбіни К-200-130 на режимі максимального та часткового його відкриття може скласти 176,7 кВт та 2565,9 кВт відповідно. Додаткове вироблення електричної потужності за рахунок вдосконалення регулюючого клапана № 3 парової

турбіни К-325-23,5 на режимі максимального та часткового відкриття клапана може скласти 224,9 кВт і 367,6 кВт відповідно.

Для підтримки ефективності та надійності парової турбіни в процесі експлуатації запропоновано оригінальну конструкцію пристрою для захисту елементів проточного тракту від абразивного зносу. Розробка захищена патентом.

Принцип роботи запропонованого пристрою полягає у віddленні твердих частинок еродента від основного потоку пари за рахунок використання інерційних сил, що впливають на частинку при її русі зі зміною напрямку.

Газодинамічні дослідження конструкції пристрою, запропонованого для частини високого тиску паротурбінної установки К-200-130, показали, що проточний тракт пристрою забезпечує низький рівень втрати енергії робочого тіла. При розрахунковій швидкості потоку на вході 50 м/с втрати повного тиску парового потоку становлять 13,5 кПа.

Результати дисертаційної роботи використані «Турбоатом» при виконанні проектів модернізації стопорних та регулюючих клапанів циліндра високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 та К-800-240 виробництва «Ленінградського металевого заводу».

Ключові слова: регулюючий клапан, стопорний клапан, паророзподіл, парова турбіна, паровпуск, система регулювання, абразивний знос.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым регулированием // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 17 (1125). С. 75-80. ISSN 2078-774X.
2. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 88-93. ISSN 0131-2928.
3. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в угловом регулирующем клапане // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 19-24. ISSN 0131-2928.
4. Бабаев, А. И. Анализ современных конструкций стопорно-регулирующих клапанов // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, № 1. С. 11-16. ISSN 0131-2928.
5. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Исследование структуры потока в тракте паровпуска турбины методом математического моделирования // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9. С. 17–23. ISSN 2078-774X.
6. Малозатратная реконструкция регулирующего клапана турбины К-200-130 в межремонтный период эксплуатации / Бабаев И. Н., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н., Бабаев А. И. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Суми, 2017. Т. 49, № 3. С. 6-9. ISSN 2413-4562.
7. Бабаев А. И., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н. Численное исследование структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та

теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12. С. 57-61. ISSN 2078-774X.

8. Пат. на винахід 116596 Україна, МПК⁸ B 01 D 45/08, B 01 D 45/16 Пристрій для очищення пари від сторонніх включень / Бабаєв А. І., Голощапов В. М., Котульська О. В.; власник Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України. № a201612128; заявл. 30.11.16; опубл. 10.04.18, Бюл. №7. 4 с.

9. Голощапов В. Н., Бабаев А. И. Расчетное исследование влияния разгрузки регулирующего клапана на его расходную характеристику // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материаллы XV междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).

10. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Влияние подрезки запорной чаши на эффективную работу регулирующего клапана паровой турбины // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материаллы XVI междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).

11. Бабаев А. И. Численное исследование структуры потока в паровой коробке регулирующего клапана // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 21.

12. Бабаев А. И. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в регулирующем клапане с односторонним боковым подводом // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2016. С. 38.

ABSTRACT

Babayev A. I. Influence of the steam distribution on effectiveness of the high-power turbines operation. – Manuscript.

Thesis for the scientific degree of the Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) by specialty 05.05.16 – Turbomachines and turbines (142 – Power Machines Building) – A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The work is devoted to gas-dynamic processes investigation in the flow path of high-power steam turbines, in particular, stop valves and control valves flow path, and as well to develop the design of device meant to reduce turbine flow path abrasive wear.

As the main investigation method of the gas-dynamic processes in the steam distribution flow path was used the numerical method of mathematical modeling of three-dimensional stationary and no stationary flow of viscous superheated steam and air based on the use of Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations in combination with the semi-empirical turbulence model $\kappa-\omega$ SST and the numerical method based on the control volume.

The credibility of the obtained results is confirmed by verification of numerical method results with the experimental data. The verification results of mathematical model and numerical method for working fluid motion the modelling of in the flow path in control valve of turbine K-300-240 high pressure cylinder and the combined stop-control valve at turbine unit K-1000-60/1500 high pressure cylinder produced by «Turboatom» in a wide range of real operating conditions showed satisfactory coincidence with the results of experimental data, both in values of the reduced flow rate and the distribution of pressure along the circumference of the seat and the valve plug.

The maximum relative error in flow coefficient determination for the model of control valve for turbine K-300-240 does not exceed 10,2 % and corresponds to the mode of relative plug lift, when the plug lifting ratio to the size of the landing diameter is equal to 0,1342, with the pressure ratio at the valve outlet section to the inlet pressure is 0,9. The relative error in the pressure distribution along the circumference of seat and valve plug for investigated modes does not exceed 5,0 %.

The maximum relative error in the flow coefficient determination for the stop-control valve at turbine K-1000-60/1500 does not exceed 10,7 %. However, when determining the flow parameters in discharge path of valve, a high level of discrepancy was obtained with the results of experiment. The maximum error in determining the relative drop of static pressure in the path from the inlet of steam chest to the cavity of valve discharge was 73,4 %.

To determine the effect of flow pattern formed in the flow path of control valve on the efficiency of subsequent elements of steam turbine flow path, the numerical investigation of gas-dynamic processes in the inlet path of steam turbine K-200-130, consisting of control valve, inlet duct and nozzle apparatus of turbine first stage was carried out.

In the result of numerical investigation it was determined that the total energy losses of working fluid in the joint operation of these elements exceed the losses in their isolated work. The main influence for the increase in energy losses, which for the nozzle apparatus can reach on 25 %, is the presence of uneven parameters of the input flow formed in the previous valve.

To improve the effective operation of stop and control valves, the numerical investigation was carried out on the effect of main design elements on the gas-dynamic efficiency of valve.

In the result of numerical investigation of non-stationary gas-dynamic processes in isolated valve channel models that differ in the profile of working surface of main valve plug, no significant level of fluctuations in the parameters

of steam flow was found, which could lead to an unacceptable level of dynamic loads on the valve moving elements.

Consideration of the real design of stop and control valves, such as one-way sided inlet into the valve chest, discharge path, diffuser part of seat, leads to the significant change in results obtained, compared to the investigations conducted separately for each design element.

In the result of numerical investigation of non-stationary gas-dynamic processes, it is found that with the large lift of valve (the area of minimum cross-section between the seat and the plug is equal to or greater than the area of seat throat), the design of locking plug of the profiled type (Venturi) is most effective. The design of valve with locking cup of this type has a high throughput and the lower level of fluctuations in steam flow parameters.

With the small lift of plug, the valve design with a deep cut-off plug is more stable. The presence of flow separation fixed point leads to the formation of an axisymmetric flow, which, under conditions of continuous operation of valve under these conditions, negates the absence of an aerodynamically perfect channel.

The presence of one sided inlet of steam into the valve chest leads to an uneven distribution of flow parameters before entering the valve channel formed by the seat and plug, causing axial symmetry of flow distribution, unstable flow around the plug occurs and the consequent increase in the energy loss of working fluid when it moves in the valve.

To determine the influence of geometric parameters correlation of the inlet compartment of valve flow path, in particular the size of seat throat, valve chest and inlet pipe, a mathematical modeling of the stationary flow of working fluid in the models of valve flow path was performed in the mode in which the minimum passage area between the seat and the locking plug is equal to the area of seat's throat, and the pressure ratio is equal to 0,98.

As a result of investigation was determined that for the fixed throat diameter of seat, an increase in the diameter of inlet pipe leads to an increase in

the flow capacity of valve. At the same time, the optimal size of valve chest decreases with decreasing geometric diameter of inlet pipe. Displacement of the inlet pipe towards the distance from the valve seat reduces the unevenness of flow parameters before the gap between plug and seat for the certain range of the ratio of diameter of steam chest to the diameter of seat throat.

With the limited overall dimensions of steam chest, the more effective for decreasing the energy loss level of working fluid is the increasing of cross-section of inlet pipe than displacement of pipe having a smaller through-section away from the upper edge of the seat.

To reduce the energy loss in the flow path of stop and control valves of the corner type with one-sided lateral supply of the flow to the valve chest, the design of valve guide glass with a screen having an impenetrable sector facing to the inlet pipe has been developed.

In the result of numerical investigation of gas-dynamic processes in the model of control valve with this design of guide glass, it is determined that its incorporation leads to an increase of the gas dynamic efficiency of the valve. The coefficient of total energy loss in the diffuser section of valve and the necessary pressure drop was reduced by 50 %.

The additional investigation have shown that the use of the guide glass with screen and the design of perforated plug for stop and control valves, the valve channel of which can provide flow without detaching flow in the determining operating modes of valve, leads to an increase in the initial level of energy loss and, as a consequence, reduces the flow capacity of the valve.

Based on the numerical investigations were further developed method of stop valves and control valves design, which includes the effect of geometric correlations of valve input compartment of flow path for their performance and reliability.

Approbation of the methodical recommendations on the design of flow path of valve on the example of modernization of the flow path of control valve № 2 of turbine K-200-130 and the control valve of turbine K-325-23,5 showed

that the new flow path design is more efficient due to reduction of energy losses by 50 % compared with the original design in the mode of maximum and low lift of plug.

Additional power generation due to the improvement of control valve № 2 of K-200-130 turbine at the maximum and partial lift can be 176,7 kW and 2565,9 kW respectively. Additional power generation due to the improvement of control valve № 3 of K-325-23,5 turbine unit at the maximum and partial lifts can reach 224,9 kW and 367,6 kW respectively.

To maintain the efficiency of steam turbine during the period of operation, the original design of device for the elements of flow path protection from abrasive wear is proposed. The development is patent protected.

Work principle of the proposed device is to separate the solid particles of erodent from the steam flow by using the inertial forces acting on the particle in the flow with the changes in flow direction.

The gas dynamic investigation of the design of device developed for the high pressure part at K-200-130 steam-turbine unit showed that the flow path of device provides a low level of energy loss of the main stream. At the design inlet flow velocity of 50 m/s, the total pressure loss is 13,5 kPa.

The results of thesis were used by «Turboatom» in the implementation of modernization projects of stop and control valves of the high and medium pressure part at K-200-130 and K-800-240 steam turbine units manufactured by the «Leningrad Metal Plant».

Keywords: control valve, stop valve, steam distribution, steam turbine, steam inlet, regulation system, abrasive wear.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

1. Babayev, A and Goloshchapov, V. (2015), "Application of the Combined Program to Control Turbine Plants of a High Power with the Jet Regulation", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment, no. 17 (1126), pp. 75–80. – in Russian.
2. Babayev, A and Goloshchapov, V. (2016), "Verification of the Data of Numerical Investigations of the Flow Motion in the Control Valve Channel of Steam Turbine", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment, no. 8 (1180), pp. 88–93. – in Russian.
3. Babayev, A. and Goloshchapov, V. (2017), "Investigation of the Flow Pattern in the Inlet Part of Turbine Using Method of Mathematic Modelling", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment, no. 9 (1231), pp. 17–23. – in Russian.
4. Babayev, A. and Goloshchapov, V. (2016), "Application of Impermeable Screens to Stabilize the Flow in the Angle Control Valve", Journal Problems of Mechanical Engineering, no. 4, pp. 19-24. – in Russian.
5. Babayev, A. (2017), "Analysis of Modern Designs Combined Stop-Control Valves of Steam Turbines", Journal Problems of Mechanical Engineering, no. 1, pp. 11-16. – in Russian.
6. Babayev, I, Kolodyazhnaya, L, Goloshchapov, V. and Babayev, A (2017) "Low-cost modernization of the control valve of turbine K-200-130 during the interrepair period of operation", Compressor and power engineering, no. 3, pp. 6–9. – in Russian.
7. Babayev, A., Goloshchapov, V. and Kolodyazhnaya, L. (2018), "Numerical Investigation of the Flow Pattern in the Input Section of Turbine Valve", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment, no. 12 (1231), pp. 57–61. – in Russian.

8. Babayev, A, Goloshchapov, V and Kotulska,O (2018), Device for separating steam from foreign inclusions. Patent UA, no a201612128, 2018. – in Russian.
9. Goloshchapov, V. and Babayev, A. (2015), "Numerical investigation of the influence of control valve unloading on its flow characteristic" // Perfection of turbo-units by methods of mathematical and physical modeling: materials XV International. scientific-techn. Conferences – Kharkiv: IPMash, 2015. – 9 p. – 1 electron. opt. disk (CD-R). – in Russian.
10. Babayev, A. and Goloshchapov, V. (2017) "Effect of the plug cutting on the effective operation of the steam turbine control valve" // Perfection of turbo-units by methods of mathematical and physical modeling: materials XV International. scientific-techn. Conferences – Kharkiv: IPMash., – 2 p. – 1 electron. opt. disk (CD-R). – in Russian.
11. Babayev, A., (2015) " Numerical investigation of the flow structure in the control valve chests" // Conference of Young scientists and Specialists, Kharkov: A. Podgorny Institute of the NAS of Ukraine, 2015. P. 21. – in Russian.
12. Babayev, A., (2016) " The use of impermeable screens to stabilize the flow in a control valve with one-sided side entry " // Conference of Young Scientists and Specialists, Kharkov: A. Podgorny Institute of the NAS of Ukraine, 2015. P. 38. – in Russian.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	19
ВСТУП	21
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРАКТІ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВИХ ТУРБІН	26
1.1 Вплив втрат енергії робочого тіла в тракті паророзподілу на економічність парової турбіни	26
1.2 Аналіз конструкцій паророзподілу сучасних парових турбін	29
1.3 Аналіз характеристик потоку пари в проточному тракті клапана	36
1.4 Особливості експлуатації стопорних та регулюючих клапанів	45
1.5 Вплив абразивного зносу елементів проточної частини на ефективну роботу турбоустановки	49
1.6 Висновки по розділу 1	56
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРОТОЧНОМУ ТРАКТІ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ	59
2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів	59
2.2 Математична модель газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу	61
2.3 Властивості робочого тіла	63
2.4 Модель турбулентності	64
2.5 Дискретизація розрахункової області	65
2.6 Схема дискретизації	67
2.7 Обробка результатів чисельного дослідження	71
2.8 Верифікація чисельного методу з даними експериментальних досліджень регулюючого клапана парової турбіни К-300-240	76
2.8.1 Експериментальна установка для дослідження регулюючого клапана парової турбіни К-300-240	76
2.8.2 Вплив параметрів розрахункової сітки	79
2.8.3 Результати верифікації	84
2.9 Верифікація математичної моделі та чисельного методу з даними експериментальних досліджень стопорно-регулюючого клапана парової турбіни К-1000-60/1500	88
2.10 Висновки по розділу 2	93

РОЗДІЛ 3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКУ У ТРАКТИ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ	95
3.1 Вплив структури потоку, сформованого в регулюючому клапані, на ефективну роботу наступних елементів проточної частини турбіни	95
3.2 Вплив форми клапанного каналу на нестационарні характеристики парового потоку	102
3.3 Вплив одностороннього підведення пари в клапанну коробку на нестационарні характеристики парового потоку	112
3.4 Вплив геометричних параметрів входного відсіку проточного тракту клапану на рівень втрат енергії робочого тіла	120
3.5 Висновки по розділу 3	126
РОЗДІЛ 4 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СТОПОРНИХ ТА РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ	128
4.1 Застосування в конструкції клапана направляючого стакану з екраном для стабілізації течії пари в клапані з одностороннім бічним підведенням	128
4.2 Вплив конструкції направляючого стакану з екраном та перфорації запірної чаші на пропускну здатність клапана при безвідривній течії	137
4.3 Основні підходи до конструювання клапанів з низьким рівнем втрат енергії робочого тіла	143
4.4 Пропозиція для модернізації регулюючого клапана №2 циліндра високого тиску парової турбіни К-200-130	151
4.5 Пропозиція для модернізації регулюючого клапана парової турбіни К-325-23,5	156
4.6 Висновки по розділу 4	160
5 ПРИСТРІЙ ОЧИЩЕННЯ ПАРИ ВІД СТОРОННІХ ВКЛЮЧЕНЬ	162
5.1 Визначення підходу до проектування пристрою для очищення пари від сторонніх включень	162
5.2 Результати газодинамічного дослідження пристрою для очищення пара від сторонніх включень	166
5.3 Висновки по розділу 5	169
ВИСНОВКИ	170
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	172
Додаток А. Список публікацій здобувача	183
Додаток Б. Апробація результатів дисертації	185
Додаток В. Акт впровадження результатів дисертації	186
Додаток Г. Характеристика навантаження турбіни К-1000-60/1500 енергоблок №2 ЮУАЕС після ППР-2015	187

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ПТУ – паротурбінна установка;
- ПТ – парова турбіна;
- АЕС – атомна електростанція;
- ТЭС – теплова електростанція;
- ПУ АЕС – Південно-Українська атомна електростанція;
- СК – стопорний клапан;
- РК – регулюючий клапан;
- ВП – вхідний патрубок;
- СА – сопловий апарат;
- СРК – стопорно-регулюючий клапан;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- ЦВТ – циліндр високого тиску;
- ЦСТ – циліндр середнього тиску;
- ЦНТ – циліндр низького тиску;
- ПП – проміжний перегрів;
- «ТА» – Турбоатом;
- «ЛМЗ» – Ленінградський металевий завод;
- «УТЗ» – Уральський турбінний завод;
- «GE» – General Electric;
- ЦКТИ – «Науково-виробниче об'єднання по дослідженню та проектуванню енергетичного обладнання ім. І. І. Ползунова»;
- MEI – Московський енергетичний інститут;
- ENTSO-E – European Network of Transmission System Operators for Electricity (європейська мережа системних операторів передачі електроенергії);
- i – енталпія;
- P – тиск;
- T – температура;

V – питомий об'єм;

k – показник ізоентропи;

G – секундна витрата робочого тіла;

C – швидкість;

N – електрична потужність;

F – площа;

D – гіdraulічний діаметр;

H – тепловий перепад;

M – число Maxa;

q – наведений коефіцієнт витрати;

$\bar{h} = h/d_n$ – відносне відкриття клапана, що визначається як відношення величини підйому основної запірної чаші до діаметру її посадки на сідло;

$\varepsilon = P_2/P_0^*$ – відносний тиск, що визначається як відношення статичного тиску за дифузорною частиною сідла до повного тиску на вході в клапанну коробку;

ζ_{bh} – коефіцієнт внутрішніх (гіdraulічних) втрат;

ζ_c – коефіцієнт втрат кінетичної енергії в соплах;

ζ_d – коефіцієнт повних втрат енергії в дифузорі;

χ_{P^*} – коефіцієнт нерівномірності повного тиску.

ВСТУП

Електрична енергія через свою універсальність та мобільність користується зростаючим попитом. Згідно прогнозів [1] світове електроспоживання зросте на 52 % в період з 2015 по 2040 р., що ставить перед людством завдання чергового масштабного розширення генеруючих та мережевих потужностей.

Згідно даних «Нової енергетичної стратегії України до 2035 року» [2] виробництво електроенергії в Україні в 2015 р. склало 163,7 млрд. кВт·рік та за орієнтовними прогнозами в 2035 р. має збільшитися на 19,1 % та скласти 195 млрд. кВт·рік. Одночасно основними завданнями для галузі енергетичного машинобудування є:

- забезпечення ефективного заміщення чинного енергогенеруючого обладнання при поступовому виведенні з експлуатації обладнання, що відпрацювало свій ресурс;
- проведення ефективної модернізації та подовження терміну експлуатації енергогенеруючого обладнання ТЕС і АЕС;
- забезпечення умов інтеграції об'єднаної енергетичної системи України в енергетичну систему синхронізованої зони континентальної Європи при виконанні вимог ENTSO-E.

Актуальність теми. Ефективність виробництва електричної енергії, яка ще тривалий час буде генеруватися в основному на ТЕС і АЕС [1-3], в значній мірі залежить від ефективної роботи паророзподілу турбоустановки.

Для сучасних конструкцій потужних ПТ ТЕС і АЕС зниження тиску при течії робочого тіла в проточному тракті паророзподілу досягає 5,0 % від початкового тиску перед СК, що значно впливає на значення теплового перепаду, який спрацьовується в турбіні. Зменшення втрати тиску в проточному тракті паророзподілу веде до збільшення наявного теплового

перепаду в турбіні та супроводжується збільшенням вироблення електроенергії без додаткової витрати палива.

Також відзначається проблема зниження ефективної роботи ПТ в процесі експлуатації через абразивний знос.

В результаті абразивного зносу елементів проточного тракту паророзподілу та проточної частини лопаточного апарату турбіни скорочується їх міжремонтний період експлуатації в 2-3 рази, а також відбувається зниження ККД ПТ, яке за оцінками зарубіжних фахівців в середньому за кожні 5 років може досягати 0,4 % [4].

Отже, завдання пошуку шляхів підвищення газодинамічної ефективності проточного тракту паророзподілу, а також зниження абразивного зносу проточної частини ПТ є актуальним.

Зв'язок з науковими програмами, темами, планами. Дисертаційна робота виконана у відділі математичного моделювання та ідентифікації теплових процесів Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України в рамках комплексних науково-технічних робіт згідно бюджетних тем «Моделювання, ідентифікація та оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення завдань енергоресурсозбереження та підвищення надійності їх роботи» (№ ДР 0115U001091), «Розробка протиерозійних заходів з метою підвищення ресурсу робочих лопаток влажнопарових ступенів турбін великої потужності» (№ ДР 0116U005113), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування можливості зменшення втрат енергії робочого тіла та підвищення надійності ПТ за рахунок вдосконалення газодинамічних процесів, які протікають в елементах паророзподілу ПТ.

Для реалізації поставленої мети були сформульовані такі задачі:

1. Сформувати математичну модель та обрати чисельний метод дослідження газодинамічних процесів в тракті паророзподілу ПТ.

2. Провести чисельне дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу ПТ та оцінити вплив на рівень економічності та надійності ПТ наступних параметрів:

- структури потоку, сформованого в проточному тракті клапана на ефективну роботу послідуючих елементів проточної частини турбіни;
- вплив конструкції клапана на нестационарність течії робочого тіла в його проточному тракті;
- вплив геометричних характеристик клапанного каналу на структуру потоку в проточному тракті клапана та рівень втрат енергії робочого тіла.

3. Провести дослідження, щодо пошуку раціональних конструкцій СК та РК ПТ, що забезпечують високі показники ефективності та надійності.

4. Запропонувати підхід до проектування пристрою для захисту проточного тракту паротурбінної установки від абразивного зносу.

Об'єкт дослідження – газодинамічні процеси в проточному тракті паророзподілу ПТ.

Предмет дослідження – вплив газодинамічних процесів на енергетичну ефективність та динамічну надійність елементів паророзподілу ПТ.

Методи дослідження – математичне моделювання тривимірної стаціонарної та нестационарної течії в'язкої перегрітої пари та повітря.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше визначено вплив структури течії в тракті РК на рівень втрат енергії робочого тіла у вхідному патрубку (ВП) та сопловому апараті (СА) першого ступеня циліндра турбіни;
- вперше визначено вплив одностороннього бічного підведення пари в клапанну коробку для різних форм профільної поверхні основної запірної чаші клапану на рівень втрат енергії робочого тіла та рівень динамічних навантажень на робочу поверхню основної запірної чаші;

- вперше визначено вплив зміщення осі підвідного патрубка в сторону віддалення від верхньої кромки сідла клапана для різних геометричних параметрів клапанної коробки на структуру парового потоку та рівень втрат енергії робочого тіла в проточному тракті клапана;
- на основі чисельних досліджень набула подальшого розвитку методика проектування СК та РК, яка враховує вплив геометричних співвідношень вхідного відсіку проточного тракту клапанів на їх показники ефективності та надійності.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані результати дозволяють підвищити ефективність ПТ за рахунок зниження рівня втрат енергії робочого тіла та підвищення рівня надійності паророзподілу турбоустановки шляхом як виконання малозатратних модернізацій обладнання, що знаходиться в експлуатації, так і при розробці нових проектів конструкцій ПТ.

Результати роботи використані при розробці проектів модернізації паророзподілу ПТ К-200-130 та К-800-240 «Турбоатом» (м. Харків, Україна, акт впровадження ТА-01-653).

Запропоновано новий пристрій для захисту проточного тракту ПТ від абразивного зносу. Розробка захищена патентом.

Особистий внесок здобувача. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

- здобувач брав безпосередню участь в постановці завдання дослідження, виконав огляд джерел літератури та аналіз результатів [38, 71];
- в роботах [72, 75, 85, 87] здобувачеві належить постановка задачі, формулювання математичної моделі об'єкта дослідження, рішення задач та аналіз отриманих результатів;
- в роботі [80, 81] здобувач брав безпосередню участь в постановці завдання дослідження, в підході до вирішення завдання, сформулював

математичну модель об'єкта дослідження, виконав чисельне дослідження і аналіз результатів;

– в роботі [89] автором виконано чисельне дослідження та отримані основні висновки.

Роботи [7, 86, 88] виконані самостійно.

Апробація результатів дослідження. Результати досліджень за темою дисертації доповідалися та обговорювалися на: XV та XVI міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (2015 і 2017 рр., с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл.), XI, XII і XIII Міжнародної науково-технічної конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (2015, 2016 і 2017 рр., м. Харків); Конференції молодих вчених та фахівців «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ (2015 і 2016 рр., м. Харків).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 12 друкованих робіт, з яких 5 статей у спеціалізованих фахових виданнях України, які входять до переліку рекомендованих МОН та міжнародну реферативну базу Ulrich's Periodicals Directory, 1 патент України, 2 статті у наукових журналах України, 4 роботи – матеріали конференції.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, основної частини, що складається з 5 розділів, висновків, списку використаних джерел з 89 найменувань та 4 додатків. Матеріал викладено на 187 сторінках машинописного тексту, основного тексту – 127 сторінок, має 84 рисунків та 17 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТРАКТИ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВИХ ТУРБІН

1.1 Вплив втрат енергії робочого тіла в тракті паророзподілу на економічність парової турбіни

Економічність потужних ПТУ визначається рівнем перетворення наявної енергії робочого тіла як в проточній частині лопаткового апарату, так і в безлопаткових елементах проточного тракту турбоустановки.

Умовно втрати наявної енергії робочого тіла в безлопаткових елементах ПТУ доцільно розділити на три складові [3, 5]:

- втрати в тракті паровпуска;
- втрати в тракті сепаратора-пароперегрівача;
- втрати в тракті вихідного патрубка.

Втрати енергії робочого тіла в тракті паровпуска турбіни залежать в основному від конструкції паророзподілу і включають втрати на ділянці від входу в СК до входу в перший ступінь циліндра турбіни. Отже, основними елементами, від міри досконалості яких залежить рівень втрат енергії на цій ділянці, є: СК, трубопровід, РК та ВП циліндра турбіни.

Рівень втрат енергії робочого тіла на ділянці паровпуска традиційно характеризується значенням відносної втрати початкового тиску перед СК і для сучасних конструкцій ПТ може становити [5, 6]

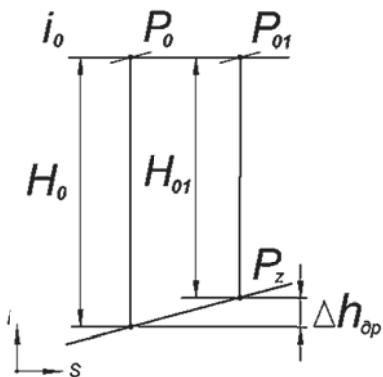
$$\Delta P_0 = (0,02 - 0,05) \cdot P_0, \quad (1.1)$$

де P_0 – тиск перед СК.

Для потужних ПТ втрати енергії робочого тіла в тракті паровпуска є досить значними, тому що при багатоциліндровому конструктивному виконанні ПТ та наявності ПП для забезпечення надійної та безаварійної

роботи виникає необхідність у додатковій установці СК та РК на ділянці паропроводу перед ЦСТ або ЦНТ (турбіни АЕС). У цьому випадку кількість паровпускних ділянок збільшується, що призводить до відповідного збільшення частини втрат наявної енергії робочого тіла поза проточною частиною турбіни.

При зниженні початкового тиску перед проточною частиною турбіни наявний теплоперепад зменшується від H_0 до H_{01} (рис. 1.1) і абсолютна втрата енталпії Δh_{op} , обумовлена гіdraulічним опором в тракті паровпуска, визначається різницею зазначених величин



$$\Delta h_{op} = H_0 - H_{01}. \quad (1.2)$$

Аналіз ефекту від зниження початкового тиску на ділянці частини високого тиску турбін ТЕС з початковою температурою 818 К (545°C), характерною для турбін докритичних та надкритичних початкових параметрів пари, наведено в роботі [6]. Авторами роботи отримано співвідношення для визначення зниження ККД ЦВТ ПТ, пов'язане з гіdraulічним опором тракту паровпуска, у вигляді

$$\Delta\eta_{op} = \Delta h_{op}/H_0 = (P_z/P_0)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left(\frac{1}{(1 - \Delta P_0/P_0)^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - (P_z/P_0)^{\frac{k-1}{k}} \right)^{-1}, \quad (1.3)$$

де P_z – тиск за ЦВТ, k – показник ізоентропи.

На рис. 1.2 та рис. 1.3 наведено результати розрахункового аналізу впливу втрат тиску при дроселюванні пари в проточному тракті паровпуска на показники економічності турбоустановок ТЕС [6].

З наведених залежностей випливає, що відносна втрата початкового тиску $\overline{\Delta P_0} = \Delta P_0 / P_0 = 5,0\%$ при відносному розподільному тиску між ЦВТ та ЦСТ $P_z / P_0 = 0,1 - 0,3$ призводить до втрати енталпії рівній 12-15 кДж/кг. Це відповідає втраті внутрішнього відносного ККД ЦВТ, що визначається за параметрами пари перед СК, рівній 1,6-3,6 %.

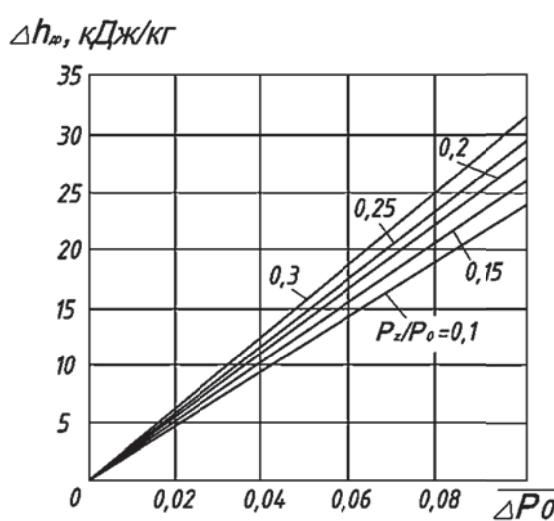


Рис. 1.2 – Втрата наявного теплоперепада турбіни в залежності від відносної втрати початкового тиску

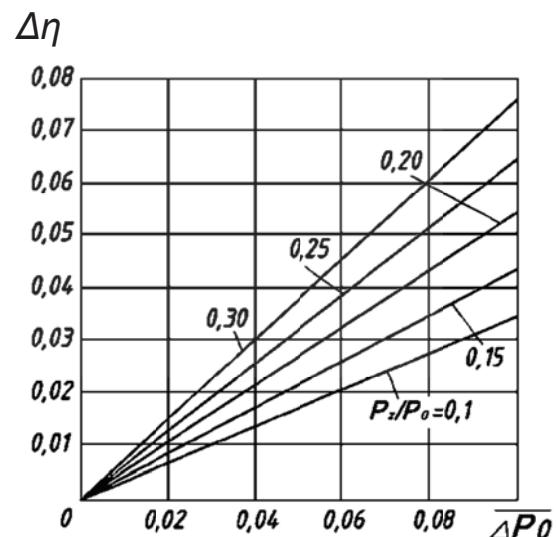


Рис. 1.3 – Зміна внутрішнього відносного ККД турбіни в залежності від відносної втрати початкового тиску

Тому, при зменшенні відносної втрати тиску на ділянці паровпуска від 5,0 % до 2,0 % збільшення ККД ЦВТ для турбіни К-200-130 складає 1,1 %, для турбіни К-300-240 – 1,02 %. В цьому випадку для турбін К-200-130, К-300-240, Т-250-240 можна отримати додаткове вироблення електричної потужності в розмірі 800-1700 кВт за рахунок зниження гідравлічних втрат в тракті паровпуска ЦВТ.

Для забезпечення цього ефекту необхідно розробити конструкції елементів паророзподілу, які дозволять забезпечити високий рівень газодинамічної ефективності елементів паровпуска при високій їх надійності.

1.2 Аналіз конструкцій паророзподілу сучасних парових турбін

Одним із сучасних напрямків при проектуванні потужних ПТ є використання конструкції блоків паророзподілу з комбінованими СРК для підведення пари до ЦВТ і ЦСТ, або ЦНТ.

Прагнення об'єднати в єдиному корпусі РК та СК обумовлено наступними факторами [6-8]:

- зниження втрат енергії робочого тіла на ділянці паропуска;
- зниження металоємності конструкції;
- спрощення компонування вузла підведення пари;
- зменшення парового об'єму між СК та РК.

На теперішній час для ПТ потужністю 300-1200 МВт «ЛМЗ» застосовуються блоки СРК, конструкцію яких наведено на рис. 1.4 [8-10].

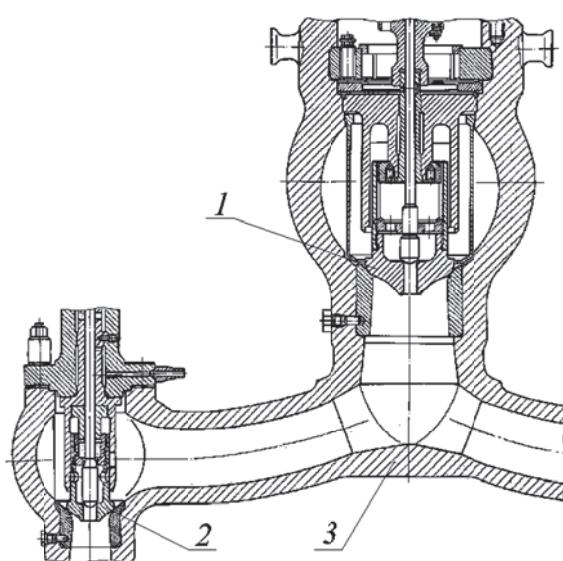


Рис. 1.4 – Блок СРК ЦВТ
ПТ К-800-240-5 «ЛМЗ»

результатами експлуатації блоку.

Експлуатація блоку СРК на ТЕС виявила його недостатню надійність при несиметричному відведення пари через РК. На певних режимах роботи ПТ спостерігалося розгойдування блоку, встановленого на пружинних підвісках. Інтенсивність вібрації знижувалася по мірі вирівнювання витрат

Свіжа пара подається в клапанну коробку СК (поз. 1), розташовану між двома РК (поз. 2) розвантаженого типу. Через перепускні труби пара надходить до підвідних патрубків ЦВТ. Для організації розподілу потоку пари виконано спеціальний кований трійник (поз. 3) з наступними патрубками. Ця деталь в складі блоку клапанів є найбільш напружененою, що встановлено за

пари через РК. Причиною подібних явищ стало недостатнє відпрацювання проточного тракту блоку, яке веде до виникнення нестационарних відривних явищ в паровому потоці й втраті вібростійкості блоку при роботі ПТ на часткових режимах [8].

Випробування на повітряному стенді кафедри парових та газових турбін МЕІ [8, 9] показали, що весь блок має низький рівень втрат енергії робочого тіла. Відносна втрата тиску для конструкції блока на номінальному режимі роботи не перевищує 3,5 % від початкового тиску перед СК.

Типова конструкція вузла паророзподілу використовується у складі турбоустановок ТЕС потужністю 300-800 МВт виробництва «ТА» (рис. 1.5) [11].

На відміну від попередньої конструкції свіжа пара підживиться до СК (поз. 1), розташованого між трьома РК (поз. 2).

Досвід експлуатації конструкції показав її достатню надійність та низький рівень втрат енергії робочого тіла. Однак, основним її недоліком є низька ремонтопридатність СК та парового сита.

На рис. 1.6 представлено оригінальну конструкцію суміщеного СРК ЦВТ виробництва «ТА», яким оснащена більшість ПТ АЕС [7, 12].

Зовні основної запірної чаши РК (поз. 8) розташовується СК (поз. 7) у вигляді дзвону, що опирається на сідло РК. СК переміщається уздовж вертикальної осі за допомогою зовнішнього полого штока (поз. 5). РК – розвантаженого типу. Основна запірна чаша переміщається за допомогою внутрішнього штока з клапаном розвантаження (поз. 4). Парове сито (поз. 3), що захищає проточну частину турбіни від сторонніх включень, розміщено всередині корпуса.

Для стабільної роботи СРК при великих підйомах запірної чаши РК та малих перепадах тиску на клапан на зовнішньої проточці основної запірної чаши РК виконані профільні вставки (поз. 6), які регулюють витрату пари через тракт розвантаження. При цьому парове навантаження

основної запірної чаші РК здійснюється таким чином, щоб результуюче зусилля на чаші було направлено в сторону закриття клапана. У цьому випадку основна чаша РК виявляється щільно притиснутою до голівки штока клапана розвантаження.

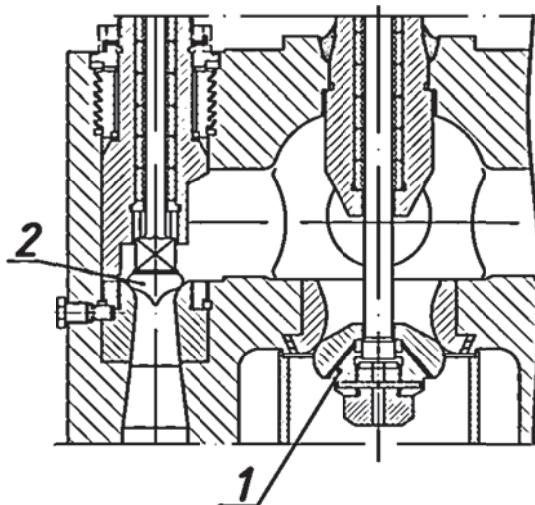


Рис. 1.5 – Блок СРК ЦВТ
ПТ К-300-240 «ТА»

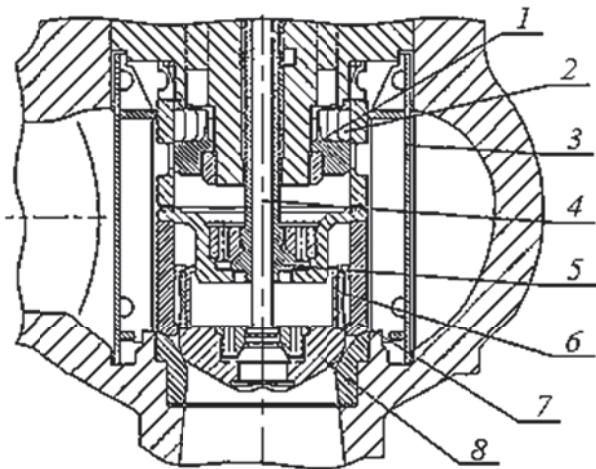


Рис. 1.6 – Блок СРК ЦВТ
ПТ К-1100-60/1500 «ТА»

Ще однією конструктивною особливістю СРК є наявність паровідвідних каналів (поз. 2), що утворюються при поєднанні вікон СК та спеціальної втулки (поз. 1). Це дає можливість здійснити відбір пари на проміжний перегрів та відбір пари на власні потреби станції з корпуса СРК. Таким чином, в одній конструкції поєднано виконання трьох функцій: управління навантаженням турбіни; швидке припинення доступу пари в турбіну при спрацьовуванні систем захисту й швидке припинення відведення свіжої пари до допоміжних апаратів турбоустановки. При цьому спрощується компонувка турбоустановки за рахунок відсутності додаткових захисних клапанів на трубопроводах відборів пари.

Чаші СК та РК можуть переміщатися на повний хід незалежно одна від одної при будь-якому положенні кожної з них. Приводи їх також незалежні.

На рис. 1.7 показано оригінальну конструкцію блоку СРК «ТА», що експлуатується в складі усіх потужних турбоустановок ТЕС й встановлюється після ПП [11, 13].

На відміну від попередньої конструкції СРК, функцію СК виконує штовхач (поз. 2). При спрацьовуванні системи захисту штовхач, переміщаючись зовні штока розвантажувального клапана (поз. 1), опирається в основну запірну чашу (поз. 3) та забезпечує її посадку на сідло.

Підвищена надійність СРК заснована на тому, що деталі внутрішнього сервомотора, керуючого положенням штока клапана розвантаження, не контактирують з нерухомими направляючими корпусними деталями. Отже, заклинивання може статися тільки або між внутрішнім та зовнішнім штоками, або між зовнішнім штоком та нерухомими напрямними деталями. Таким чином, втрата захисної здатності клапана може виникнути тільки при одночасному заклиниванні деталей внутрішнього та зовнішнього сервомотора.

До недоліків наведених конструкцій СРК виробництва «ТА» (рис. 1.6, рис. 1.7) слід віднести досить великий рівень втрат енергії парового потоку в проточному тракті клапана. Профіль робочої поверхні основної запірної чаші СРК «ТА» має конічну форму. Сідло з кутом розкриття 12° призводить до того, що на всіх режимах спостерігається відрив потоку від стінок дифузора. В результаті дифузор стає джерелом додаткового опору [6].

В цілому конструкції комбінованих СРК «ТА» виявилися досить ефективними. Досвід експлуатації підтверджив високу надійність клапанів

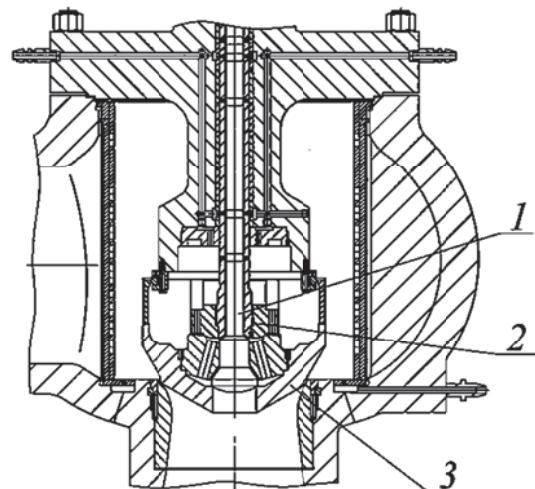


Рис. 1.7. – Блок СРК ПП турбоустановок ТЕС «ТА»

цієї конструкції.

На рис. 1.8 показана конструкція блоку СРК «GE» [14]. Типова конструкція використовується також в турбоустановках компаній «ABB» та «Alstom» [6].

У наведеній конструкції (аналогічно СРК рис. 1.6), СК (поз 1) розташован всередині запірної чаши РК (поз 2). Обидва запірні елементи мають загальне сідло. Штоки клапанів рознесені в протилежні сторони та переміщуються окремими сервомоторами.

Особливість цієї конструкції СРК полягає в тому, що першим по ходу пари є РК. Таке рішення викликане тим, що течія за мінімальним перерізом клапанного каналу первого по ходу руху пари запірного клапана має нестационарний характер. Відповідно, подальші елементи конструкції сприймають значні динамічні навантаження. Розташування основних чаш РК і СК у верхній конфузорній частині сідла, де потік має більш рівномірні параметри після проходження через парове сито, найбільш прийнятний.

Основні недоліки цієї конструкції полягають в наступному:

- захаращеність внутрішньої частини сідла призводить до збільшення швидкості в клапанному каналі. При цьому генерується високий рівень шуму й високий ерозійний знос елементів клапанного каналу, що призводить до відсутності герметичності при закритому клапані;
- неможливість зняття СК без видалення РК, що знижує ремонтопридатність всього розглянутого блока клапанів.

Ще одним конструктивним недоліком розглянутих СРК (рис. 1.8) та СРК, наведених на рис . 1.6 й рис . 1.7, є використання загального сідла для

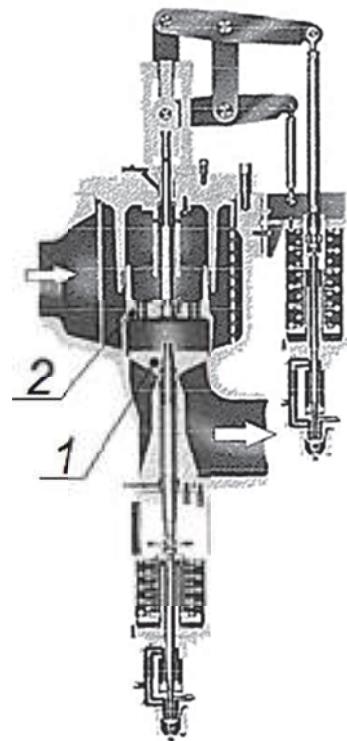


Рис. 1.8 – СРК «GE»

запірних чашок СК та РК. Порушення кріплення сідла приведе до одночасного порушення щільності обох клапанів.

На рис. 1.9 представлено реконструкція блоку СРК для турбіни 18K360 «ABB Zamech», розроблена «ЕНТЕК» спільно з МЕІ [6, 7, 15].

Як і в конструкції рис. 1.8, першим по ходу руху пари розташовується РК (поз. 3).

На підставі результатів досліджень [6, 15] розробленої конструкції СРК встановлено, що перехід від диффузорного перетворення енергії потоку до конфузорного й розташування РК з боку входу в конфузор сідла виключає нестационарний характер течії в тракті клапана та забезпечує його високу вібраційну надійність.

В результаті модернізації форму сідла СРК замінено на конфузорну (поз. 5), але зі збільшеною площею прохідного перерізу.

До основних конструктивних особливостей розглянутого СРК слід віднести:

- наявність перфорації в основній запірній чаші нижче посадкового діаметра й додаткової камери (поз. 4), призначеної для демпфірування пульсацій тиску, що виникають в клапанному каналі. При відкритті клапана перфорація основної чаші виконує роль розвантаження при її відриві від сідла;

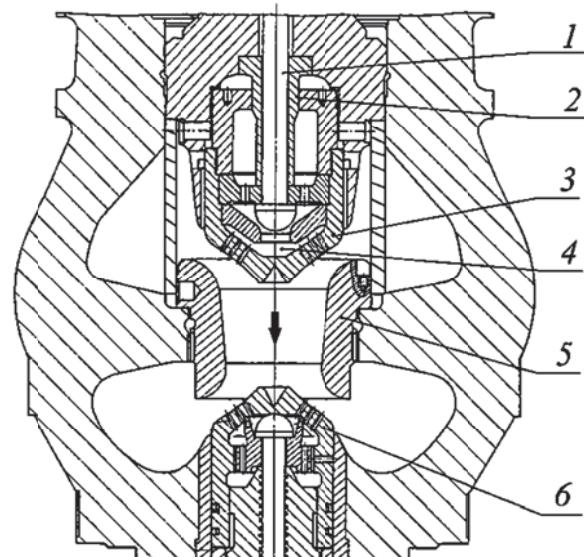


Рис. 1.9 – СРК ПТ 18К-360

«ЕНТЕК»-МЕІ

- конусна виїмка на торцевій поверхні чаші клапана утворює демпферну порожнину, яка виключає контакт поверхні чаші з вихровим слідом за нею.

В процесі відкриття РК парове зусилля на штоку після проходження максимуму (приблизно на 1/3 від загального ходу штока) починає інтенсивно знижуватися. Зусилля на штоку може змінити свій знак (стати негативним). Для запобігання зміни напрямку зусилля на штоку клапана при його відкритті, що перевищує 35-40 % від максимального підйому запірної чаші, конусна частина втулки (поз. 2) починає перекривати доступ пари в камеру розвантаження, роблячи клапан нерозвантаженим. Це забезпечує надійне притиснення чаші РК до голівки штока (поз. 1).

В процесі незалежних випробувань розробленої нової конструкції СРК встановлено [6]:

- 2,5-кратне зниження швидкості в клапанному каналі (від 160 м/с до 60 м/с);
- високу вібраційну надійність клапана;
- низький рівень зусиль на штоку СК (поз. 6) та РК (поз. 3).

На рис. 1.10 наведено конструкція блоку СРК ПТ К-1000-60/3000 «ЛМЗ» [10], де в якості СК застосовується поворотна затріска (поз. 1) розвантаженого типу. Парове сито винесено за межі клапана.

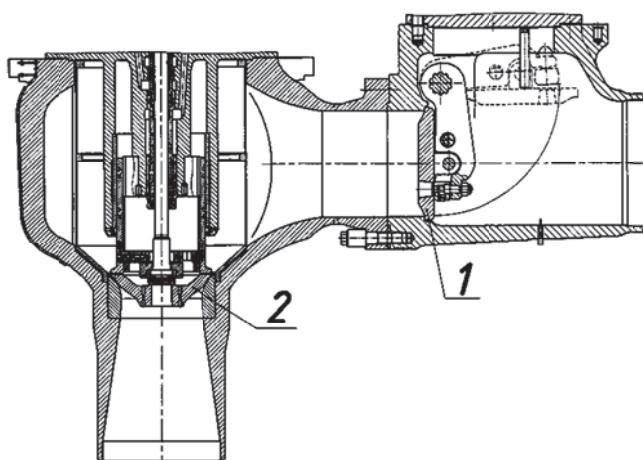


Рис. 1.10 – Блок СРК «ЛМЗ»
зі стопорною затріскою

забезпечення малого рівня втрати енергії робочого тіла при його переміщенні в каналі корпусу стопорної затріски.

При роботі турбоустановки поворотна затріска виводиться з роботи й притискається до упорів для виключення нестабільної роботи при її обтіканні паровим потоком. РК (поз. 2) примикає до вихідного фланця корпуса. Перевагою цієї конструкції є можливість

Виконаний аналіз сучасних конструкцій паророзподілу показує, що загальним для наведених блоків паророзподілу є конструкція проточного тракту СК та РК (СРК) кутового типу з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку. При такому підводі порушується осьова симетрія течії в клапанному каналі, утвореному сідлом і основною запірною чашею, що може призводити до високого рівня втрат енергії робочого тіла, а також зниження надійності за рахунок появи осьової та радіальної нерівномірності парового потоку при обтіканні запірної чаші клапана.

Головною відмінністю в наведених конструкціях блоків СРК є форма клапанного каналу, що має основний вплив на формування структури потоку й рівень втрати енергії в клапані.

1.3 Аналіз характеристик потоку пари в проточному тракті клапана

Схему типової конструкції проточного тракту клапана кутового типу з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку наведено на рис. 1.11 [6, 16].

Основними елементами клапана цього типу є підвідний патрубок, клапанна коробка, шток з основною запірною чашею, конфузорно-діффузорне сідло й відвідний патрубок.

Сумарне значення втрат енергії робочого тіла при його русі в проточному тракті клапана цієї конструкції включає [6, 16]:

- втрати, пов'язані з розширенням каналу в зоні входу в клапанну коробку між перерізами 1-1 та а-а;
- втрати на поворот та обтікання чаші між перерізами а-а, б-б й в-в;
- втрати при звуженні між перерізами в-в і г-г,
- втрати на дифузорній ділянці між перерізами г-г і 2-2.

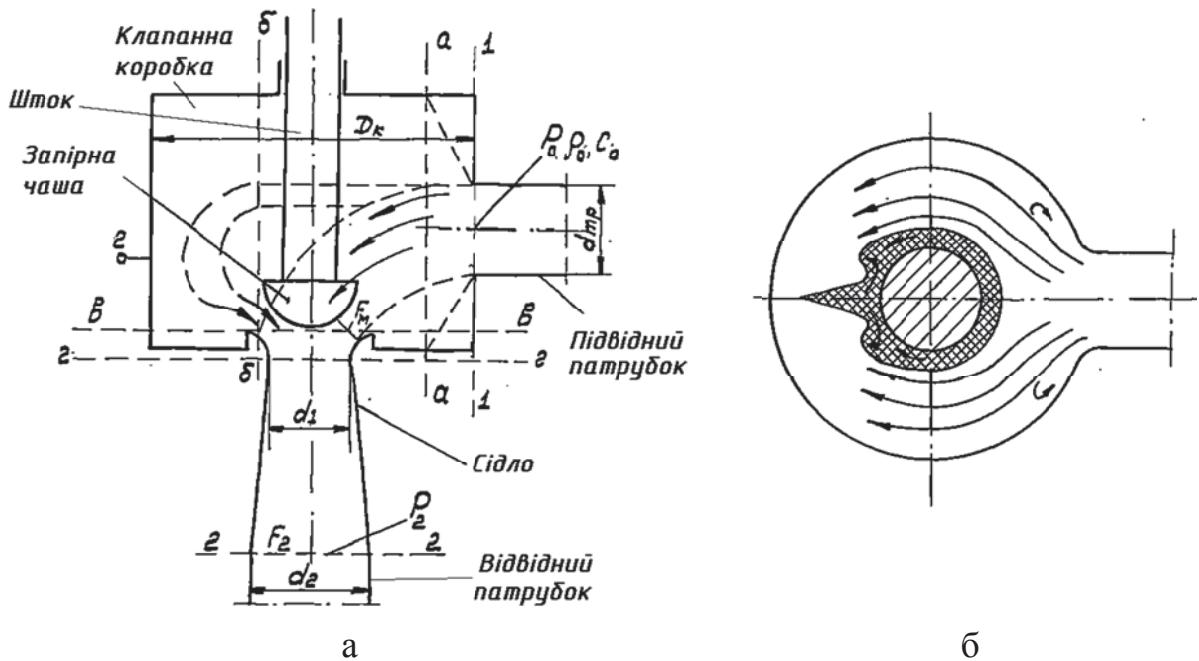


Рис. 1.11 – Схема конструкції проточного тракту клапана кутового типу:
а – подовжній переріз; б – поперечний переріз

При експлуатації ПТ пара зі швидкістю 40-60 м/с і параметрами P_0 , ρ_0 , C_0 по трубопроводах підводиться в клапанну коробку. Оскільки внутрішній діаметр клапанної коробки, як правило, перевищує діаметр підвідного патрубка, на вході в клапан мають місце втрати, зумовлені раптовим розширенням каналу клапанної коробки. Гіdraulічні втрати знаходяться в діапазоні 0,8-1,0, що відповідає втраті ентальпії парового потоку порядку 1,2-1,8 кДж/кг [6].

Для зменшення втрат енергії робочого тіла при раптовому розширенні на вході в клапанну коробку рекомендується установка дифузора зі ступенем розширення $n = F_{\max}/F_{\min}$, що дорівнює 1,6-1,8 [6,17]. При цьому, як стверджують автори, істотно знижуються втрати енергії й зменшується нерівномірність параметрів потоку всередині клапанної коробки.

Експериментальні дослідження течії робочого тіла в тракті клапанної коробки наведено в роботах [15, 17-20].

В роботі [18] автором дано висновок, що основний вплив на втрати енергії в клапанній коробці має циркуляційна течія, що формується на протилежній від підвідного патрубка стороні клапанної коробки. Як правило у зазначеній зоні виникають два парних вихори, протилежних по напрямку обертання. Якщо моменти кількості руху їх рівні, система виявляється стійкою, якщо ні – виникає нестационарна циркуляційна течія навколо осі клапана, яка переміщається в напрямку руху частини потоку з великим моментом кількості руху, що призводить до збільшення втрат енергії робочого тіла.

Для усунення подібного явища в клапанній коробці з протилежного від підвідного патрубка боку рекомендується встановити розподільне ребро, а саму запірну чашу екраниувати паровим ситом. В результаті такі заходи дозволили автору знизити втрати тиску більш ніж у два рази.

В роботі [19] показано, що циркуляційна течія в клапанній коробці не є сталою. Результати експериментального дослідження двох типорозмірів трубопроводу підводу пари в різних розмірах клапанної коробки представлено на рис. 1.12.

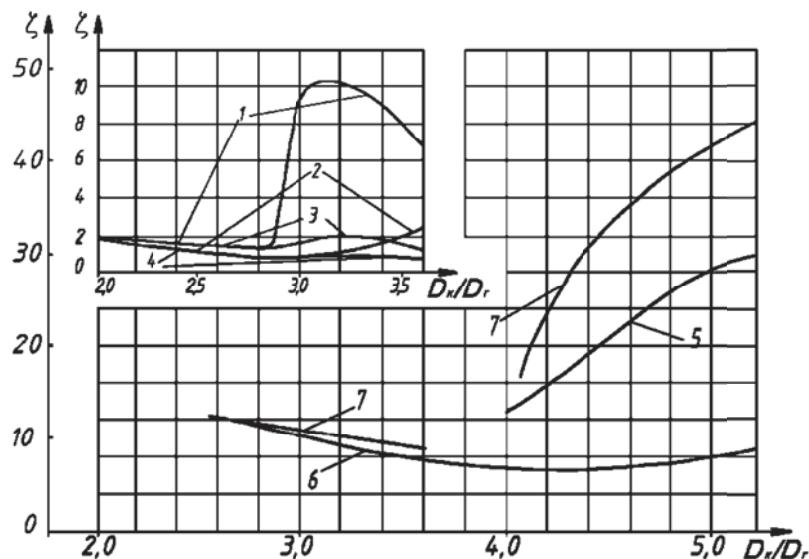


Рис. 1.12 – Зміна коефіцієнта гіdraulічних втрат в залежності від геометричних співвідношень клапана:

1 – клапан без сита; 2 – клапан з паровим ситом; 3 – клапан з ребром; 4 – клапан з ситом та ребром; 1,2,3,4 – $D_{mp}/D_\varepsilon = 1,05$; 5,6,7 – $D_{mp}/D_\varepsilon = 1,85$

Різке зростання коефіцієнта гідравлічних втрат, віднесене до повного напору робочого тіла на вході в клапан, автор пов'язує із зростанням зони циркуляційної течії всередині клапанної коробки. При цьому, коефіцієнт втрат для РК без сита (крива 1) та РК з ребром (крива 3) спочатку збільшується, потім знову зменшується. Зменшення зони циркуляційної течії автор пов'язує з нестачею енергії робочого тіла для формування циркуляційної течії внаслідок збільшення маси повітря з ростом об'єму клапанної коробки.

Для перевірки наявності циркуляційної течії всередині клапанної коробки авторами [6, 15] проведено експеримент для моделі РК з одностороннім бічним підведенням пари, в якій на одній з частин штока був закріплений підшипник кочення, а сама запірна чаша була жорстко закріплена зі штоком і могла обертатися уздовж поздовжньої осі. В якості індикатора повороту служила стрілка, закріплена на вільній частині штока. При включені установки в роботу шток зберігав стійке положення.

Для візуалізації картини течії профільна поверхня сідла була покрита сумішшю масла й сажі. Отримані при цьому відбитки не зафіксували слідів обертального руху робочого тіла.

Аналогічні результати були отримані в результаті експериментальних досліджень прозорої моделі клапана з використанням кінозйомки [20]. Схема течії показана на рис. 1.13.

В процесі експерименту зафіксовано відрив потоку в дифузорній частині сідла. Циркуляційної течії всередині клапанної коробки не виявлено

Аналіз результатів цих робіт не дозволяє зробити висновок про фізичну картину течії та про основні параметри, що впливають на формування структури потоку пари в клапанній коробці і в елементах, розташованих за нею.

Після проходження клапанної коробки парової потік підводиться до клапанного каналу, який складається з сідла і основної запірної чаші.

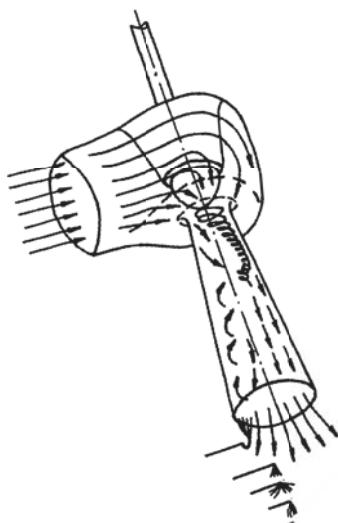


Рис. 1.13 – Схематичне зображення структури потоку в проточному тракті РК

У конічній частини клапанного каналу, на ділянці до мінімального перерізу потік прискорюється, після чого в дифузорній ділянці клапанного каналу відбувається його гальмування, при дозвукових швидкостях, або продовжує прискорюватися при надзвуковому режимі в горлі [6, 16].

Результати експериментальних досліджень показали, що значення відносного тиску, при якому в тракті клапанного каналу настає надзвукове витікання, визначається ступенем розширення дифузорної частини сідла. Наближено величина відносини тисків може бути знайдена із співвідношення [16]

$$\varepsilon_{kp} = \varepsilon_* + (1 - \varepsilon_*) \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{(n \cdot \varepsilon_{02})^2}}, \quad (1.4)$$

де $\varepsilon_{02} = P_2 / P_0$ – відношення повного тиску в клапані; $n = F_2 / F_{\min}$ – ступінь розширення діфузорної частини сідла; ε_* – критичне відношення тисків.

При аналізі режимів течії в РК [16] відзначається наявність зон відриву потоку, які спостерігаються за мінімальним перерізом кільцевої щілини при різномірному підйомі запірної чащі й відношенні тисків на клапан.

Відривна структура течії викликає значні пульсації параметрів потоку. При критичному режимі течії утворюються системи криволінійних стрибків ущільнень, що виникають при обтіканні чащі й сідла.

Серед робіт, присвячених розгляду фізичної картини течії в клапанах, найбільший інтерес представляє робота [21]. При дослідженні структури течії в плоских каналах та рівномірному підводі пари, встановлено три форми обтікання елементів клапанного каналу:

- I форма – потік відривається від чаші і прилягає до сідла;
- II форма – відрив потоку від стінок сідла і прилягання до чаші;
- III перехідна форма – почергове прилягання струменя до сідла і відрив від чаші.

Наявність тієї чи іншої форми обтікання клапанного каналу залежить від конструкції її стінок, а також від режимних параметрів.

В залежності від підйому запірної чаші змінюється геометрія каналу та перепад тиску, внаслідок чого змінюється й форма обтікання. Для малих підйомів запірної чаші характерна I форма обтікання, II форма характерна для великих підйомів. Перехід від однієї форми обтікання до іншої призводить або до одноразового стрибкообразного зміщення струменя в каналі, або шляхом його багаторазових пульсаций. В результаті, авторами рекомендується виконувати клапаний канал таким чином, щоб у всьому діапазоні режимів роботи клапана формувалася одна форма обтікання. Поверхню чаші клапана пропонується виконувати з різкою зміною кривизни каналу шляхом підрізання торцевої поверхні запірної чаші клапана для фіксації точки відриву потоку.

Для підвищення стабільної роботи клапана в [6-9, 15-17, 22] рекомендується застосовувати профіль запірної чаші клапана з перфорацією нижче посадкового діаметра. У цій конструкції внутрішня порожнина чаші є аеродинамічним демпфером, що вирівнює тиск на поверхні чаші. Перфорацію рекомендується виконувати діаметром рівним 2-4 % від діаметра горла сідла і розташовувати в шаховому порядку з кроком 4-8 % від діаметра горла дифузора [22].

У ряді робіт [6, 22-25] вказується на доцільність використання профільованого клапанного каналу, утвореного запірної чашею та сідлом, який при максимальному підйомі запірної чаші дозволяє сформувати плавний кільцевий канал. Методика профілювання подібних клапанів, що забезпечують задану витратну характеристику наведено в роботі [22]. Рішення цього завдання зводиться до побудови робочої ділянки профілю,

точки якого відповідають мінімальному перерізу каналу між сідлом та запірною чашею клапана.

На рис. 1.14 наведено схему позначення характерних розмірів профільованого каналу [22].

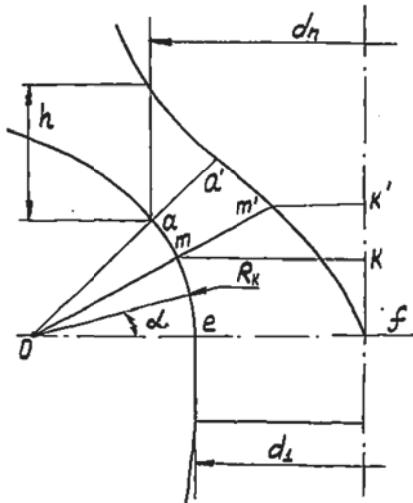


Рис. 1.14 – Схема геометричних розмірів профільованого клапана

Конфузорну частину сідла окружністю радіусом $R_k = 0,5 \cdot d_1$. визначається співвідношенням

Канал вище місця посадки профілюється за умовою збереження плавності обводів з урахуванням конструктивних обмежень.

Профіль нижче мінімального перетину між сідлом та чашею будується за умовою рівності поперечного перерізу каналу $eaaf$ площи горла сідла.

рекомендується описувати однієї Тоді довжина утворюючої mm'

$$mm' = \frac{d_1}{2} \cdot \left[\frac{2 - \cos \alpha}{\cos \alpha} - \sqrt{\left(\frac{2 - \cos \alpha}{\cos \alpha} \right)^2 - \frac{1}{\cos \alpha}} \right], \quad (1.5)$$

де d_1 – діаметр горла сідла, α – кут між утворюючою та площею горла сідла.

Результати експериментальних випробувань РК, спроектованого за цією методикою, наведено на рис. 1.15.

Зміна наведеного коефіцієнта витрати при різних відкриттях РК, показує що досліжені характеристики знаходяться в діапазоні між розрахунковими залежностями коефіцієнтів повних втрат 0,2-0,4.

Дещо інший підхід представлено в роботі [23]. На підставі результатів випробувань великої кількості конструкцій клапанів, наведено діапазон геометричних співвідношень, що забезпечують надійну та економічну роботу клапана.

Для цього рекомендується виконувати конфузорную частину клапанного каналу зі ступенем звуження $F_{\text{ex}}/F_{\text{ex}} = 0,65 - 0,75$, утвореного при максимальному підйомі чащі її бічною робочою поверхнею опукло-

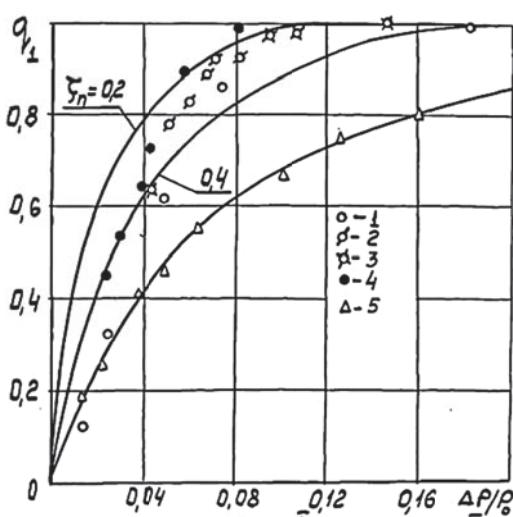


Рис. 1.15 – Зміна наведених витрат в залежності від перепаду тиску:

- 1 – профільований клапан $\bar{h} = 0,3$;
- 2 – $\bar{h} = 0,35$;
- 3 – $\bar{h} = 0,4$;
- 4 – $\bar{h} = 0,5$
- 5 – клапан вихідної конструкції $\bar{h} = 0,5$

запірної чащі, тому що наведені роботи відзначають тільки переваги кожного запропонованого рішення, але не дозволяють сформулювати загальний підхід до вибору раціональної конструкції.

Аналіз результатів дослідження впливу конструктивних елементів клапана на характеристики потоку вимагає розглянути роботу дифузорної частини сідла.

В результаті виконаних досліджень [6, 17, 24-26] показано, що через наявність значної нерівномірності потоку в перерізі горла сідла (у вхідному перерізі дифузора), яка визначається специфікою кільцевої

увігнутого профілю й внутрішньою поверхнею клапанної коробки та сідла, за допомогою вихідного перерізу меншої площині горла сідла, а також діаметра дна чащі розміром $D_2 = (0,4 - 0,5) \cdot D_1$ посадкового діаметра (рис. 1.16).

Аналіз результатів цих робіт не дає можливості визначити оптимальну конструкцію клапанного каналу, зокрема основної

форми конфузорної частини клапанного каналу, кут розширення диффузорної частини сідла доцільно приймати не більше 7-8 градусів.

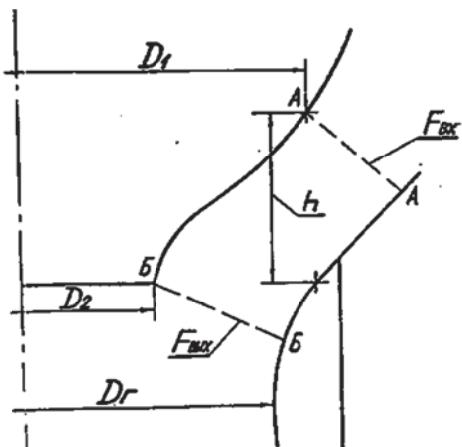


Рис.1.16 – Схема геометричних розмірів клапанного каналу

дослідженю впливу передуючого регулюючого пристрою на зміну рівня втрат енергії в подальших елементах проточної частини ПТ.

В результаті натурних досліджень характеристик систем паророзподілу на працюючих турбінах [27, 28] була зафіксована залежність вібраційного стану турбіни від режиму роботи РК.

Тому, правомірно припустити, що структура потоку на виході з РК, маючи значну нерівномірність, може досягати проточної частини турбіни. При цьому, як показують результати випробувань моделей ступеня турбіни з передуючим вхідним патрубком [29-32], наявність нерівномірного розподілу параметрів потоку перед соплами ступеня турбіни, крім зниження економічності за рахунок наявності великих кутів атаки й роботі ступеня з неоптимальним локальним U/C_f , може приводити до зміни вібраційного стану ротора турбіни і появи неприпустимого рівня динамічних навантажень на деталях ПТ.

Отже, дослідження структури течії в проточному тракті паровпуска та визначення рівня втрати енергії робочого тіла має практичний інтерес.

Наявність великих значень кута розширення, як правило, призводить до виникнення відриву потоку й утворення нестационарної вихрової течії на виході з клапана, що може призводити до зниження надійності та економічності подальших елементів проточної частини ПТ.

Слід також зазначити, що в теперішній час відсутні роботи по

1.4 Особливості експлуатації стопорних та регулюючих клапанів

При виборі оптимальної конструкції клапана необхідно визначити найбільш актуальні режими його роботи, а також можливі обмеження, пов'язані з особливостями його експлуатації.

Основні вимоги до системи регулювання турбін ТЕС і АЕС, виконавчими механізмами якої є СК і РК, зводяться до забезпечення надійної та безаварійної роботи ПТ на всіх режимах експлуатації і забезпечення мінімальних втрат енергії робочого тіла.

Режими експлуатації ПТ можна розділити на дві групи [33, 34]:

- 1) Стационарні – при яких ПТ працює з постійною або повільною зміною витрати пари.
- 2) Нестационарні – значна зміна витрати пари за короткий проміжок часу.

Друга група режимів експлуатації ПТ включає в себе режими пуску, зупинки, холостого ходу, синхронізації, а також всі аварійні режими. У цьому випадку основним показником ефективності системи регулювання є її швидкодія.

До першої групи відносять режими роботи під навантаженням, коли навантаження не змінюється, або змінюється по команді оператора або керуючої машини згідно з диспетчерським графіком навантаження. При цьому система регулювання працює в наступних режимах:

- режим підтримки тиску перед турбіною;
- режим підтримки частоти струму в енергосистемі;
- режим підтримки електричної потужності;
- комбінований режим підтримки частоти і потужності.

В теперішній час для регулювання графіка енергосистем залишаються практично всі ПТУ ТЕС і АЕС. Аналіз добових графіків генерування споживання теплової та електричної потужності показує, що на ТЕЦ в нічні години опалювального періоду вимушене розвантаження

енергоблока може досягати 40-50 % встановленої електричної потужності при тепловому навантаженні 80-100 %. Конденсаційні енергоблоки при проходженні нічних провалів можуть розвантажуватися до 30-40 % встановленої потужності. [35].

При роботі ПТ ТЕС і АЕС в стаціонарних режимах СК ЦВТ, а також СК і РК ЦСТ або ЦНТ працюють в стаціональному положенні. Запірна чаша клапана піднята на максимальну передбачену конструкцією величину й щільно притиснута до верхнього упору зусиллям сервомотора. Відносний перепад статичного тиску на клапан в залежності від конструкції паророзподілу становить порядка 1,2-2,1 % від початкового тиску перед СК, що відповідає дозвуковому режиму течії в тракті клапана.

Отже, проектування та модернізація конструкції цих клапанів СК ЦВТ та СК і РК ЦСТ (ЦНТ) може проводиться для одного режиму, що відповідає режиму максимального підйому запірної чаши й максимальній витраті пари через нього.

Умови роботи РК ЦВТ в стаціонарних режимах визначаються типом паророзподілу і способом зміни електричного навантаження ПТУ.

На рис. 1.17 наведено режими роботи РК ЦВТ, які визначені в результаті теплового розрахунку паророзподілу турбін і роботі ПТ з постійними початковими параметрами пари перед СК для деяких ПТ ТЕС і АЕС.

У табл. 1.1 наведено статистику по максимальному відносному відкриттю РК ЦВТ потужних ПТ.

Для ПТ АЕС характерна конструкція з дросельним паророзподілом та постійним значенням початкового тиску пари перед СК [31, 32]. При цьому способі паророзподілу зміна вироблюваної електричної потужності здійснюється шляхом зміни витрати пари на проточну частину турбіни при його дроселюванні в проточному тракті РК.

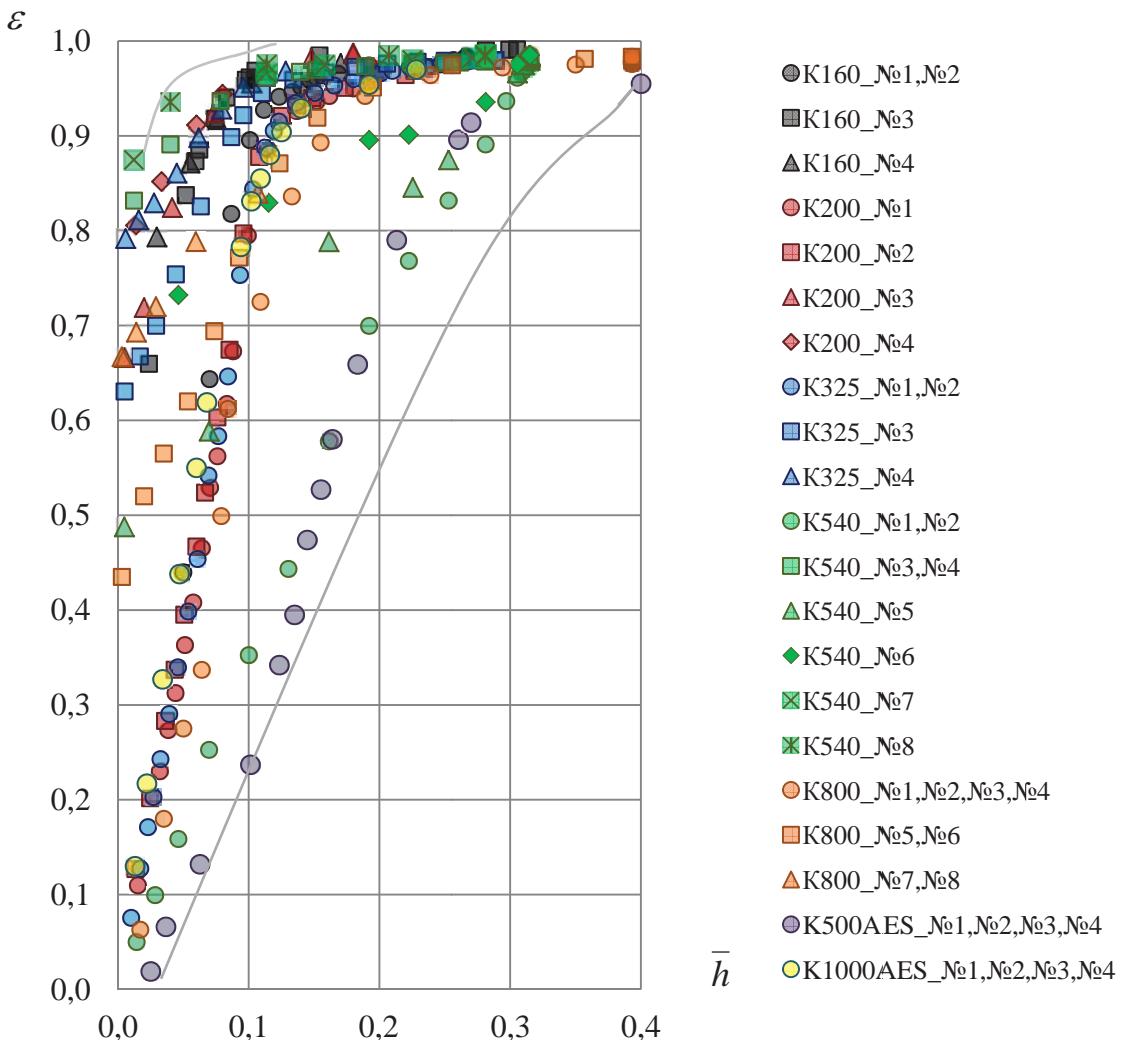


Рис. 1.17 – Режими роботи РК ВТ при роботі з постійним початковим тиском перед СК для різних ПТ ТЕС і АЕС

Таблиця 1.1. Максимальне відносне відкриття РК ПТ

Турбоустановка	Номер РК			
	№1	№2	№3	№4
К-160-130 (Добриворська ТЕС бл.8)	0,267	0,267	0,305	0,170
К-200-130 (Кураховська ТЕС бл.6)	0,192	0,227	0,180	0,080
К-325-23,5 (Аксу ТЕС бл.5)	0,289	0,289	0,288	0,128
К-540-23,5 (Екібастузька ТЕС бл.2)	0,315	0,281	0,315	0,281
К-800-240 (Славянська ТЕС бл.7)	0,393	0,393	0,393	0,107
К-220-44 (Кольська АЕС бл.1)	0,208	0,208	0,194	0,194
К-500-65/3000 (Курська АЕС бл.1)	0,403	0,403	0,403	0,403
К-1000-60/1500 (Балаковська АЕС бл.2)	0,228	0,228	0,228	0,228
К-1000-60/3000 (Хмельницька АЕС бл.1)	0,365	0,365	0,365	0,365

Діапазон можливих тривалих режимів експлуатації РК ЦВТ ПТ АЕС визначається регулювальним діапазоном реакторної установки. В середньому для ПТ з реакторами ВВЕР-440 та ВВЕР-1000 діапазон регулювання потужності може становити 20-30 % від номінальної потужності в нічні години та вихідні дні тижня [33-36].

Отже для РК ЦВТ ПТ АЕС більш актуальні режими роботи з підйомом запірної чаши 80-100 % від максимального і перепаді тисків 0,90-0,98.

В теперішній час для ПТ ТЕС широко використовується сопловий паророзподіл і комбінована програма регулювання енергоблоків [35, 37, 38]. При такій програмі в області навантажень близьких до номінальної енергоблок працює при постійному початковому тиску, а починаючи від певного моменту, коли частина РК знаходиться в закритому положенні, переводиться на «ковзний» тиск.

При такому способі регулювання основна частина РК, як правило, та, що обслуговує перші три соплові коробки, буде працювати на більшій частині регулювального діапазону енергоблоку при незначних змінах положень запірних чаш та зміні тиску пари перед СК. Інша частина РК – при значній зміні підйому запірної чаши й постійному початковому тиску перед СК.

Варіант комбінованої програми регулювання залежить від конструктивних особливостей парогенератора, допоміжного обладнання та визначається індивідуально дляожної ПТУ на підставі техніко-економічних розрахунків. [38].

З рис. 1.17 випливає, що для наведених режимів роботи РК ЦВТ, найбільш актуальними, з врахуванням роботи ПТ ТЕС при комбінованій програмі регулювання, є діапазон відносних підйомів клапана 0,1-0,4 і відношення тисків 0,7-1,0.

При цьому, РК №1,2,3 ПТ ТЕС, що регулюють, як правило, потужність турбіни аж до номінальної, мають найбільший підйом клапана

$\bar{h}=(0,2-0,3)$ та відношення тисків 0,95-0,98. РК №4, обслуговуючий останню у порядку відкриття соплову коробку, є перевантажувальним і працює при малих підйомах запірної чаші $\bar{h}=0,1$ і відношенні тисків 0,7-0,98.

Отже, для РК ПТ з сопловим паророзподілом, які працюють з постійними початковими параметрами перед СК, вибір актуального режиму для проектування визначається його порядком вступу в роботу.

При проектуванні та модернізації СК і РК слід виконувати вимоги проектних показників роботи паророзподілу, якими є витратні та силові характеристики клапанів в залежності від величини їх підйомів. Також для стабільної роботи системи регулювання доцільно забезпечити сумарну лінійну характеристику залежності витрати пари від підйому запірної чаші, що полегшує управління турбіною та сприяє виконанню вимог до лінійності статичної характеристики регулювання. Силова характеристика не повинна мати різких стрибків, має бути плавною і зводити до мінімуму найбільше зусилля, а також різницю між максимальним та мінімальним його значенням.

1.5 Вплив абразивного зносу елементів проточної частини на ефективну роботу турбоустановки

В процесі експлуатації потужних ПТ спостерігається абразивний знос елементів проточного тракту і, як наслідок, зниження їх ефективної роботи [38-47].

Основною причиною появи ерозійно-небезпечних частинок в паровому потоці є утворення на внутрішніх поверхнях перегрівальних труб парогенератора оксидних плівок та їх руйнування.

На рис. 1.18 представлено внутрішні поверхні труб первинних пароперегрівачів з оксидною плівкою.

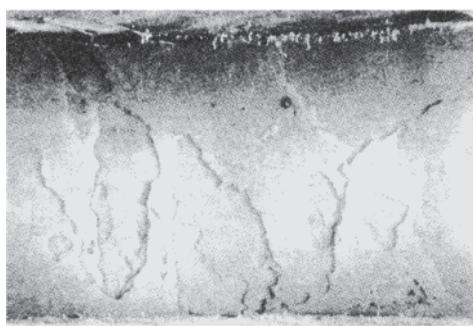


Рис. 1.18 – Внутрішня поверхня трубки первинного пароперегрівача

При зміні температури металу труб і оксидної плівки відбувається їх різне теплове розширення (через різні коефіцієнти температурного розширення), що послаблює зчеплення плівки з поверхнею металу та, при відповідних умовах, що залежать насамперед від товщини плівки й температурного

градієнта, призводить до її відшарування [39]. Це відбувається найчастіше при пусках котла з холодного стану, його зупинці, а також при змінах температурного режиму.

Утворені тверді частинки разом з паровим потоком надходять в проточну частину як ЦВТ ПТ, так і ЦСТ. У числі твердих абразивних частинок також присутній зварювальний грат, що відколюється від поверхонь ободів діафрагм перших ступенів при ударній дії твердих частинок й температурних деформаціях в процесі експлуатації турбоустановки, а також від елементів ущільнюючих вставок, вибитих внаслідок абразивного зносу (див. рис.1.19).



а

б

в

Рис. 1.19 – Тверді абразивні частинки:

а – зварювальний грат; б – частинки окалини; в – елементи ущільнень

Розміри частинок окалини можуть коливатися від декількох міліметрів до часток міліметра. Мікротвердість осколків окалини становить близько 700-750 HV [43], що в 2-3 рази перевершує мікротвердість лопаткових сталей і забезпечує їх високу пошкоджуючу здатність при багаторазових зіткненнях з лопатками.

Характерною особливістю процесу абразивного зносу є його швидкий розвиток: при певних умовах експлуатації неприпустимий знос соплових та робочих лопаток ЦВТ може статися за 1-3 роки [38]. На ряді електростанцій термін служби лопаточного апарату та периферійного ущільнення ЦСТ турбін Т-250/300-240 в умовах інтенсивного впливу еrozійних навантажень скорочується до одного-трьох міжремонтних періодів [43].

В зарубіжній енергетиці [37] відзначено зниження ККД ПТУ за кожні 5 років на 0,4 % (рис. 1.20). За оцінками американських фахівців річні збитки від абразивного зносу в середньому становлять 1,0 долар на 1,0 кВт встановленої потужності за міжремонтний період, а в деяких випадках він збільшується в 3-3,5 рази [4]. За даними Південно-Каліфорнійської енергетичної компанії, в середньому річні збитки потужного турбоагрегату від абразивного зносу оцінюються сумою в 600 тис. доларів. Сумарний річний збиток на турбінах США через зниження їх економічності, збільшення простоїв та ремонтних витрат внаслідок абразивного зносу складає 150 млн. доларів. [4].

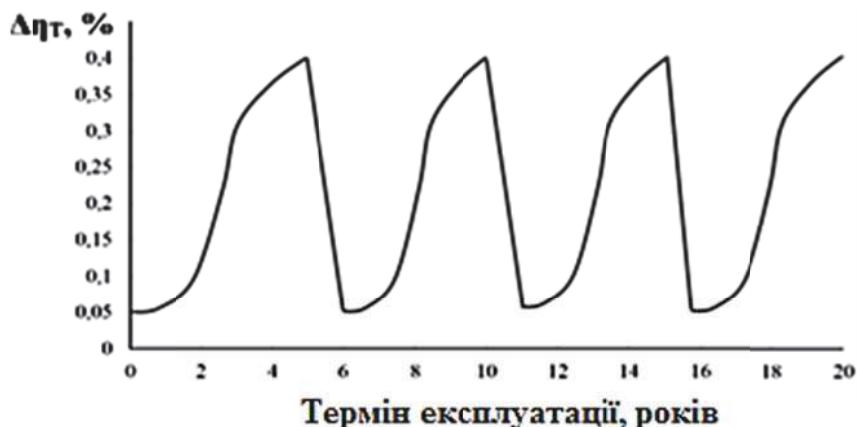


Рис. 1.20 – Зниження ККД турбоустановок внаслідок абразивного зносу

Знос поверхонь твердими частинками призводить до зміни геометрії лопаткового апарату та інших елементів проточної частини і, як наслідок, веде до подальшого погіршення економічних показників турбоустановки вцілому. Знос вихідних кромок соплових та робочих лопаток призводить до зміни прохідного перерізу каналу. При зміні геометрії профілю, зокрема збільшення «горла» каналу, порушується аеродинаміка проточної частини. По-перше, потік буде виходити з соплової решітки не під розрахунковим кутом, внаслідок чого не буде забезпечуватися безударний вхід парового потоку в робочу решітку ступеня. По-друге, знос твердими частинками вихідної кромки приведе до відхилення геометрії профілю лопатки від оптимальної, збільшення кромочних та загальних профільних втрат в решітці.

Абразивному зносу склонні направляючі й робочі лопатки, надбандажні ущільнення та шипи бандажів перших і найближчих до них ступеней ЦВТ та ЦСТ (у турбін з ПП) [38-46]. На рис. 1.21 представлено фотографії пошкоджених елементів проточних частин різних потужних ПТУ.

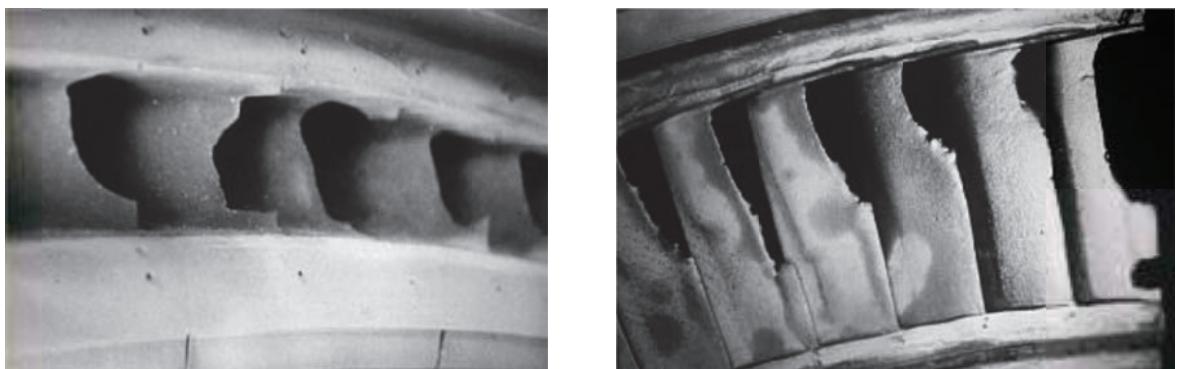


Рис. 1.21 – Приклади абразивного зносу елементів проточних частин ПТ

Необхідність ремонту для 2-го ступеня циліндра турбіни виникає через 80-100 тис. год. експлуатації, для 3-го та 4-го ступеня – через 120-140 тис. год., причому ці терміни істотно скорочуються, коли продукти руйнування 2-го ступеня (ущільнюючі вставки, сегменти бандажа, уламки

ущільнюючого козирка) захоплюються потоком пари й виносяться далі в проточну частину, викликаючи пошкодження [42].

В результаті, пошук методів зниження абразивного зносу проточного тракту ПТУ є досить актуальним.

Відомі на сьогоднішній день способи очищення пари від сторонніх включень можна розділити на два напрямки: активне й пасивне.

Основним пасивним способом боротьби з абразивним зносом є зміцнення функціональної поверхні або формування захисних покривів.

Активний спосіб захисту являє собою встановлення сепараційних та інших спеціальних пристройів, спрямованих на видалення твердих частинок еродента з пари в різних місцях ПТУ, таких як [4,38-46]:

- відсічний клапан;
- паропроводи ПП;
- проточна частина турбіни.

Нині відомо різні пристройі, призначені для видалення частинок оксидної плівки і зниження пошкоджень проточної частини турбіни, викликаних абразивним зносом.

У ЦКТІ розроблений сепаратор [40], виконаний у вигляді трійника з тупиковим відростком-накопичувачем, що встановлюється замість коліна на ділянці зі зміною напрямку руху, наприклад, з вертикального спадного в горизонтальний потік (див. рис. 1.22).

Ця конструкція практично повністю затримує частинки розмірами більше 0,5 мм. Експериментальні випробування також показали, що частка уловлених частинок становить близько 69-90 % в залежності від розмірів частинок.

До недоліків конструкції слід віднести збільшення гіdraulічного опору паропроводу й подорожчання турбоустановки за рахунок розробки, виготовлення та монтажу уловлювачів [40].

На рис. 1.23 показано схема конструкції сепаратора з кишеною-пасткою. Цей пристрій функціонує в складі сепараційної системи з 2003 р.

на енергоблоках ст. № 5, 6 Лукомльської ГРЕС з ПТ К-300-240 «ЛМЗ». Пастка розташовується в нижній зоні паропроводу за коліном, де відзначається підвищена концентрація твердих частинок.

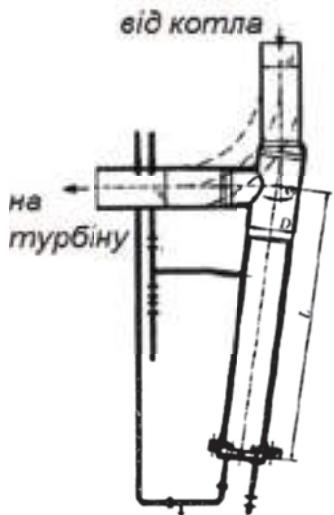


Рис. 1.22 – Сепаратор з тройниковим коліном

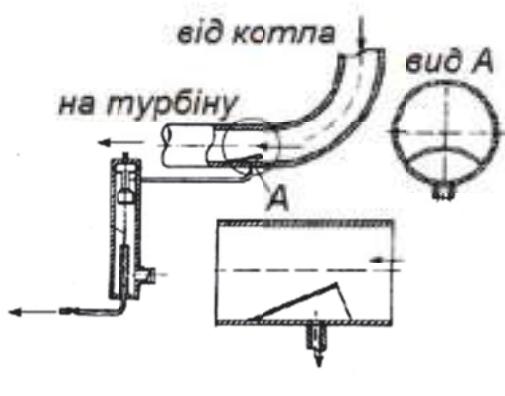


Рис. 1.23 – Система для видалення твердих частинок з паропроводів ПП енергоблоків 300 МВт

Випробування, проведені на Лукомльській ГРЕС, показали досить високу ефективність системи:

- на блоці ст. № 5 за 10 годин роботи з сепараторів лінії «А» і «Б» було вилучено 2,15 і 3,2 кг твердих частинок відповідно;
- на блоці ст. № 6 за 3000 годин роботи було вилучено з сепараторів ліній «А» і «Б» 10 і 16 кг твердих частинок відповідно [44].

До недоліків конструкції можна вінести гідравлічні втрати на вході в пастку, оскільки її форма погано обтічна і займає майже четверту частину прохідного перерізу паропроводу. Ще одним недоліком є неоптимальна форма конструкції входного пристрою пастки, так як наведена конструкція дозволяє вловити лише ті частинки, які рухаються в нижній частині паропроводу.

Для оптимізації роботи сепараційної системи Лукомльської ГРЕС був створений сепаратор з соплом Вентурі [44]. На рис. 1.24 показана проточна частина промислового сепаратора з соплом Вентурі для

встановлення на вертикально низхідній ділянці паропроводу, яка розміщена після горизонтальної ділянки.

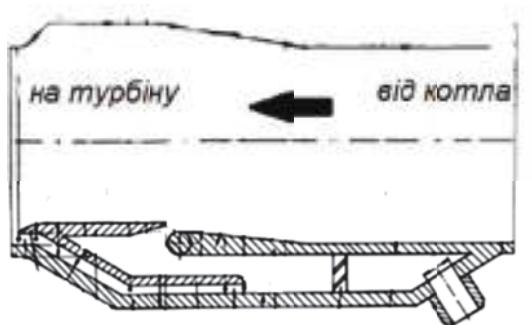


Рис. 1.24 – Проточна частина сепаратора з соплом Вентурі для паропроводів

В опублікованій літературі відсутні дані дослідно-промислової експлуатації цього пристрою на енергоблоках, що працюють в умовах підвищеного зносу проточної частини, які дозволили б провести кількісну оцінку порівняння показників зносу по відношенню до інших пристрій, що експлуатуються в аналогічних умовах.

Зовнішній вигляд іншого пристрою для організації процесу відділення частинок від пара безпосередньо у відсічному або регулюючому клапані показано на рис. 1.25.

Встановлення сепаратора дозволяє затримувати тверді частинки великих розмірів (більше 2,5 мм). На жаль, установка сепараційних пристрій не може повністю затримати всю кількість абразивних частинок, що надходять з паропроводів, і виключити їх попадання в проточну частину турбін. Більш того, в процесі експлуатації отвори в ситах (діаметрами 2,5 мм), можуть збільшуватися і пропускати великі конгломерати, а також можуть забиватися, причому нерівномірно, що може привести до зниження витрати пари в ЦВТ та погіршення економічних показників циліндра і всієї турбоустановки вцілому.

Наведений огляд пристрій, спрямованих на видалення твердих частинок з парового потоку показує на достатню ефективність їх в

боротьбі з абразивним зносом проточної частини турбіни, що дозволяє отримати значний економічний ефект.

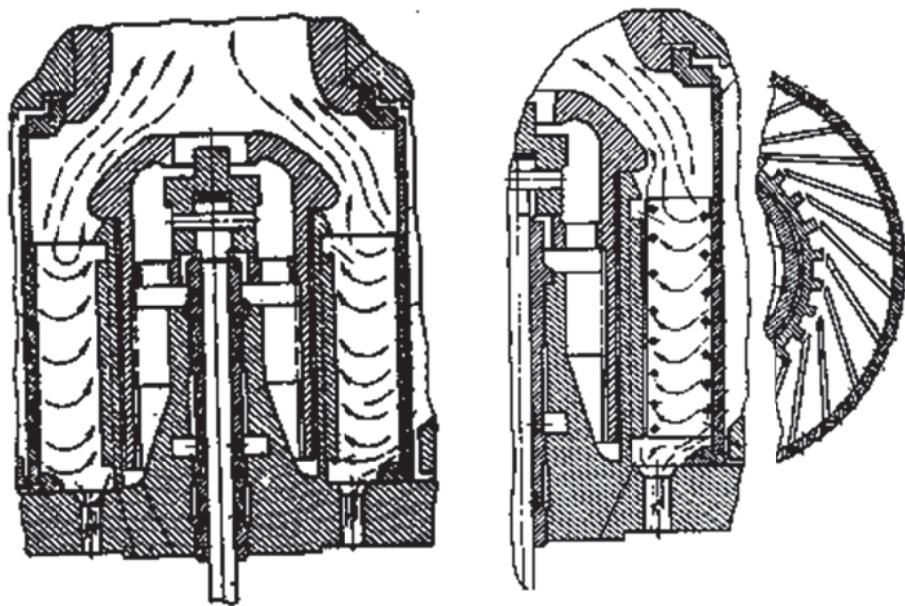


Рис. 1.25 – Схема сепарації частинок у відсічному клапані парової турбіни Т-250/300-240:

1.6 Висновки по розділу 1

В результаті аналізу опублікованих досліджень визначено, що на теперішній час існує резерв підвищення ефективності ПТ за рахунок газодинамічного удосконалення проточного тракту паророзподілу та підвищення стійкості ПТ до абразивного зносу.

Можливий економічний ефект від зниження втрат енергії в проточному тракті паровпуска є досить значним і може сягати приблизно 1,0 % від ККД циліндра турбіни.

Основними елементами, що визначають ефективність розглянутого тракту паророзподілу є СК та РК. Більшість сучасних конструкцій паророзподілу ПТ мають блоки з комбінованими СРК. При цьому більшість СК та РК ПТ мають конструкцію кутового типу з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку. [7]

Аналіз досліджень впливу конструктивних елементів клапана показав, що нині є ряд невирішених завдань, пов'язаних з питаннями вдосконалення конструкції проточного тракту клапанного каналу, що дозволяє забезпечити високу економічність при високій надійності.

Додатково зазначається актуальність дослідження по визначеню впливу структури потоку, сформованої в проточному тракті РК, на зміну рівня втрат енергії робочого тіла в наступних елементах проточної частини ПТ.

Аналіз режимів роботи ПТ показав, що відпрацювання конструкції клапанів доцільно проводити на режимах близьких до номінального [38].

Аналіз досліджень, спрямованих на боротьбу з ерозійним зносом в тракті паровпуска і проточної частини турбіни, показав, що для збереження ефективності ПТ необхідні заходи щодо зниження абразивного зносу шляхом видалення з тракту підведення пари твердих частинок окалини і грата.

Виходячи з наведених висновків, метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування можливості зменшення втрат енергії робочого тіла і підвищення надійності ПТ за рахунок вдосконалення газодинамічних процесів, які протікають в елементах паророзподілу ПТ.

Для досягнення зазначененої мети були поставлені наступні задачі:

1) Сформувати математичну модель та обрати чисельний метод дослідження газодинамічних процесів в тракті паророзподілу ПТ.

2) Провести чисельне дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу ПТ та оцінити вплив на рівень економічності та надійності ПТ наступних параметрів:

- структури потоку, сформованого в проточному тракті клапана на ефективну роботу послідуючих елементів проточної частини турбіни;
- вплив конструкції клапана на нестационарність течії робочого тіла в його проточному тракті;

– вплив геометричних характеристик клапанного каналу на структуру потоку в проточному тракті клапана та рівень втрат енергії робочого тіла.

3) Провести дослідження, щодо пошуку раціональних конструкцій СК та РК ПТ, що забезпечують високі показники ефективності та надійності.

4) Запропонувати підхід до проектування пристрою для захисту проточного тракту паротурбінної установки від абразивного зносу.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРОТОЧНОМУ ТРАКТІ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів

Рух робочого тіла в проточному тракті паророзподілу ПТ характеризується наявністю складної вихрової структури. З огляду на складність цих процесів, традиційно газодинамічні характеристики елементів паророзподілу ПТ визначалися за результатами модельних експериментальних досліджень.

До недоліків модельних експериментальних досліджень слід віднести [47]:

- неможливість забезпечення повної подоби процесів, що призводить до появи додаткових похибок;
- неможливість отримання повної інформації про параметри робочого тіла в усіх точках досліджуваного проточного тракту;
- значні часові та матеріальні витрати на підготовку стенду та моделі.

Отже, визначення геометричних характеристик конструкцій, що відповідають раціональній формі, в результаті модельних експериментальних досліджень є дорогим та тривалим процесом.

На сьогоднішній день альтернативою модельним експериментальним дослідженням є дослідження процесів в конструкціях із залученням чисельного експерименту. 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. Розрахунковий аналіз дозволяє в короткі терміни виконати зіставлення великої кількості варіантів конструкцій на різних режимах їх

роботи та, на відміну від модельних експериментальних досліджень, потребує значно менших часових та матеріальних затрат.

Для розрахункового аналізу можуть бути використані різні математичні моделі течії. В останні роки найбільший розвиток отримав метод прямого чисельного моделювання (DNS) та метод моделювання великих вихорів (LES). Однак через високі вимоги до обчислювальних ресурсів нині основним робочим інструментом для вирішення прикладних завдань газодинаміки стають методи, що базуються на використанні усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) в поєднанні з різними напівемпіричними моделями турбулентності [48-51].

Рівняння, що описують рух робочого тіла, виявляються досить складними й отримати точне розв'язання складних газодинамічних задач нині не уявляється можливим. Однак, існує можливість отримувати наближене розв'язання, для реалізації якого необхідно прийняти ряд припущень та провести верифікацію результатів розрахункового аналізу.

Формульовання математичної моделі вимагає чіткого визначення, яким чином будуть використані отримані результати і яка точність розв'язання необхідна для цього. При виконанні математичного моделювання течії робочого тіла необхідний компроміс між точністю розв'язання та часом, витраченим на виконання розрахункового аналізу.

Дослідження й вдосконалення конструкції з використанням чисельних методів передбачає наступну послідовність етапів:

- 1) визначення мети та постановка задачі дослідження;
- 2) вибір математичної моделі та чисельного методу розв'язання;
- 3) верифікація математичної моделі та чисельного методу;
- 4) вдосконалення досліджуваної конструкції на основі проведеної верифікації.

Після виконання першого етапу на основі аналізу відомих даних про завдання дослідження та про досліджувані фізичні процеси відбувається вибір математичної моделі та чисельного методу. Після вибору

математичної моделі та чисельного методу необхідно виконати їх верифікацію, яка полягає в зіставленні результатів тестових досліджень, сформульованих для відомих експериментальних даних з їх результатами.

Як показали результати модельних та натурних експериментальних досліджень [6, 9, 10, 14, 16-22, 24, 27, 28, 52-57, 69, 70], рух робочого тіла в проточному тракті паророзподілу для деяких режимів роботи ПТ може мати складну вихорову структуру з пульсацією параметрів близько 5-10 %. Можна зробити висновок, що для вирішення поставлених у дисертаційній роботі завдань математичний опис течії в проточному тракті елементів паророзподілу з похибкою визначення основних інтегральних характеристик потоку пари на рівні 10 % в даний час може вважатися прийнятним.

2.2 Математична модель газодинамічних процесів в проточному тракті елементів паророзподілу

Тривимірний нестационарний рух в'язкого тепlopровідного стискуваного газу описується системою рівнянь Нав'є-Стокса. Для статистичного врахування турбулентних ефектів ці рівняння осереднюються по Рейнольдсу-Фавру. Система рівнянь (RANS), має наступний вигляд [59]

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

де ρ – плотність; V – швидкість; p – тиск; E – повна енергія одиниці об'єму; σ_{ij} – тензор в'язких напружень; τ_{ij} – тензор турбулентних

напружень; q_j – 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. 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

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

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

При цьому середні значення визначаються осередненням на досить великому інтервалі часу T

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

Це співвідношення передбачає, що середні значення не залежать від часу. Відповідний випадковий процес є стаціонарним й позначається SRANS (Steady RANS). Також існує математичне моделювання турбулентних течій, в яких наближено враховується їх нестаціонарність. Такий підхід отримав назву URANS (Unsteady RANS)

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

Таким чином, в метод URANS дозволяє отримати нестаціонарне рішення для полей, осереднених на кінцевому проміжку часу або по фазі великомасштабних коливань.

Застосування того чи іншого підходу здійснюється на підставі поставлених завдань дослідження, які визначають вимоги до отримання стаціонарних або нестаціонарних характеристик цільової змінної.

В результаті осереднення в рівняннях з'являються невідомі кореляції пульсуючих величин, без визначення яких осереднені рівняння не можуть бути вирішені (проблема замикання системи рівнянь). Для вирішення проблеми замикання застосовують моделі турбулентності для визначення в'язких членів у вихідній системі рівнянь [48-51].

2.3 Властивості робочого тіла

При математичному моделюванні газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу, необхідно враховувати зміну властивостей робочого тіла при зміні його температури й тиску.

У поставленому завданні дослідження розглядалося два робочих тіла: повітря – при верифікації методу дослідження; перегрітий пар – при дослідженні елементів паророзподілу.

Для визначення властивостей повітря використано рівняння ідеального газу. Впливом тиску на властивості повітря нехтувалося.

Залежність теплоємності повітря від температури описана поліномом [66]

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

де R – універсальна газова стала ($R = 287,04 \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$); 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); μ_0 – контрольна вязкість при контрольній температурі ($1,78 \cdot 10^5$ Па·с); C – стала для повітря (122 К); T – задана температура.

Для визначення властивостей перегрітої пари використані рівняння, що описують термодинамічні властивості води й водяної пари IAPWS-95 [67].

2.4 Модель турбулентності

На сьогоднішній день існує безліч різних напівемпіричних моделей турбулентності [49]. У зв'язку з цим різними дослідниками було виконано роботи по тестуванню та визначеню меж застосовності тієї чи іншої моделі [48, 49]. В результаті цих робіт була накопичена велика кількість 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 (κ - ω Shear Stress Transport, або SST) [47-51].

SST модель являє собою комбінацію κ - ϵ та κ - ω моделей [58].

Для дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу модель κ - ω SST представлена в наступному вигляді [59]

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

де $P_k = \tau_{ij} S_{ij}$ – 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; $\mu_T = a \cdot \frac{\rho \cdot k \cdot \omega}{\max[1, |S|f_2 / (a_1 \cdot \omega)]}$ – коефіцієнт турбулентної в'язкості.

2.5 Дискретизація розрахункової області

Одним з найбільш ефективних чисельних методів розв'язання рівнянь газової динаміки є метод контрольного об'єму (МКО) [61-65].

При використанні цього методу розрахункову область розбивають на деяке число непересічних контрольних об'ємів Ω . Диференціальні рівняння (2.1) інтегрують по кожному контрольному об'єму. В результаті дискретна форма системи рівнянь в декартових координатах на прикладі двовимірного простору має такий вигляд [61]

$$\begin{cases} \Omega \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \left(\rho V_j \Delta n_j \right)_{ip} = 0, \\ \Omega \left(\frac{\rho V_j - \rho^0 V_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \left(\rho V_j V_i \Delta n_j \right)_{ip} = \sum_{ip} \left(p \Delta n_i \right)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu \left[\frac{\partial V_j}{\partial x_i} + \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S}_{V_i} \Omega, \\ \Omega \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \left(\rho V_j \Delta n_j \phi \right)_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma \left[\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S}_\phi \Omega, \end{cases} \quad (2.9)$$

де Ω – контрольний об'єм; S_ϕ – контрольна поверхня, що обмежує контрольний об'єм; dn_j – диференціал декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні; Δt – крок за часом; Δn_j – приріст декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні; індекс « ip » – обчислення в точці інтегрування й підсумування 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 ϕ всередині об'єму записується як

$$\phi = \sum_{i=1}^n N_i \phi_i, \quad (2.10)$$

де N_i – апроксимуюча функція вузла; ϕ_i - значення змінної у вузлі; n - число вузлів елемента.

Сумування відбувається по всім вузлам елемента. При цьому апроксимуюча функція має наступні властивості

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1, \quad (2.11)$$

$$N_j = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j. \end{cases} \quad (2.12)$$

Одним з важливих властивостей МКО є те, що в ньому закладено точне інтегральне збереження таких величин як маса, кількість руху та енергія на будь-якій групі контрольних об'ємів i , отже, на всій розрахунковій області.

При відображені фізичної області за допомогою разностної сітки контрольні об'єми представляють собою прості геометричні фігури – тетраедри, піраміди, гексаедр і т. д.

У даній роботі для опису розрахункової області використовуються в основному сітки на основі тетраедрів та призм. Застосування даних елементів в якості осередків обумовлено зручністю при опису складних геометричних об'єктів, а також можливістю більш простої адаптації сітки під особливості розглянутого газодинамічного процесу.

Для побудови разносної сітки використано алгоритм «Octree» [63]. Основна ідея цього методу полягає в тому, що «наклавши» на задану область деяку вже побудовану сітку, можна відсісти від цієї сітки усі елементи, що виходять за межі необхідної області, а потім скорегувати положення вузлів, що знаходяться поблизу межі, так, щоб вони потрапили в кути, на «ребра» й на межі області.

2.6 Схема дискретизації

Особливістю обчислювальних алгоритмів є наявність схем різного порядку точності, що виникають при різному способі дискретизації конвективних складових із загального рівняння збереження. Для цього необхідно записати змінну ϕ_{ip} через вузлові значення ϕ . Схема, використана для конвективних складових, записується в наступній формі [62, 63]

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \vec{\nabla} \phi \cdot \vec{\Delta r}, \quad (2.13)$$

де β – коефіцієнт змішування, $0 \leq \beta \leq 1$; ϕ_{up} – значення ϕ у вузлі, розташованого навпротив потока; \vec{r} – вектор з вузла, розташованого навпроти потока, до точки інтегрування.

Залежно від значення коефіцієнта змішування β та способу обчислення $\nabla\phi$ можна отримати схеми різного порядку точності.

У цій роботі використана схема високої точності $\beta=1$.

При цьому коефіцієнт змішування β локально наближається до значення рівного 1, не вносячи місцевих осциляцій. Параметр $\nabla\phi$ приймається рівним значенню градієнта для контрольного об'єму, знайденому в вузлі назустріч потоку. Коефіцієнт β для векторних величин, таких як швидкість обчислюється окремо для кожної складової вектора.

Врахування стисливості відбувається на основі рівняння нерозривності, де складова масового перенесення включає залежність від щільності ρ , яка в свою чергу визначається через тиск p та конвективну швидкість V . Для стискаючихся течій дискретизація цих складових виконується, по можливості, неявно на кожному часовому кроці з використанням лінеаризації Ньютона-Рафсона

$$(\rho V)^k A \approx \rho^k \cdot V^{k-1} \cdot A + \rho^{k-1} \cdot V^k \cdot A - \rho^{k-1} \cdot V^{k-1} \cdot A. \quad (2.14)$$

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 [65]

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i, \quad (2.15)$$

де ϕ – невідоме розв'язання; a – коефіцієнт при невідомих; b – свободні 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 неструктурзованих. 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}, ϕ_i^{nb} та b_i є деяким числом, а для повного рівняння імпульсу в тривимірній постановці задання величини a_i^{nb}, ϕ_i^{nb} і b_i являють собою матриці векторів [65]

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad \phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i^{nb}. \quad (2.16)$$

При подібному способі обчислень повнота рішення зберігається, рядки матриць перетворюються однаково (на відміну від використання різних алгоритмів для обчислення імпульсу й маси), що забезпечує наступні переваги: стійкість, ефективність, узагальненість і простоту.

У прийнятій відокремленій схемі спочатку вирішується рівняння кількості руху з використанням наближеного поля тиску, після чого проводиться корекція наблизених значень.

При цьому зв'язаний лінійний вирішувач забезпечує рішення рівнянь (для кожної складової швидкості й тиску) як одну систему. Цей підхід дозволяє використовувати повністю неявну дискретизацію рівнянь для кожного тимчасового кроку. У разі стаціонарної постановки завдання крок за часом поводиться як «параметр прискорення», «приводить» наближене рішення до стаціонарного. Це зменшує число ітерацій, необхідних для досягнення сходимості стаціонарного рішення.

Рішення, що отримується для кожного набору рівнянь, які описують поле змінних, містить дві обчислювальні операції для кожного часового кроку:

- 1) генерація коефіцієнтів – нелінійні рівняння лінеарізуються та додаються в матрицю рішення;
- 2) рішення рівнянь – система лінійних рівнянь вирішується за допомогою алгебраїчного многостічного методу.

При передачі рішення у вирішувач для зовнішніх ітерацій або ітераційного процесу по часовим крокам організований контроль за масштабом фізичного часу або по часовому кроці для стаціонарних та нестаціонарних задач відповідно. Також для стаціонарного розрахунку на одну зовнішню ітерацію доводиться тільки одна внутрішня (лінеаризація), в той час як для нестаціонарної задачі на одному часовому кроці проводиться кілька внутрішніх ітерацій. Лінеаризоване система рівнянь може бути представлена в загальній векторній формі [64]

$$[a] \cdot [\phi] = [b], \quad (2.17)$$

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

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

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (2.18)$$

де ϕ' – рішення виразу.

$$a \cdot \phi' = r^n \quad (2.19)$$

Цей вираз має величини невязок r^n , що отримуються з виразу:

$$r^n = b - a \cdot \phi^n \quad (2.20)$$

При повторенні зазначених дій рішення досягає необхідного рівня точності.

2.7 Обробка результатів чисельного дослідження

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

$$q = \frac{G}{G_*} = f(\bar{h}, \varepsilon), \quad (2.21)$$

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, яке визначається як відношення значення підйому основної запірної чаші до діаметру її посадки на сідло; $\varepsilon = P_2/P_0^*$ – відносний тиск, визначений як відношення статичного тиску за диффузорною 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

$$G_* = F_n \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{P_0^*}{V_0^*}}, \quad (2.22)$$

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 параметрами.

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

$$G_{експ} = G_* \cdot q_{експ}; \quad (2.23)$$

– для конструкції СРК ПТ К-1000/60-1500

$$G_{експ} = G_* \cdot q_{експ} + G_{nn}, \quad (2.24)$$

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

2) Визначення середньовитратної швидкості парового потока у підводящому патрубку клапана

$$C_0 = \frac{G_{експ} \cdot V_0}{F_{en}}, \quad (2.25)$$

де F_{en} – площа прохідного перерізу підводящого патрубка клапана.

3) Визначення перепаду ентальпії по вхідний швидкості

$$\Delta h_0 = \frac{C_0^2}{2}. \quad (2.26)$$

4) Визначення повної ентальпії на вході в клапан

$$i_0^* = i_0 + \Delta h_0. \quad (2.27)$$

5) Визначення тиску й температури загальмованого потоку на вході

$$P_0^* = f(i_0^*, S_0), T_0^* = f(i_0^*, S_0), S_0 = f(T_0, X_0). \quad (2.28)$$

При виконанні верифікації математичної моделі й чисельного методу розв'язання оцінка втрат в тракті розвантаження СРК визначалася за відносним перепадом статичного тиску

$$\overline{\Delta P_p} = 1 - \frac{P_p}{P_0}, \quad (2.29)$$

де P_p – статичний тиск на верхній утворюючій поверхні циліндра розвантаження СРК; P_0 – статичний тиск на вході в СРК.

Ефективність роботи дифузора РК визначалася за коефіцієнтом повних втрат енергії

$$\zeta_d = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (2.30)$$

де P_1^* – повний тиск в горлі клапана; P_1 – статичний тиск в горлі клапана; P_2 – статичний тиск на виході з дифузора.

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

$$\zeta_{\text{ен}} = \frac{P_0^* - P_2^*}{0,5 \cdot (P_0^* - P_0 + P_2^* - P_2)}, \quad (2.31)$$

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 (2.31) 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

$$\zeta_c = 1 - \frac{1 - \left(P_{1c} / P_{1c}^* \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(P_{1c} / P_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (2.32)$$

де P_0^* – повний тиск на вході в сопла; P_1^* – 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

$$\chi_{P^*} = \frac{P_{\max}^* - P_{\min}^*}{\bar{P}^*}, \quad (2.33)$$

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

При визначенні вкладу окремого елемента проточного тракту, що складається з РК, ВП і СА регулюючого ступеня, в сумарну частку втрат енергії у відсіку використовувалось значення відносних втрат енергії

$$\Delta \bar{h}_i = \frac{\Delta h_i}{H_0}, \quad (2.34)$$

де Δh_i – втрати наявної енергії елемента паропуска; H_0 – наявний теплоперепад на весь відсік (див. рис. 2.1).

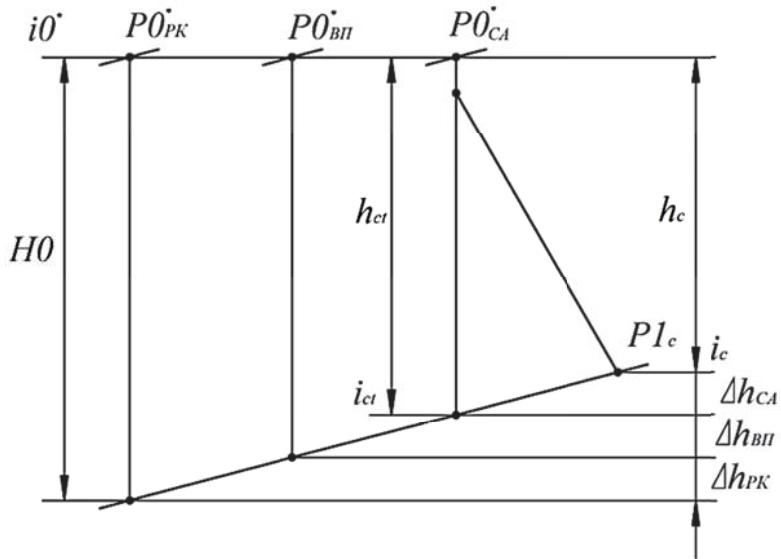


Рис. 2.1 – Втрати наявного теплоперепада у відсіку РК-ВП-СА

Визначення втрат потужності турбіни за рахунок додаткового збільшення втрат енергії при обтіканні нерівномірним потоком елементів ВП та СА визначено за формулою

$$\Delta N_T = (\Delta h_{\text{ВП}}^{\text{РК-ВП-СА}} + \Delta h_{\text{СА}}^{\text{РК-ВП-СА}} - \Delta h_{\text{ВП}}^{\text{ВП-СА}} - \Delta h_{\text{СА}}^{\text{ВП-СА}}) \cdot G_T \cdot \eta_{PC}^*, \quad (2.35)$$

де $\Delta h_{\text{ВП}}^{\text{РК-ВП-СА(ВП-СА)}}$ – втрати ентальпії у ВП при роботі у відсіку РК-ВП-СА (ВП-СА); $\Delta h_{\text{СА}}^{\text{РК-ВП-СА(ВП-СА)}}$ – втрати ентальпії у СА при роботі у відсіку РК-ВП-СА (ВП-СА); G_{myro} – витрата пари на вході в турбіну для

режима \bar{h} ; η_{PC}^* – ККД при спрацьовуванні втраченого перепаду в тракті ВП-СА (прийнято $\eta_{PC}^* = 0,75$).

У формулі (2.34) нехтується відміністю в теплових перепадах інших соплових сегментів, що обумовлено відносно малою відмінностю в їх значеннях на обраних режимах роботи турбіни.

Визначення додаткової потужності, що може бути вироблена турбіною, за рахунок зниження втрат енергії робочого тіла при його русі в проточному тракті РК визначалося за співвідношенням

$$\Delta N_{PK} = \Delta h_{PK} \cdot G_{PK} \cdot \eta_{PC}^*, \quad (2.36)$$

де Δh_{PK} – додатковий теплоперепад на турбіну; G_{PK} – витрата пари через клапан.

При визначенні додаткового вироблення потужності турбоустановки за рахунок зменшення втрат енергії в РК за формулою (2.36) передбачається, що додатковий теплоперепад спрацьовується в проточній частині турбіни з умовно прийнятым ККД, що дорівнює 75,0 %.

2.8 Верифікація чисельного методу з даними експериментальних досліджень регулюючого клапана парової турбіни К-300-240

2.8.1 Експериментальна установка для дослідження регулюючого клапана парової турбіни К-300-240

Особливістю конструкції блока паророзподілу ЦВТ ПТ К-300-240 «ТА» є наявність двох поєднаних блоків СРК, які встановлені зовні циліндра турбіни [11].

У цій конструкції пар з котла підводиться до блоку паророзподілу, де, проходячи через циліндричне сито й СК, протікає до трьох РК і далі по паропроводах підводиться до ЦВТ.

Конструктивні особливості РК:

- відсутність тракту розвантаження;
- одностороннє підведення робочого тіла в клапанну коробку;
- наявність розділюючого ребра, розташованого на протилежному від підводящого патрубка стороні направляючого стакана;
- клапанний канал, утворений конусоподібної чашею та конфузорно-діффузорним сідлом (профіль клапанного каналу типу Вентурі).

Основні геометричні характеристики натурного РК: діаметр посадки чаші на сідло – 112 мм, діаметр горла дифузора – 94 мм, кут розкриття дифузорної частини сідла – 12° , ступень розширення дифузора – 1,13, внутрішній діаметр підводящого трубопроводу - 160 мм.

Експериментальне дослідження з визначення газодинамічних характеристик РК №5 блоку паророзподілу ЦВТ турбіни К-300-240 було виконано на повітряному стенді лабораторії «ТА» (Україна, Харків) в 1977 році [68].

В результаті виконаних досліджень отримано витратні й силові характеристики РК, а також встановлено вплив окружної нерівномірності робочого тіла на зусилля, що сприймається сідлом та основною запірною чашею клапана.

Принципова схема установки й точки вимірювання тиску представлена на рис. 2.2. Експериментальна модель виконана в масштабі 1,503 натурної конструкції та складається з СК (поз. 6), підйомного пристрою (поз. 11), підводящого (поз. 4) й відводящого (поз. 8) трубопроводів.

Для виконання замірів статичного тиску сідло (поз. 9) і запірна чаша (поз. 10) були дреновані за профілем. При вимірюванні окружної нерівномірності потоку зміна положення площини дренажних отворів забезпечувалася

поворотом підйомного пристрою (поз. 11) разом з запірною чашею (поз. 10), сідлом (поз. 9) і верхньою ділянкою відвідної труби (поз. 8) навколо осі клапана.

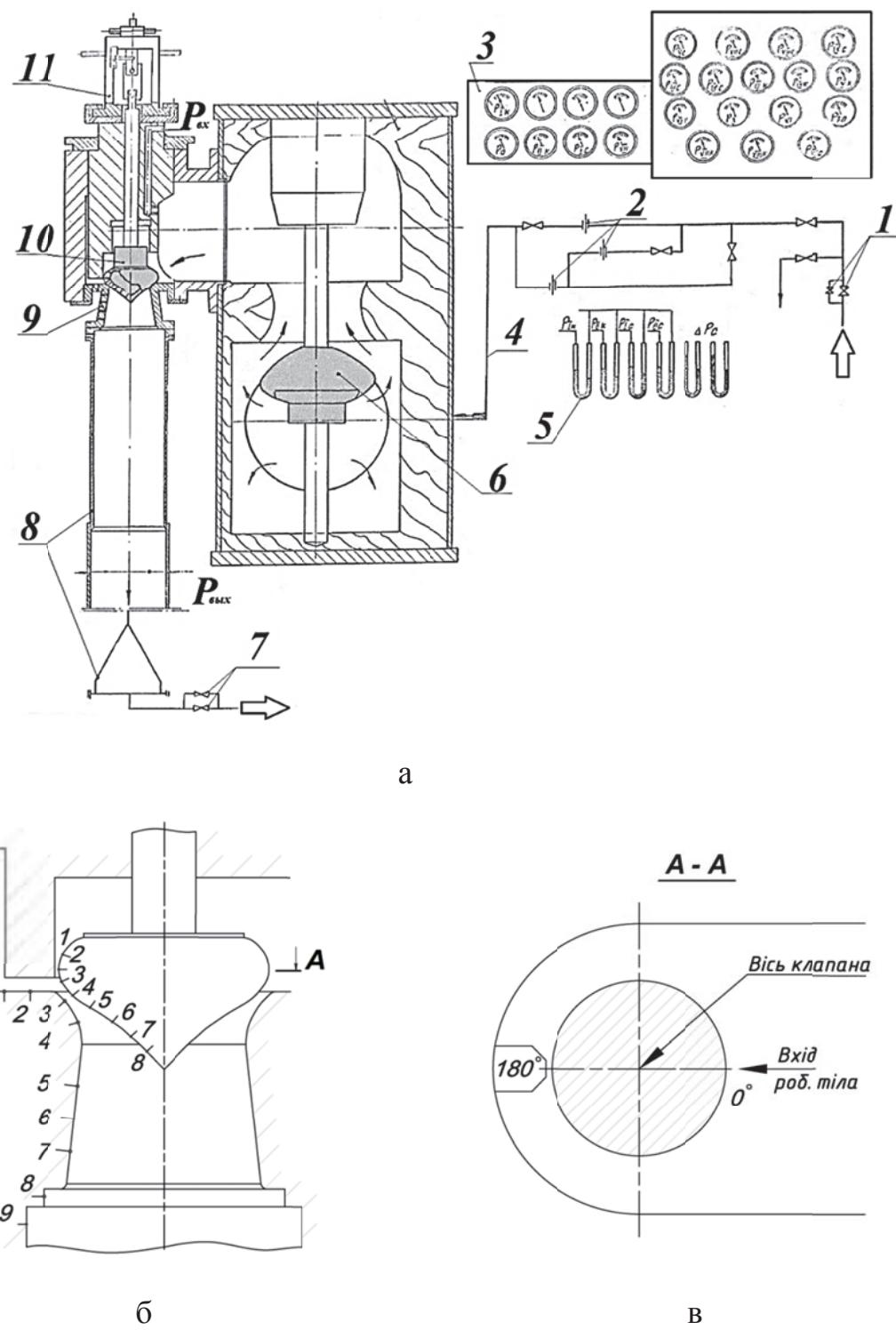


Рис. 2.2 – Схема установки й точок замірювів :

а – схема експериментальної установки; б – схема розташування точок відборів тиску; в – схема розташування площин вимірювань

Тиск перед клапаном підтримувався постійним за допомогою регулюючого пристрою (поз. 1) й дорівнював 0,507 МПа, а режим роботи клапана встановлювався шляхом зміни положення регулюючого пристрою (поз. 7).

Тиск у відборах на профілі запірної чащі, сідла й відводячого трубопроводу вимірювався пружинними зразковими манометрами (поз. 3) класу 0,4. Тиск перед клапаном вимірювався диференціальними манометрами (поз. 5). Визначення витрати проводилося за допомогою мірних сопел Вентурі (поз. 2).

2.8.2 Вплив параметрів розрахункової сітки

Традиційно, на першому етапі чисельного дослідження необхідно визначити залежність отриманих результатів від параметрів розрахункової сітки, а також визначити можливість зменшення об'єму розрахункової області за рахунок моделювання плоскосиметричної течії.

Для тестових розрахунків обрано один з досліджених в експерименті режимів роботи РК. Цей режим відповідає $\bar{h} = 0,224$ та $\varepsilon = 0,984$.

Як видно з таблиці 1.1, режим знаходиться в діапазоні роботи РК ПТ ТЕС і АЕС при номінальному навантаженні. З урахуванням роботи ПТ ТЕС на ковзних початкових параметрах, а також роботи АЕС в режимах близьких до номінального навантаження цей режим є найбільш актуальним.

Побудову розрахункової області, відповідної геометрії проточного тракту досліджуваного РК, виконано спрощено без СК (рис. 2.3 а). Це спрощення викликано відсутністю детальних креслень модельного СК. Вносима при цьому похибка, за рахунок відсутності врахування впливу нерівномірності потоку при вході в клапанну коробку РК, повинна привести до деякого зменшення пропускної здатності та збільшення втрат енергії робочого тіла. Однак, зважаючи на відносно малі швидкості

робочого тіла на вході, ці втрати не повинні істотно позначитися на результатах моделювання.

Для визначення можливого зниження розмірності розрахункової області побудована модель з половиною розрахункової області (рис. 2.3, б) в припущені про плоскосиметричний рух робочого тіла в проточному тракті клапана в площині паралельної осі підводящого патрубка клапана.

Для визначення впливу похибки просторової дискретизації було створено 3 сіточні моделі різної розмірності, які визначаються типом використовуваного елемента сітки:

- Сітка №1 – розрахункова область сформована з гексаедрів;
- Сітка №2 – розрахункова область сформована з тетраедрів в ядрі потоку та призм в примежовому шарі;
- Сітка №3 – половина розрахункової області, сформована з тетраедрів в ядрі потоку та призм в примежовому шарі.

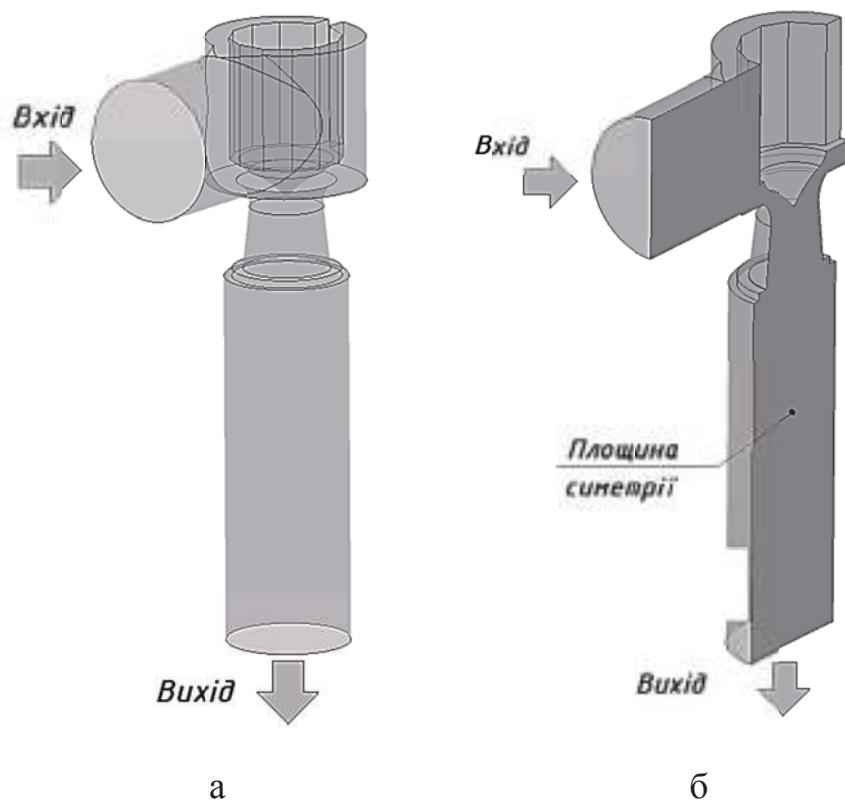


Рис. 2.3 – Модель проточного тракта РК:

a – повна модель клапана; *б* – плоскосиметрична модель

При побудові сітки для задовільного опису примежового шару при розрахунку лопаток турбомашин рекомендується витримувати $y^+ \leq 1$ [48, 51]. Однак, в ряді робіт з дослідження течії в регулюючій арматурі було встановлено, що основну частку втрат енергії потоку становлять втрати на утворення вихорів, в результаті чого параметр y^+ у визначальній області клапанного каналу допустимо витримувати в діапазоні ≤ 4 [57, 71].

Оскільки відрив потоку, як правило, відбувається вже при вході в клапанну коробку, розрахункова сітка для всіх досліджуваних варіантів характеризувалася достатньою густотою, особливо в місцях найбільших градієнтів параметрів потоку – між сідлом та основною запірної чашею клапана. Кількість комірок сітки по товщині примежевого шару становила 15. Розмірність (густота) сітки визначалася за кількістю комірок й регулювалася шляхом зміни максимального розміру комірки сітки та відносного зростання комірки в основному ядрі сітки.

Для перших 50 ітерацій розрахунковий крок за часом становив 0,03-0,01 с. Далі, з урахуванням отриманих результатів, крок розраховувався за умови дотримання критерію Куранта-Фрідріхса-Леві (CFL)

$$CFL = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \leq 1, \quad (2.37)$$

де u – середня швидкість в домені; Δt – шуканий крок за часом; Δx – середній розмір комірки сітки.

Надалі крок за часом при необхідності коректувався вручну для досягнення необхідної точності за нев'язками на рівні 10^{-4} та стабілізації графіка результатів розрахунку витрати пари на вході й виході з моделі.

Згідно з експериментальними даними, в якості граничних умов на вході приймалися повний тиск 0,507 МПа та повна температура 298,15 К, на виході задавався статичний тиск 0,499 МПа. Робоче тіло – повітря з властивостями ідеального газу.

Ефективність сіткових моделей оцінювалася за значенням відносної похибки визначення наведеного коефіцієнта витрати клапана

$$\overline{\Delta q} = 1 - \frac{q_{\text{позр}}}{q_{\text{експ}}}, \quad (2.38)$$

де $q_{\text{позр}}$ – наведений коефіцієнт витрати, визначений в результаті математичного моделювання; $q_{\text{експ}}$ – наведений коефіцієнт витрати, визначений в результаті експеримента.

Результати розв'язання та ефективність сіточних моделей представлені на рис. 2.4.

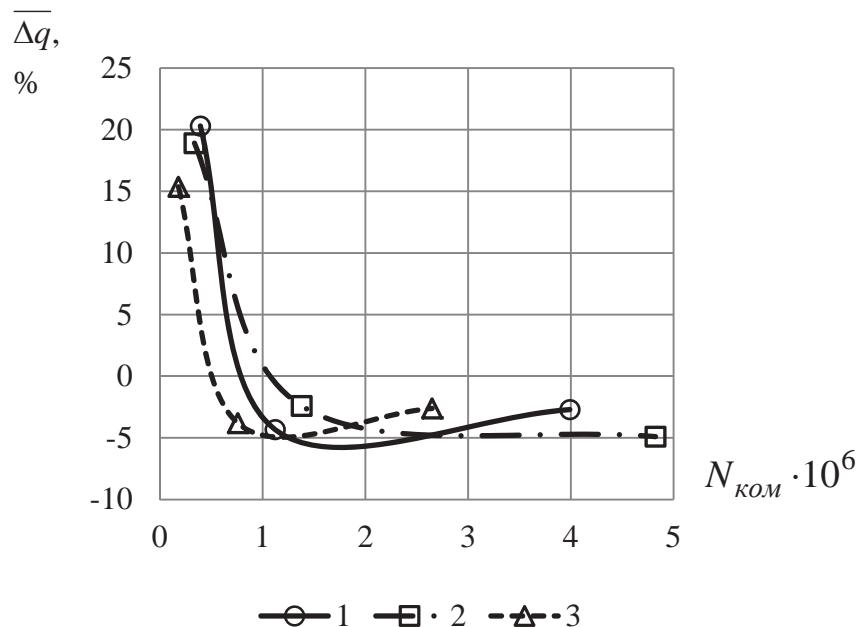


Рис. 2.4 – Похибка результатів математичного моделювання

в залежності від розмірності й типу елемента сітки:

- 1 – гексаедрична;
- 2 – тетраедрична з призматичним підслоєм;
- 3 – тетраедрична з призматичним підслоєм та плоскосиметричною моделлю

В результаті тестових розрахунків визначено, що збільшення густоти сітки призводить до збільшення точності визначення пропускної здатності клапана. Найменшу розбіжність з даними експерименту отримано для

сіток з найбільшою густотою №1 ($\overline{\Delta q} = -2,7\%$) та №3 ($\overline{\Delta q} = -2,61\%$). Однак, гексаедрична сітка вимагає більш значних витрат часу на обробку й побудову, що для складних геометричних об'єктів в деяких випадках може перевищувати час, витрачений на сам розрахунок.

На рис. 2.5 представлено розподіл швидкості в проточному тракті РК для сіточної моделі №1, що включає всю розрахункову область, та моделі №3, що включає половину розрахункової області (сітка №1 і №3 з найбільшою густотою).

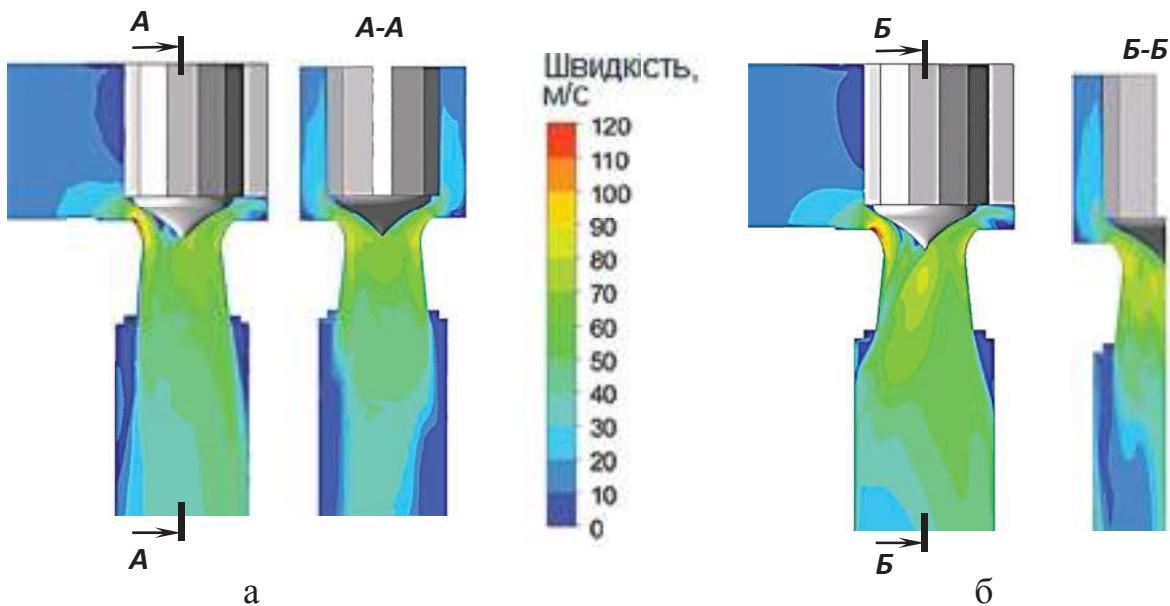


Рис. 2.5 – Розподіл швидкості в РК (режим $\bar{h} = 0,224 \ \varepsilon = 0,984$) :
а – сітка №1 з найбільшою густотою; б – сітка №3 з найбільшою густотою
та половиною розрахункової області

Слід зазначити, що можливість отримання рішення задачі в плоскосиметричній постановці (для половини розрахункової області) при моделюванні течії робочого тіла в тракті РК, який має в своїй конструкції розділювальне ребро, використано в роботі [69]. Визначено, що нехтування переміщенням вихрових структур в напрямку поперечному до площини геометричної симетрії не вносить суттєвих похибок при якісному аналізі пропускної здатності РК проведеного, як правило, в стаціонарній постановці. При цьому рішення задачі в плоскосиметричній постановці дає

можливість значно зменшити загальну необхідну кількість елементів сітки, а також більш точно апроксимувати геометрію моделі.

На підставі результатів першого етапу тестових розрахунків можна зробити висновок, що для отримання основних інтегральних характеристик клапана найбільш ефективним є рішення задачі в стаціонарній плоскосиметричній постановці при використанні тетраедричної сітки з призматичним підслоєм.

2.8.3 Результати верифікації

Оскільки структура потоку в проточному тракті РК в значній мірі залежить як від підйому основної запірної чаші клапана, так і від параметрів робочого тіла на вході й виході з клапана, зіставлення результатів математичного моделювання з даними експериментів необхідно проводити в досить великому діапазоні режимів роботи РК. Для врахування цієї особливості моделювання газодинамічних процесів в проточному тракті РК проводилося для відносного підйому $\bar{h} = 0,0536$, $\bar{h} = 0,1342$, і $\bar{h} = 0,224$. Для кожного відносного підйому клапана досліджено 4 режими, які визначаються значенням відносного тиску на клапан $\varepsilon = 0,5; 0,8; 0,9; 0,95$. Збільшення кількості режимів роботи РК для верифікації до 12-ти дає можливість отримати повне уявлення про адекватність результатів, отриманих з використанням сформованої математичної моделі й вибраного чисельного методу.

Вихідні дані для кожного досліджуваного режиму роботи РК представлені в табл. 2.1.

Як видно з рис. 1.17, досліджувані режими охоплюють можливий діапазон роботи РК як при дросельному регулювання, так і при комбінованій програмі регулювання.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку при $\bar{h} = 0,0536$, $\bar{h} = 0,1342$;
 $\bar{h} = 0,224$

Режим ε	Границі умови		
	$P_{ex}^*, \text{МПа}$	$T_{ex}^*, \text{К}$	$P_{vix}^{pk}, \text{МПа}$
0,50	0,507	298,15	0,253
0,80	0,507	298,15	0,405
0,90	0,507	298,15	0,456
0,95	0,507	298,15	0,481

На рис. 2.6 зіставлено величини наведеного коефіцієнта витрати клапана, визначеного за результатами математичного моделювання, з даними експериментальних досліджень. Слід зазначити задовільний збіг розрахункових та експериментальних результатів. Найменше відхилення отримано у всьому діапазоні відносного відкриття $\bar{h} = 0,0536$ та режимах близьких до встановлення критичного режиму течії в клапані.

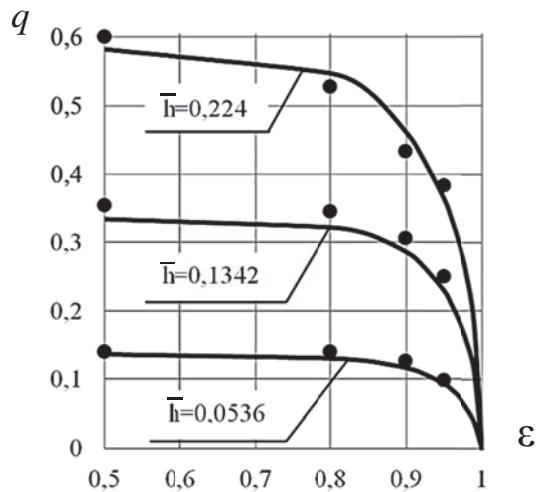


Рис. 2.6 – Залежність наведеного коефіцієнта витрати РК від відносного підйому й відносного перепаду тиску на клапан:

- – експериментальні результати;
- – результати мат. моделювання

Максимальне відхилення розрахункового наведеного коефіцієнта витрати від експериментальних значень не перевищує 10,2 % та відповідає режиму $\bar{h} = 0,1342$ при $\varepsilon = 0,9$.

Також зіставлення результатів розподілу статичного тиску на профільній поверхні чаші і сідла клапана, а також його зміни в окружному напрямку (рис. 2.7).

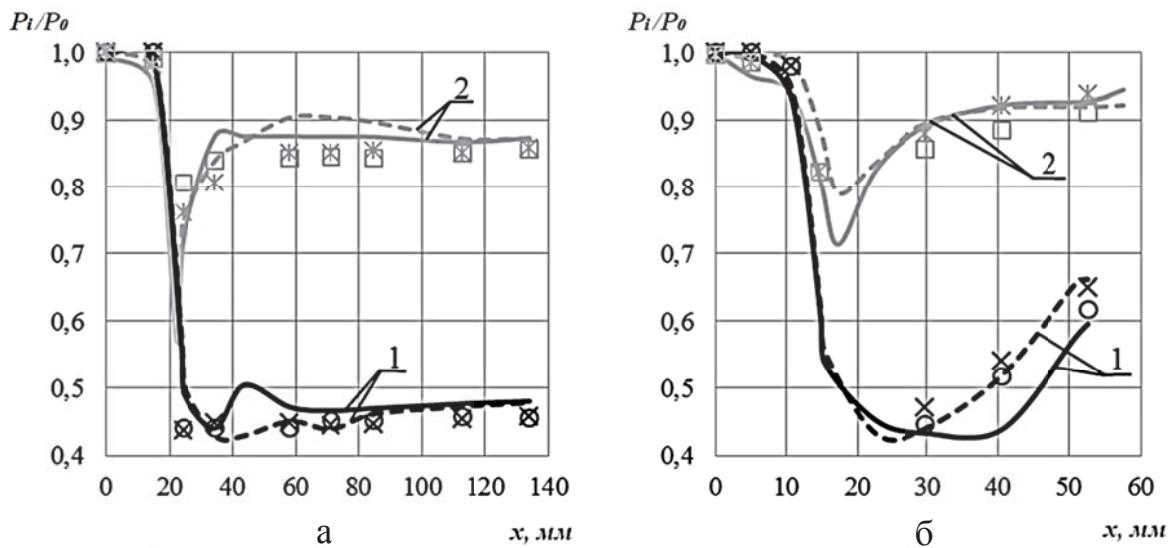


Рис. 2.7 – Розподіл статичного тиску уздовж клапанного каналу:
 а – розподіл тиску уздовж сідла; б – розподіл тиску уздовж чаші;
 1 – режим $\bar{h} = 0,0536$ и $\varepsilon = 0,5$; 2 – режим $\bar{h} = 0,1342$ и $\varepsilon = 0,9$;
 — – розрахунок (сторона підвідного патрубка);
 ○, □ – експеримент (сторона підвідного патрубка);
 - - - – розрахунок (сторона розділяючого ребра);
 X, * – експеримент (сторона розділяючого ребра)

Значення тиску представлено у відносній величині від тиску на вході в клапан. Тенденція зміни параметрів відповідає результатам теоретичних та експериментальних досліджень інших авторів [6, 8, 15-17]. Відзначається деяке перевищення окружної нерівномірності параметрів тиску для результатів математичного моделювання над даними експерименту. При цьому максимальна похибка між експериментальними даними та розрахунковими величинами розподілу локального тиску уздовж профільної поверхні клапанного канала не перевищує 5,2 % для поверхні чаші та 12,7 % для поверхні сідла.

На рис. 2.8 представлена результата розподілу швидкості в проточному тракті РК для всіх досліджених режимів.. Як видно, структура течії в РК в значній мірі залежить від його режиму роботи. Для режимів роботи клапана, відповідних малому відкриттю ($\bar{h} = 0,0536$) характерно

кільцевий характер течії, при якому потік відривається від запірної чаші та прилягає до сідла. При цьому для цього режиму характерно більш осесиметрична течія в клапанному каналі. При $\bar{h} = 0,1342$ і $\bar{h} = 0,224$ характерна наявність одностороннього відриву від поверхні сідла та запірної чаші. По мірі підйому запірної чаші відрив від сідла зменшується, однак знаходить розвиток відрив від профільної поверхні запірної чаші. Зміна структури потоку відповідає результатам, отриманим авторами [6].

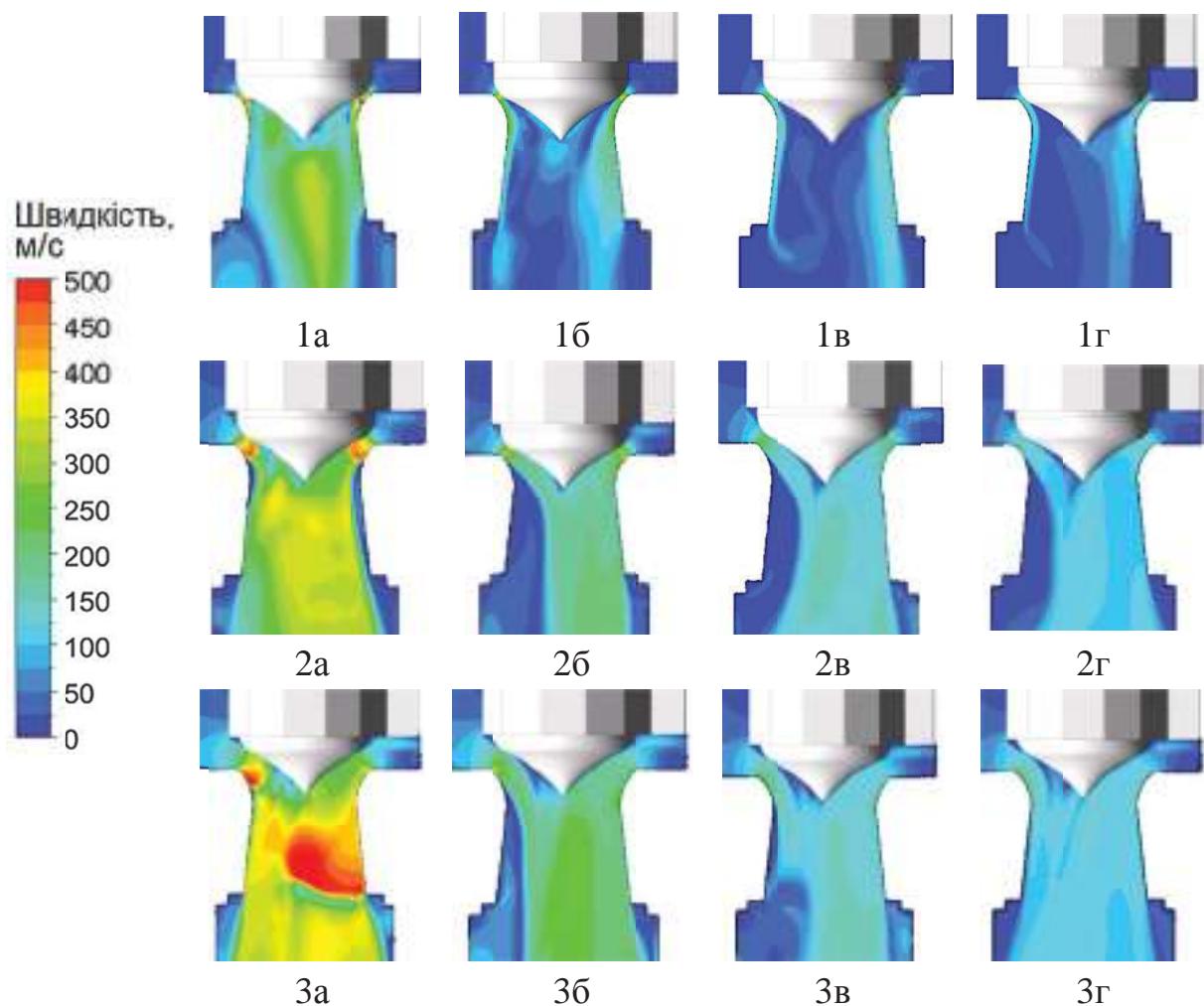


Рис. 2.8 – Розподіл швидкості в проточному тракті РК ПТ К-300-240:

$$\begin{aligned} 1 - \bar{h} &= 0,0536; 2 - \bar{h} &= 0,1342; 3 - \bar{h} &= 0,224; \\ a - \varepsilon &= 0,5; \delta - \varepsilon &= 0,8; v - \varepsilon &= 0,9; \gamma - \varepsilon &= 0,95 \end{aligned}$$

2.9 Верифікація математичної моделі та чисельного методу з даними експериментальних досліджень стопорно-регулюючого клапана парової турбіни К-1000-60/1500

Більшість СК потужних ПТ мають конструкцію розвантажувального типу, а також парове сито, розміщене всередині клапанної коробки. У проточному тракті клапана цієї конструкції структура потоку може мати деякі відмінні риси, обумовлені перерозподілом потоку в тракті клапанної коробки при наявності парового сита та наявністю додаткових втрат енергії від змішування основної частки витрати робочого тіла, що протікає через зазор між сідлом та основною запірною чашею, з часткою потоку, що виходить з тракту розвантаження, як правило, в центральну частину клапанного каналу.

Конструктивні особливості клапана ПТ К-1000-60/1500 розглянуто у підрозділі 1.2 (рис. 1.6).

Модель проточного тракту досліджуваної конструкції СРК та розрахункова сітка показані на рис. 2.9.

Модель проточного тракту розвантаження клапана відповідає конструкції СРК ЦВД турбіни К-1000-60/1500 «ТА» ЮУ АЕС. У моделі також враховувався відвід пари на другий ступень промперегріва (рис. 2.9, вихід 2).

З урахуванням обмежень на обчислювальні ресурси розрахункова сітка для досліджуваних режимів роботи містила 20-35 млн. комірок. При генерації розрахункової сітки призматичний підслой будувався на всіх поверхнях, крім 17064 отворів парового сита та проточного тракту розвантаження СРК. Кількість комірок по висоті призматичного підслоя – 10 з відносним зростанням 1,2. В основній тетраедричній сітці відносне зростання комірок становило 1,4.

Моделювання течії проведено для половини розрахункової області, що відповідає плоскосиметричній течії в проточному тракті СРК.

В якості режимів дослідження обрано 4 режими роботи клапана, згідно даних навантажувальної характеристики турбіни К-1000-60/1500 енергоблоку №2 ІОУ АЕС після ППР-2015 для СРК №1 (Додаток Г).

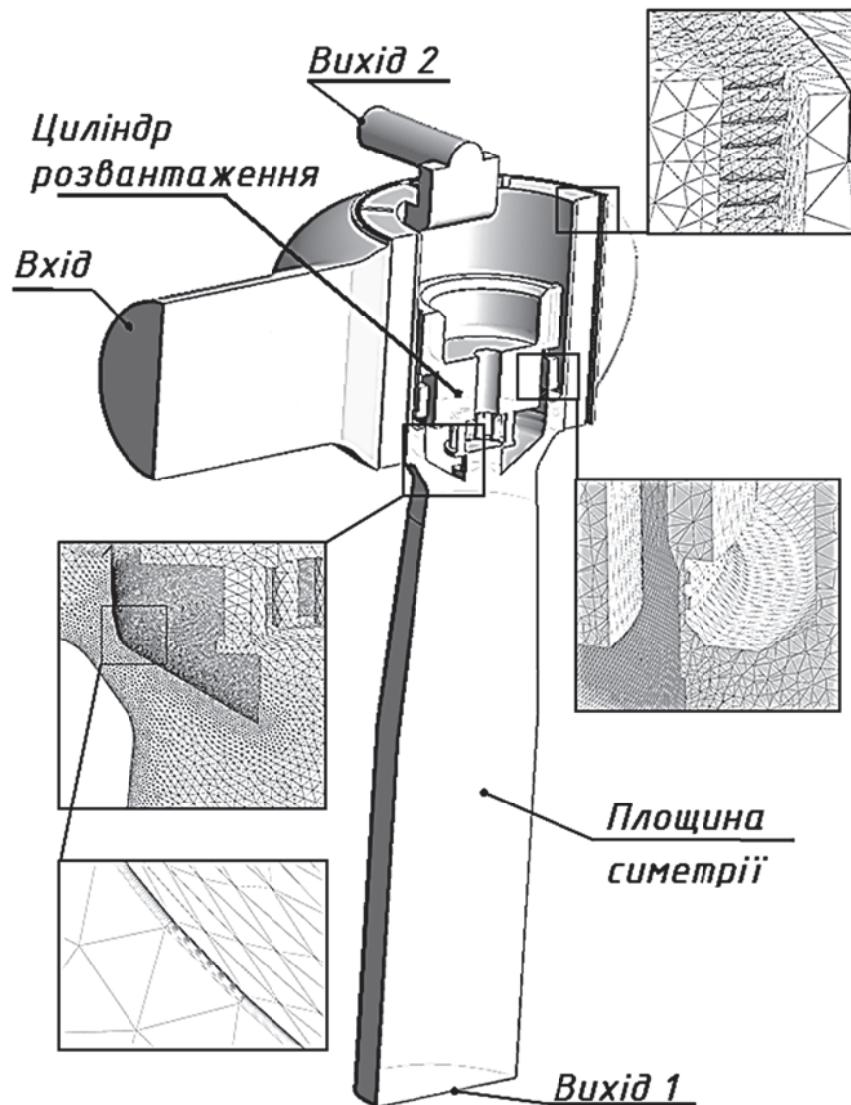


Рис. 2.9 – Геометрична модель та розрахункова сітка СРК

В якості робочого тіла використана в'язка перегріта пара. Впливом вологості нехтувалось на основі того, що масова частка вологи на вході становить $\sim 0,5\%$ та, як показують досліди, це несуттєво впливає на структуру течії та інтегральні характеристики клапана [16].

Вихідні дані для математичного моделювання течії в СРК представлені в табл. 2.2.

На рис. 2.10 зіставлені значення наведеної коефіцієнта витрати клапана, визначеного за результатами математичного моделювання, з результатами модельних експериментальних досліджень на повітряному стенді лабораторії «ТА» [70].

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для розрахунку СРК

Режим \bar{h}	Параметр			
	$P_{\text{вх}}^*, \text{МПа}$	$T_{\text{вх}}^*, \text{K}$	$P_{\text{вых}}^{\text{срк}}, \text{МПа}$	$P_{\text{вых}}^{nn}, \text{МПа}$
0,100	5,893	547,6	4,491	5,684*
0,109	5,896	547,6	4,756	5,684*
0,135	5,909	547,7	5,198	5,684*
0,162	5,912	547,8	5,394	5,684*

* тиск прийнято за результатами теплового розрахунку турбіни й однаковим для всіх досліджуваних режимів.

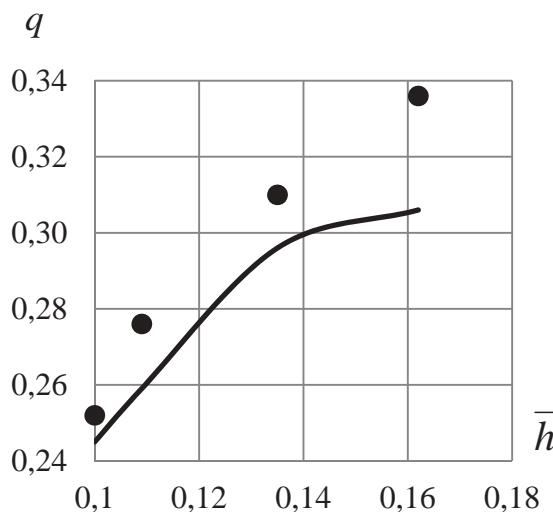


Рис. 2.10 – Зміна наведеного коефіцієнта витрати клапана:
— — експеримент; ● — розрахунок

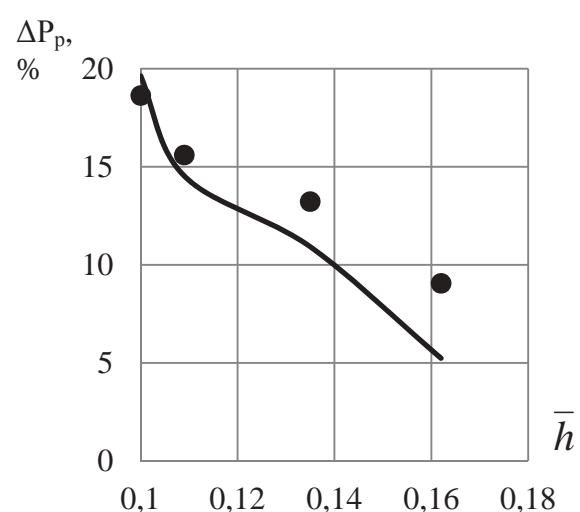


Рис. 2.11 – Зміна перепаду тиску в камері циліндра розвантаження:
— — експеримент; ● — розрахунок

У всьому діапазоні досліджуваних режимів наведений коефіцієнт витрат, визначений в процесі математичного моделювання, перевищує значення наведеного коефіцієнта витрати, отриманого в процесі модельних експериментальних досліджень.

Як і для результатів верифікації РК ПТ К-300-240, близький збіг отримано для режимів надзвукової течії та малого відносного відкриття клапана $\bar{h} = 0,1$ та $\bar{h} = 0,109$. Відхилення значення наведеного коефіцієнта витрати для цих режимів становить 2,8 % та 6,4 % відповідно. Найбільші розбіжності 10,7 % і 9,8 % отримані для режимів $\bar{h} = 0,135$ та $\bar{h} = 0,162$ відповідно.

Аналогічна тенденція спостерігається для відносного перепаду статичного тиску при течії пари в тракті розвантаження СРК (рис. 2.11). Для режимів $\bar{h} = 0,1$ і $\bar{h} = 0,109$ розбіжність в результатах становить 4,2 % та 9,3 %. Для режимів $\bar{h} = 0,135$ і $\bar{h} = 0,162$ відносна розбіжність становить 26,9 і 73,4%. Ця розбіжність говорить про недостатньо коректне визначення втрат повного тиску в тракті розвантаження СРК для дослідження режимів, що відповідають великому відкриттю клапана й відношенню тисків близькому до 0,9. Можливою причиною такої розбіжності може бути груба апроксимація геометрії тракту розвантаження при побудові розрахункової сітки.

На рис. 2.12 представлено розподіл швидкості в проточному тракті СРК. На режимах $\bar{h} = 0,1$ і $\bar{h} = 0,109$ структура течії в проточному тракті моделі СРК має однакову форму обтікання. Характер течії в проточному тракті клапана близький до осесиметричного. На режимах $\bar{h} = 0,135$ і $\bar{h} = 0,162$ відбувається зміна форми обтікання. На режимі $\bar{h} = 0,135$ потік, відриваючись від чаші, прилягає до сідла, в результаті чого в центральній частині клапанного каналу утворюється зона знижених швидкостей. Режим $\bar{h} = 0,162$ характеризується наявністю одностороннього відливу від профільної поверхні клапанного дифузора, а також нерівномірним двостороннім відливом від профільної поверхні основної запірної чаші.

В результаті верифікації СРК встановлено, що сформована математична модель та чисельний метод для дослідження газодинамічних

процесів в проточному тракті СРК дозволяє з достатньою для практичних цілей точністю досліджувати процеси в основному проточному тракті СК та РК, що мають в своїй конструкції парове сито і тракт розвантаження. Для коректного опису зміни втрат у тракті розвантаження необхідно виконати подальші дослідження на більш густій сітці із застосуванням більш потужних обчислювальних ресурсів.

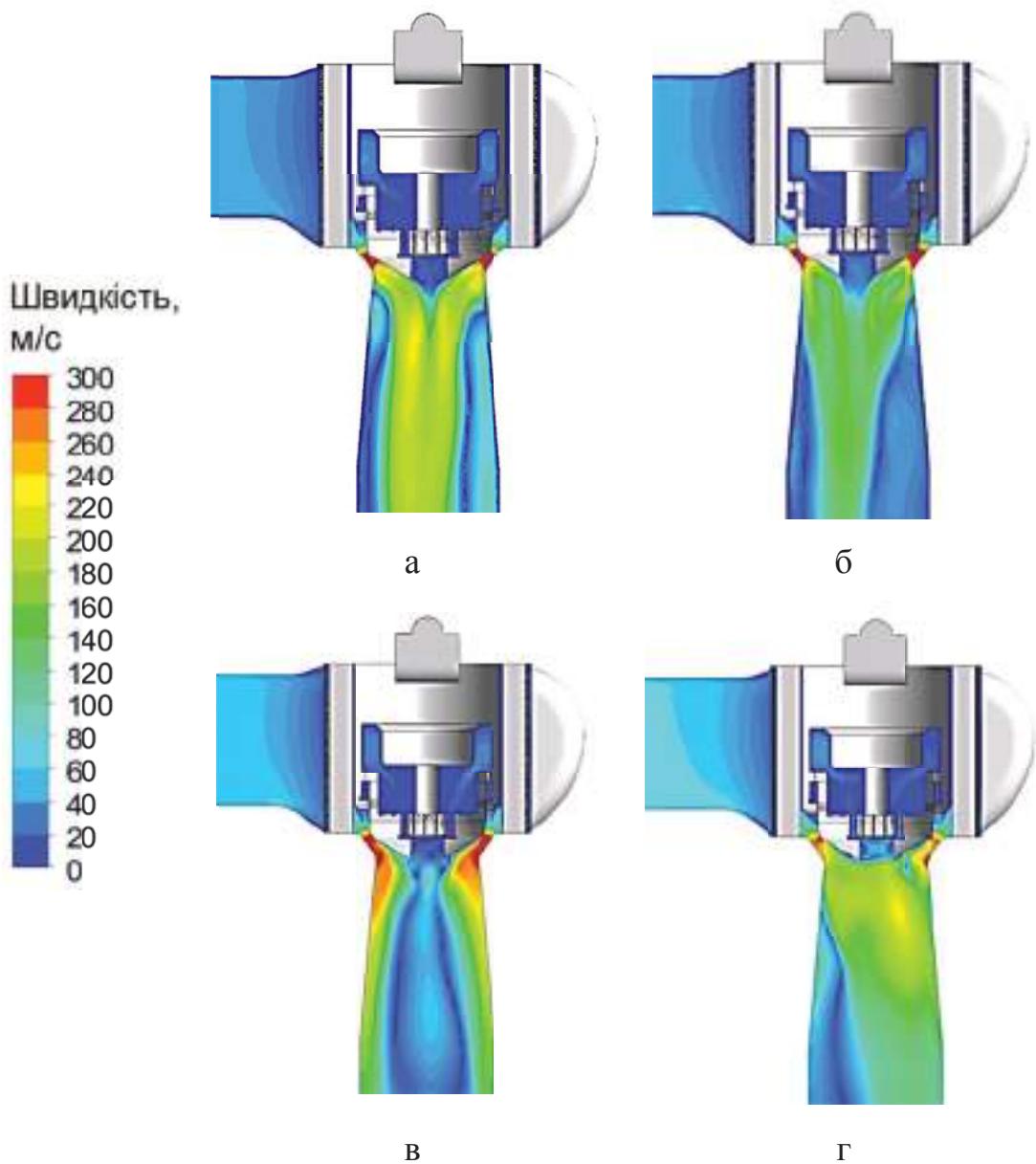


Рис. 2.12 – Розподіл швидкості в проточному тракті СРК:

а – режим $\bar{h} = 0,1$; б – режим $\bar{h} = 0,109$;

в – режим $\bar{h} = 0,135$; г – режим $\bar{h} = 0,162$

2.10 Висновки по розділу 2

1. Сформовано математичну модель та обрано чисельний метод дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу ПТ.

2. На підставі результатів верифікації математичної моделі визначено, що для отримання основних інтегральних характеристик клапана найбільш ефективним є рішення задачі в плоскосиметричній постановці з використанням тетраедричної сітки з призматичним підслоєм.

3. Верифікація математичної моделі та чисельного методу стосовно газодинамічних процесів в проточному тракті РК ЦВТ ПТ К-300-240 «ТА» і СРК ЦВТ турбоустановки К-1000-60/1500 «ТА» в широкому діапазоні реальних режимів експлуатації ПТ показала задовільний збіг з результатами модельних експериментальних досліджень, як за значенням наведеного коефіцієнта витрати, так і за розподілом тиску уздовж обводу сідла та чаші клапана.

Максимальна відносна похибка у визначенні наведеного коефіцієнта витрати для моделі РК ЦВТ ПТ К-300-240 «ТА» не перевищує 10,2 % і відповідає режиму $\bar{h} = 0,1342$ при $\varepsilon = 0,9$. Відносна похибка між експериментальними даними та розрахунковими величинами розподілу локального тиску уздовж профільної поверхні клапанного каналі не перевищує 5,2 % для поверхні чаші та 12,7 % для поверхні сідла..

Максимальна відносна похибка у визначенні наведеного коефіцієнта витрати для моделі СРК ЦВТ ПТ К-1000-60/1500 не перевищує 10,7 % і відповідає режиму $\bar{h} = 0,162$ і $\varepsilon = 0,931$.

4. В результаті верифікації при визначенні параметрів робочого тіла в тракті розвантаження СРК отримано високий рівень розбіжностей з результатами експериментальних досліджень. Максимальна розбіжність при визначенні відносного перепаду статичного тиску в тракті вхідний патрубок-циліндр розвантаження СРК складає 73,4 %. Розбіжність

викликано грубою аппроксимацією геометрії тракту розвантаження клапана [81].

5. В результаті верифікації встановлено, що прийнята математична модель, побудована на рішенні системи рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених по Рейнольдсу, із застосуванням моделі турбулентності к- ω SST та чисельного методу розв'язання на базі контрольного об'єму може бути використана для дослідження газодинамічних процесів в конструкціях паророзподілу, зокрема клапанів ПТ ТЕС і АЕС, а також при вдосконаленні їх конструкції [71].

РОЗДІЛ 3

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКУ В ТРАКТІ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

3.1 Вплив структури потоку, сформованого в регулюючому клапані, на ефективну роботу наступних елементів проточної частини турбіни

Дослідження впливу структури потоку, сформованого в проточному тракті РК, на ефективність подальших елементів проточної частини ПТ виконано для моделі паровпускного тракту, що складається з РК, вхідного патрубка (ВП) і соплового апарату (СА) першого ступеня циліндра турбіни.

В якості об'єкт дослідження обрано проточний тракт паровпускного відсіку ЦВТ ПТ К-200-130 «ТА», що включає РК №1 (без розвантаження), ВП та СА сегмента регулюючого ступеня.

Для визначення впливу окремого елемента розглянутого відсіку паровпуску на сумарні втрати наявної енергії парового потоку в тракті чисельне дослідження проводилося для моделей ізольованих відсіків проточного тракту: відсік РК-ВП-СА, відсік ВП-СА і відсік СА (рис. 3.1).

Вибір розрахункових режимів визначався на підставі припущення про значний вплив відносного відкриття РК на формування структури парового потоку у відсіку. Виходячи з цього, кожен відсік досліджувався для режимів, які відповідають течії пари у відсіку при малому – $\bar{h} = 0,064$, середньому – $\bar{h} = 0,137$ та великому – $\bar{h} = 0,192$ відносному відкритті клапана.

При побудові розрахункової сітки основна увага приділялася її згущення поблизу соплової решітки. Внаслідок великого обсягу і складності геометрії розрахункової області відсіку РК-ВП-СА, з урахуванням обмежень на обчислювальні ресурси, параметр y^+ для сопел

вдалося витримати в діапазоні ≤ 4 , при наявності 20 призматичних комірок по товщині примежового шару.

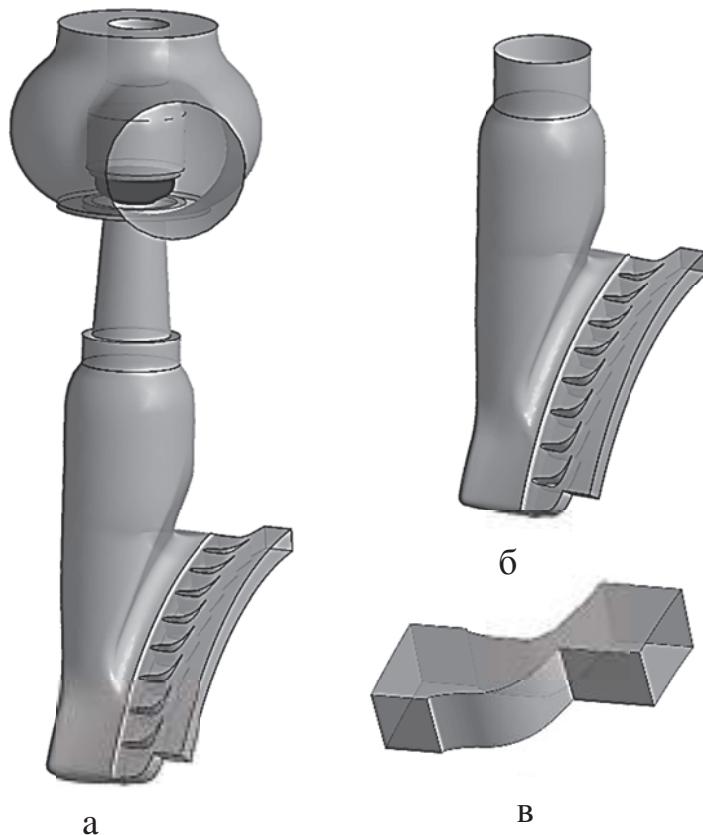


Рис. 3.1 – Модель проточного тракта відсіка:
а – РК-ВП-СА; б – ВП-СА; в – СА

суміжній межі каналів. Відстань вихідного перерізу від кромок лопаток становила $2/3 b_c$.

Вихідні дані для досліджуваних режимів представлені в табл. 3.1 та відповідають результатам теплового розрахунку паророзподілу турбіни К-200-130-3 «ТА».

Основні геометричні характеристики елементів паровпускового тракту представлені в табл. 3.2.

Результати візуалізації структури течії у відсіку РК-ВП-СА для трьох режимів роботи РК представлено на рис. 3.2.

Для наочного уялення про формування вхідного потоку у передуючому елементі проточного тракту на рис. 3.3 та рис. 3.4

В елементах

клапанного каналу РК значення $y^+ \leq 4$, в інших зонах розрахункової області $y^+ \leq 10$. Налаштування побудови сітки для кожного елемента зберігалися при його включені до складу іншого відсіку. При моделюванні течії в ізольюваному відсіку СА розрахунок проводився для одного каналу з урахуванням періодичності на

представлено розподіл швидкості в поздовжньому перерізі ВП при його роботі у відсіках РК-ВП-СА та ВП-СА на режимах, відповідних малому ($\bar{h} = 0,064$) і великому ($\bar{h} = 0,192$) відносному відкритті РК.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку паровпускного тракту

Параметр	Режим \bar{h}		
	0,064	0,137	0,192
Витрата на вході, кг/с	33,3	62,604	51,3
Повна енталпія на вході, кДж/кг	3447,8	3447,8	3447,8
Степінь турбулентності на вході, %	5	5	5
Тиск статичний на виході, МПа	3,643	7,992	9,896
Тип робочого тіла	В'язка перегріта пара		

Таблиця 3.2 – Геометричні характеристики елементів паровпускного тракту

Геометричний параметр	Значення
Діаметр посадки РК, мм	125
Кут розкриття дифузора РК, градус	8
Відношення довжини дифузора РК до діаметра горла сідла	1,819
Степінь розширення дифузора РК	1,579
Степінь конфузорності ВП	1,036
Відношення горлової площини сопел до вихідної площини ВП	4,095
Ефективний кут виходу потока із сопел, градус	14,033
Кількість соплових каналів, шт	9
Веерність соплової решітки	28,231
Відношення кроку сопел до хорди	0,935

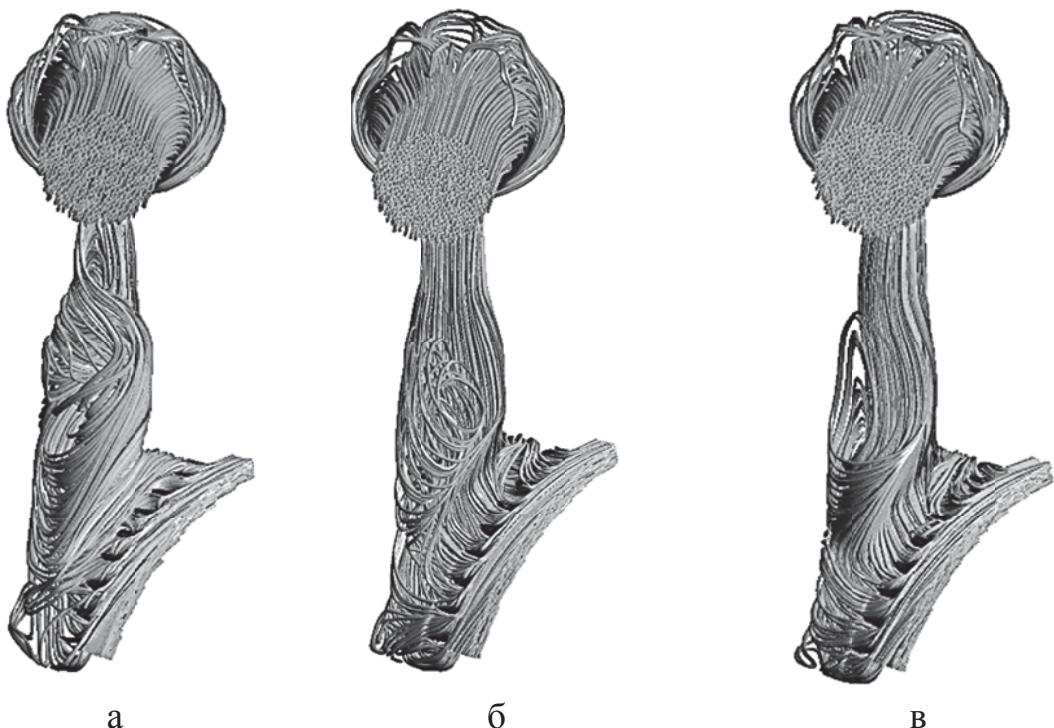


Рис. 3.2 – Візуалізація ліній струму в тракті РК-ВП-СА для режимів:

$$a - \bar{h} = 0,064; б - \bar{h} = 0,137; в - \bar{h} = 0,192$$

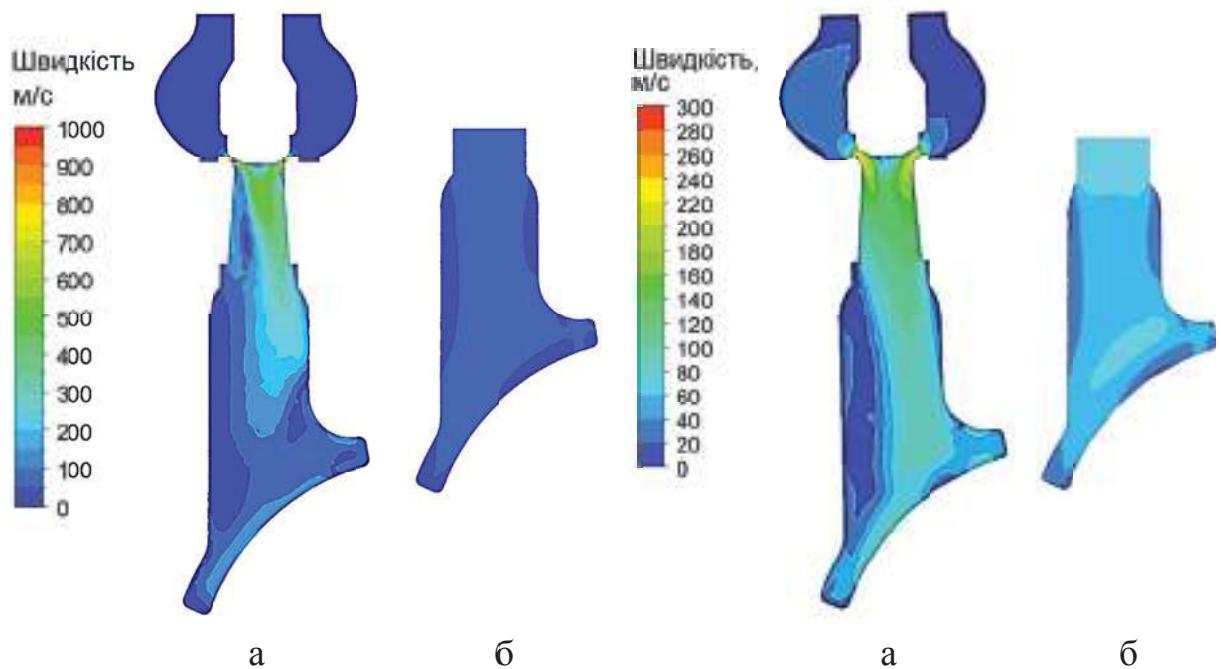


Рис. 3.3 – Розподіл швидкості на
режимі $\bar{h} = 0,064$ в проточному
тракті відсіку:

а – РК-ВП-СА; б – ВП-СА

Рис. 3.4 – Розподіл швидкості на
режимі $\bar{h} = 0,192$ в проточному
тракті відсіку:

а – РК-ВП-СА; б – ВП-СА

Структура потоку в тракті паровпуску для досліджених режимів роботи має вихровий характер. Наявність конструкції РК з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку призводить до формування нерівномірності парового потоку перед входом в клапаний канал. При такому підводі порушується осьова симетрія течії в проточній частині дифузорної частини сідла, що викликає відрив потоку та утворення циркуляційної течії, яка отримує подальший розвиток у ВП. Утворений нерівномірний потік сприймається СА та вирівнюється в каналах решітки.

При малому відносному відкритті РК (рис. 3.3 а) в зазорі між запірною чашею та сідлом відбувається значне прискорення потоку. Локальне число Маха в районі мінімального перетину досягає 1,94, а відношення тисків на клапан становить 0,419. При такому режимі течії й різкому збільшенні прохідної площині в клапанному каналі неминуче відбувається відрив потоку від поверхні сідла. Велика частина області циркуляційної течії утворюється в дифузорній частині сідла з боку підвідного патрубка клапана, де потік має найбільшу локальну швидкість. Сформований таким чином потік потрапляє у ВП, де отримує додаткову турбулізацію через вплив уступу за дифузором й подальшого різкого збільшення прохідного переріза в його циліндричній частині. Коефіцієнт нерівномірності на вході в СА досягає $\chi_{p^*} = 0,137$.

При відсутності передуючого РК розподіл швидкості у відсіку ВП-СА характеризується більш рівномірним розподілом параметрів потоку (рис. 3.3 б). Невеликий відрив потоку відбувається на вході в циліндричну частину ВП. Наявність зон знижених швидкостей в крайніх каналах решітки СА є наслідком дифузорної течії, що виникає під впливом зменшення витрати при проходженні пари до крайніх каналів СА та при постійній площині прохідного перерізу на вихідній ділянці ВП. Коефіцієнт нерівномірності повного тиску перед СА значно зменшився й становить $\chi_{p^*} = 0,044$.

На режимі великого відносного відкриття клапана (див. рис. 3.4 а) РК працює при дозвуковому режимі течії. Локальне число Maxa в зазорі між сідлом та запірною чашею становить 0,45, а відношення тисків на РК – 0,972. При цьому режимі відсутній відрив потоку від стінок клапанного дифузора, а потік пари на виході з РК має більш рівномірний розподіл параметрів. Однак відсутність повної осьової симетрії течії на вході в проточну частину ВП є незадовільний обвід його вхідної ділянки призводить до перебудови потоку й формування відривів у тракті ВП. Коефіцієнт нерівномірності перед соплами знижується та становить $\chi_{P^*} = 0,035$.

Характер розподілу швидкості в проточній частині ВП на режимі $\bar{h} = 0,192$ (див. рис. 3.4 б) залишається практично однаковим при зміні режиму роботи відсіку ВП-СА ю відсутності передуючого РК. Коефіцієнт нерівномірності перед СА дещо зменшився і становить $\chi_{P^*} = 0,027$.

Зміна коефіцієнта втрат в соплах ζ_c при роботі в ізольованих умовах значною мірою залежить від числа Maxa (рис. 3.5 та рис. 3.6). Наявність передуючого ВП викликає деяку перебудову потоку, що призводить до збільшення рівня втрат енергії на 4,3-11,9 %.

Дослідження ефективності соплової решітки у складі відсіку РК-ВП-СА показало більш значне збільшення рівня втрат – до 20,7-23,2 %, що прямо пов'язане зі структурою течії в проточному тракті клапанного каналу.

На рис. 3.7 наведено зміну коефіцієнта внутрішніх втрат в тракті ВП при його роботі у відсіку РК-ВП-СА та ВП-СА. Видно, що коефіцієнт внутрішніх втрат у ВП при його роботі у відсіку ВП-СА змінюється незначним чином, що також зазначено в роботах [29-32]. Додатковий вплив нерівномірності параметрів потоку на виході з РК призводить до значного збільшення втрат всередині ВП.

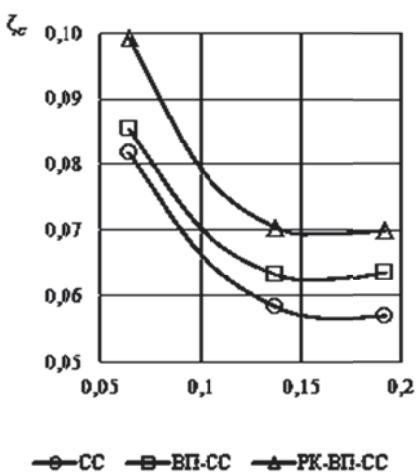


Рис. 3.5 – Зміна коефіцієнту втрат в соплах при роботі у відсіках

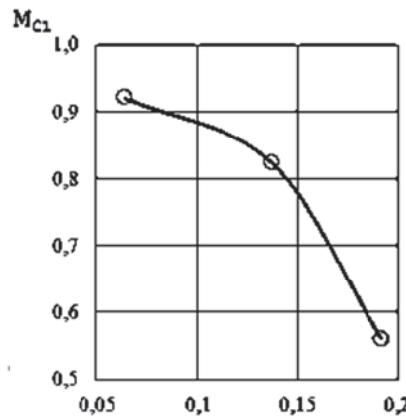


Рис. 3.6 – Зміна числа Маха в соплах при роботі у відсіку СА

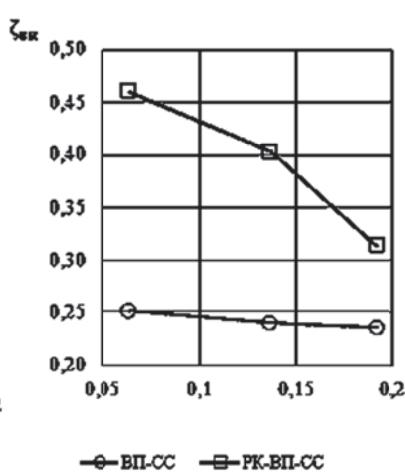


Рис. 3.7 – Зміна коефіцієнту внутрішніх втрат у ВП при роботі у відсіках

Аналіз внеску кожного елемента паровпуску на сумарні втрати наявної енергії у відсіку (рис. 3.8) показав, що на режимі $\bar{h} = 0,064$ основна частика втрат зосереджена на РК – 49,9 %. Відносні втрати у ВП складають 5,0 %, що можна порівняти з втратами в соплах – 4,5 %. Загальний рівень втрат у відсіку досить великий і досягає 58,9 %. Це дозволяє підтвердити висновок, що для ПТ з сопловим паророзподілом на режимах часткових навантажень більш доцільно регулювати зміну потужності турбоустановки методом «ковзного тиску» при виключенні з роботи частково відкритих РК.

Для режимів, які відповідають $\bar{h} = 0,137$ і $\bar{h} = 0,192$ структура втрат практично однакова. Відносний внесок РК в сумарні втрати при збільшенні підйому клапана значно зменшується і втрати в соплах стають найбільш значущими. Сумарний рівень відносних втрат в РК і ВП становить 6,6 % (при втратах 6,5 % в соплах на режимі $\bar{h} = 0,192$). Що говорить про необхідність вдосконалення проточної частини турбіни спільно із ВП та РК [72].

Для ПТУ К-200-130 «ТА» додатковий недовиробіток електричної потужності внаслідок наявності неврахованих втрат енергії від

нерівномірного розподілу параметрів робочого тіла на виході з РК для відсіку ВП-СА при роботі на режимах, відповідних малому ($\bar{h} = 0,064$), середнього ($\bar{h} = 0,137$) й великому ($\bar{h} = 0,192$) відносному відкритті клапана може складати відповідно 1099 кВт, 116 кВт та 218 кВт.

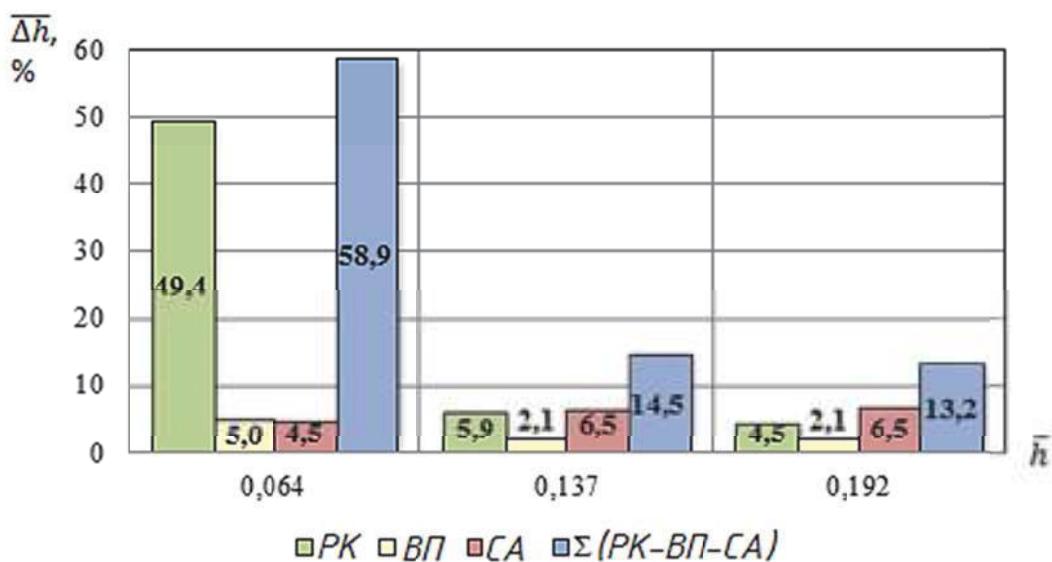


Рис. 3.8 – Розподіл відносних втрат наявної енергії між елементами відсіку РК-ВП-СА

3.2 Вплив форми клапанного каналу на нестационарні характеристики парового потоку

Для визначення впливу елементів конструкції клапана на показники економічності та надійності на першому етапі проведено чисельне дослідження нестационарної течії пари для моделей ізольованого проточного тракту бездифузорного клапанного каналу при рівномірному розподілі газодинамічних параметрів на вході.

У свою чергу основним елементом, що визначає структуру течії в проточному тракті як самого клапана, так і за ним, є клапанний канал, який утворений сідлом та основною запірною чашею. При цьому найбільш критичним елементом є основна запірна чаша.

Профілі основних запірних чащ СК та РК, що застосовуються у потужних ПТ, можна умовно розділити на два типи [6]:

1) профільована чаша – для формування плавного конфузорно-дифузорного каналу при максимальному відкритті клапана, чаша проектується спільно з сідлом;

2) чаша з підрізанням – нижче посадкового діаметра запірної чаши по ходу руху пари виконується торцеве підрізання протяжністю понад $0,5 \cdot D_n$ для фіксації точки відриву потоку на всіх режимах роботи клапана.

Аналіз джерел літератури показав, що в даний час відсутнє оптимальне конструктивне рішення, здатне забезпечити високу економічність СК та РК при задовільному рівні їх вібраційної надійності. Виходячи з цього, для вирішення завдання забезпечення ефективної роботи РК, необхідно визначити раціональну форму основної запірної чаши.

Для вирішення цього завдання виконано порівняння чотирьох конструктивних варіантів чащ, що відрізняються формою профілю робочої поверхні (див. рис. 3.9).

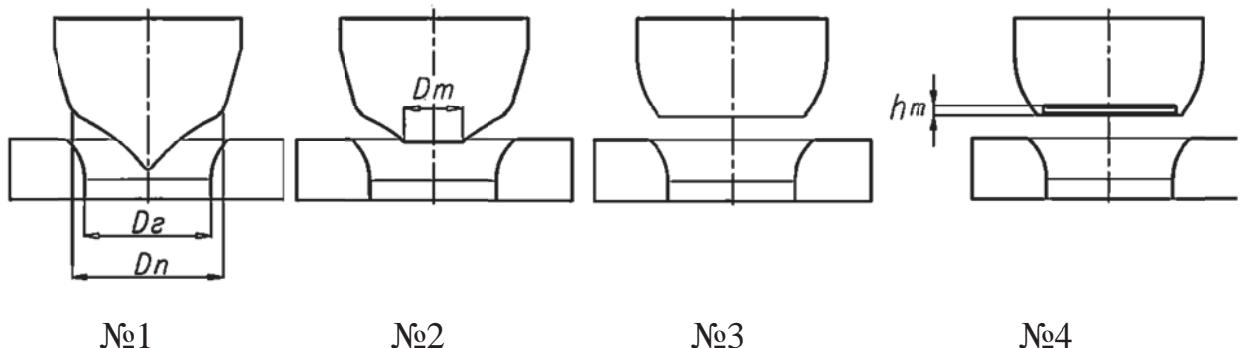


Рис. 3.9 – Форми профільної поверхні досліджуваних запірних чащ

Для чаши №1 обраний профіль робочої поверхні типу Вентурі, який застосовується в конструкціях паророзподілу «ТА» [5,10] й «УТЗ» [6,73].

Для чаши №2 вибраний той же профіль з торцевим підрізанням $D_m = 0,4 \cdot D_n$, що виконаний відповідно до рекомендацій [23]. Профіль чаши №3 має сферичну поверхню з глибоким торцевим підрізанням

$D_m = 0,95 \cdot D_n$. Цей профіль чаші широко застосовувався на турбінах «ЛМЗ» [74,75]. Профіль поверхні чаші №4 відрізняється від чаші №3 наявністю торцевої виїмки глибиною $h_m = 0,06 \cdot D_n$.

Приклад геометричної моделі проточного тракту клапана для дослідження профілів запирних чаш представлено на рис. 3.10.

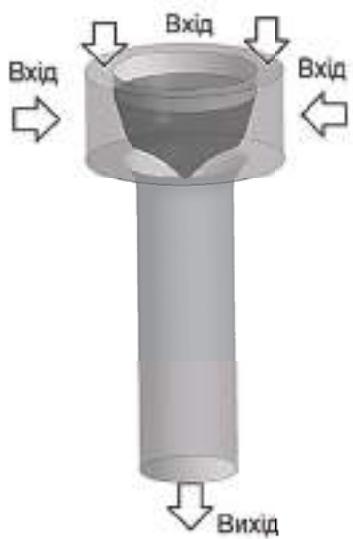


Рис. 3.10 – Геометрична модель проточного тракту клапана

Геометрична модель дозволяла визначити граничні умови на вході, що відповідають підводу робочого тіла з необмеженого простору. У даній постановці виключалися додаткові втрати енергії, зумовлені нерівномірністю параметрів вхідного потоку. Також в моделі не враховувався вплив дифузорної частини сідла. В результаті визначені характеристики дозволили отримати більш повне уявлення про втрати, які зосереджені в цьому елементі конструкції.

Відстань від горла сідла до вихідного перерізу моделі відповідала $10 \cdot D_e$. Діаметр посадки чаші на сідло складав $D_m = 150$ мм, діаметр горла дифузора – $D_e = 0,833 \cdot D_n$.

Дослідження проведено на сітці тетраедричного типу з призматичним підслоєм. Кількість комірок по висоті призматичного примежевого шару становила 10. Відносне зростання комірок в основному ядрі сітки та примежевому шарі – 1,3.

Чисельне дослідження проведено для нестационарної течії парового потоку. Кількість внутрішніх ітерацій для кожного часового інтервалу знаходилося в діапазоні 4-10 та коректувалося в процесі розрахунку. Повний час обчислювального процесу визначався в ході розрахунку й контролювався графіками цільових величин, в якості яких прийнято

витрата пари та виштовхуюче парове зусилля на профільній робочій поверхні запірної чаші клапана

$$Q = \int_0^{2\pi Rk} \int_0^R P \cdot R \cdot dR \cdot d\varphi + \int_0^{2\pi} \int_{Rk}^0 P \cdot R \cdot dr \cdot d\varphi, \quad (3.1)$$

де P – локальне тиск пари на поверхні чаші; R – радіус від осі клапанного каналу до розташування точки вимірюваного тиску; φ – кут орієнтації точки виміру тиску в окружному напрямку.

Чисельне дослідження проведено в два етапи. На першому етапі виконувався пошук стаціонарного рішення. Після цього, його результати в якості початкового наближення були використані для проведення другого етапу – моделювання нестаціонарної течії.

Чисельне дослідження проведено для двох режимів роботи клапана:

- режим максимального відкриття клапана (умовно), при якому площа мінімального проміжку між сідлом та чашею F_{\min} дорівнює площі горла сідла F_e при відношенні тисків 0,98;
- режим часткового відкриття клапана, при якому площа мінімального проміжку між сідлом та чашею F_{\min} становить $0,25F_e$ при відношенні тисків 0,8.

Слід зазначити, що зіставлення показників економічності клапанів різної конструкції при однаковій площі мінімального проміжку є більш коректним, тому що при однаковому підйомі різні профілі запірних чаш можуть давати різну площу ефективного (прохідного) перерізу.

В якості основних величин для аналізу прийнято:

q_{sta} – наведений коефіцієнт витрати пари, визначений за результатами стаціонарного рішення;

\overline{q}_{nsta} – усереднений за часом наведений коефіцієнт витрати, визначений за результатами нестаціонарного рішення;

\overline{Q} – усереднене за часом значення виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні запірної чаші;

ΔQ_{\max} – максимальне абсолютне значення відхилення від усередненої в часі величини виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні запірної чаші;

$f_{\Delta Q_{\max}}$ – частота, що відповідає максимальному відхиленню величини виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні запірної чаші;

$\overline{\chi_p^*}$ – усереднена за часом нерівномірність повного тиску в перерізі горла сідла клапана.

Вихідні дані для розрахунку представлені в табл. 3.3 та відповідають режимам роботи РК-2 турбіни К-200-130.

Таблиця 3.3 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Режим	
	Макс. відкриття	Часткове відкриття
Повний тиск на вході, МПа	12,481	12,481
Повна температура на вході, К	811,15	811,15
Степінь турбулентності на вході, %	0	0
Статичний тиск на виході, МПа	12,231	9,985
Тип робочого тіла	В'язка перегріта пара	

В результаті чисельного дослідження нестационарної течії в проточному тракті клапанного каналу визначено, що для режиму максимального відкриття клапана найбільшу пропускну здатність та найменший рівень пульсацій параметрів потоку має чаша №1 та чаша №2 (табл. 3.4).

Торцеве підрізання профілю чаші №2 істотно не позначилася на зміні пропускної здатності клапана типу Вентурі. Найменшу пропускну здатність та найбільший рівень пульсацій тиску на чаші має форма

профільної поверхні №3. Профіль чаші №4 з виїмкою в торцевій поверхні чаші в порівнянні з №3 забезпечує значне зниження рівня пульсацій тиску під чашею й збільшує його пропускну здатність на 3,1 %. Нерівномірність розподілу повного тиску в перерізі горла сідла для всіх досліджуваних варіантів є незначною і становить 2,8 %. Частота зміни осьового зусилля на поверхні досліджуваних чаш має низькочастотний спектр та є незначними (рис. 3.12).

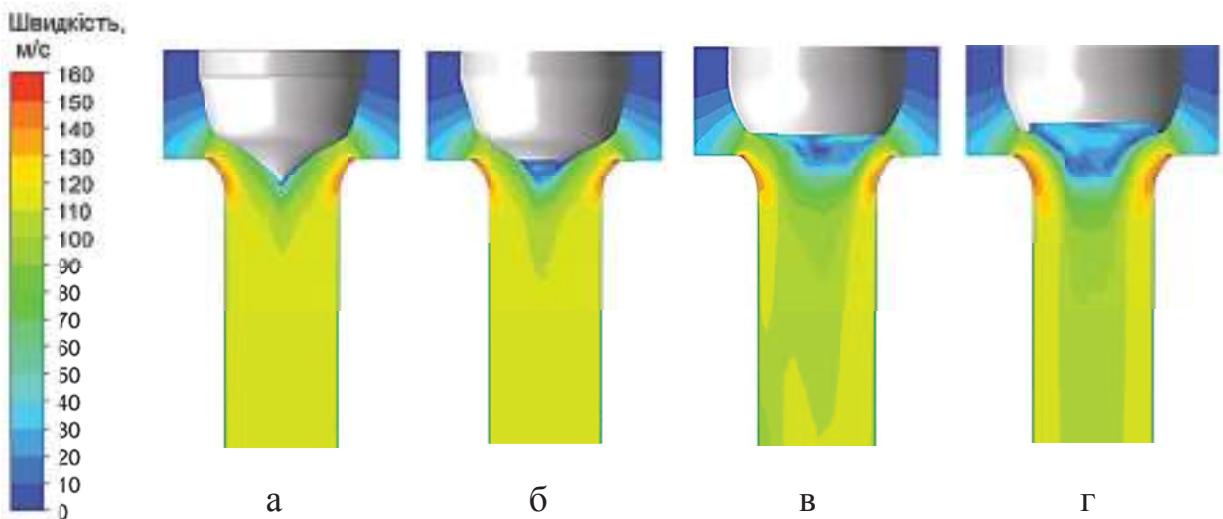
Результати дослідження нестационарної течії на режимі часткового відкриття запірної чаші показали, що форма профілю основної запірної чаші при рівномірному підводі має незначний вплив на пропускну здатність клапанів (табл. 3.4). Наведений коефіцієнт витрати для всіх досліджуваних моделей практично однакові та відрізняються менш ніж на 1,0 %.

Для чаш №3 та №4, що мають торцеве підрізання, максимальне значення зміни парового зусилля є незначним та відповідає високочастотному спектру (рис. 3.14). При частковому відкритті клапана для чаші №3 виявлений відрив потоку і розвинену циркуляційну течію, що приводить до збільшення нерівномірності повного тиску в перерізі горла сідла до рівня $\overline{\chi_p} = 0,284-0,377$.

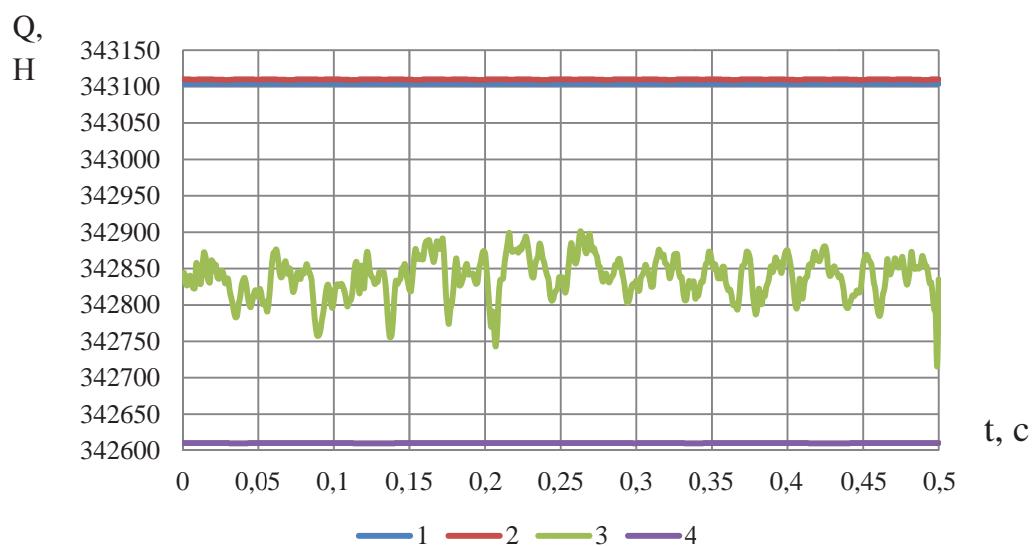
Отже деяка зміна умов підведення пари в клапанний канал може привести до відриву потоку й зниження ефективності клапана з чашею цієї конструкції. Наявність помірного торцевого підрізання, реалізованого в чаші №2, призводить до появи нестационарного розподілу параметрів парового потоку (рис. 3.11 б), викликаного як його відривом, так і утворенням мертвової зони під торцевим зрізом чаші. Однак, при цьому вдається зберегти пропускну здатність клапана при задовільному рівні пульсацій параметрів потоку.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку (режим $F_{\min}/F_r=1,0$, $\varepsilon=0,98$)

Параметр	№ Чаші			
	1	2	3	4
q_{cmav}	0,201	0,201	0,193	0,198
q_{necsta}	0,201	0,201	0,191	0,197
\bar{Q} , Н	343104	343110	342839	342611
ΔQ_{\max} , Н	0	0,9	156	1,1
$f_{\Delta Q_{\max}}$, Гц	0	24	18	12
χ_P^*	0,028	0,028	0,028	0,029

Рис. 3.11 – Розподіл швидкості в проточному тракті клапана
(режим $F_{\min}/F_r=1,0$, $\varepsilon=0,98$):

а – чаша №1; б – чаша №2; в – чаша №3; г – чаша №4

Рис. 3.12 – Зміна виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні
чаші (режим $F_{\min}/F_r=1,0$, $\varepsilon=0,98$):
а – чаша №1; б – чаша №2; в – чаша №3; г – чаша №4

Розподіл швидкості для чаші №3 вказує на несталий відривний режим течії (рис. 3.11 в). При максимальному відкритті клапана з чашею цього типу в проточному тракті клапанного каналу утворюється зона подвійного дроселювання пари. Після зазору між сідлом та запірною чашею площа каналу збільшується, після чого площа каналу в горлі сідла знову зменшується. При такій формі каналу утворюються нестале формування вихорів, що призводять до збільшення рівня пульсацій параметрів парового потоку та, відповідно, до зміни амплітуди виштовхуючого парового зусилля на профільній поверхні чаші.

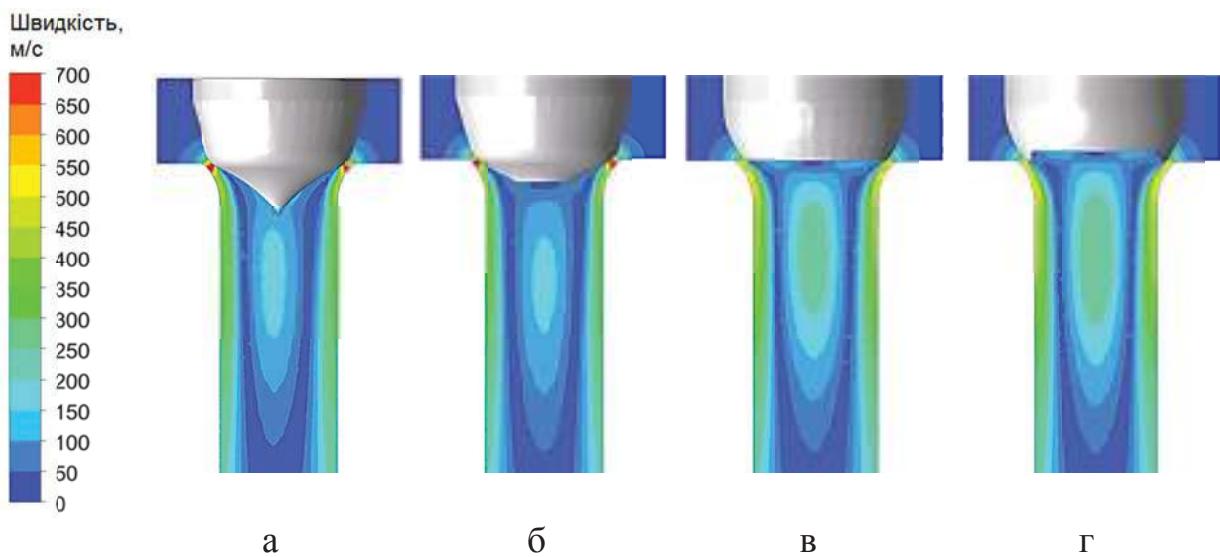
Зменшити негативний вплив глибокого підрізання чаші вдається шляхом виконання додаткової торцевої виїмки (чаша №4). З рис. 3.11 г видно, що утворена додаткова об'ємна порожнина дає можливість потоку перейти до осесиметричної течії. В результаті цієї конструктивної зміни вдається значно знизити рівень пульсацій параметрів парового потоку під чашею та збільшити пропускну здатність клапана, що має запірну чашу з профілем №3.

На рис. 3.13 представлено розподіл швидкості в проточному тракті досліджуваних моделей клапана для режиму часткового відкриття клапана.

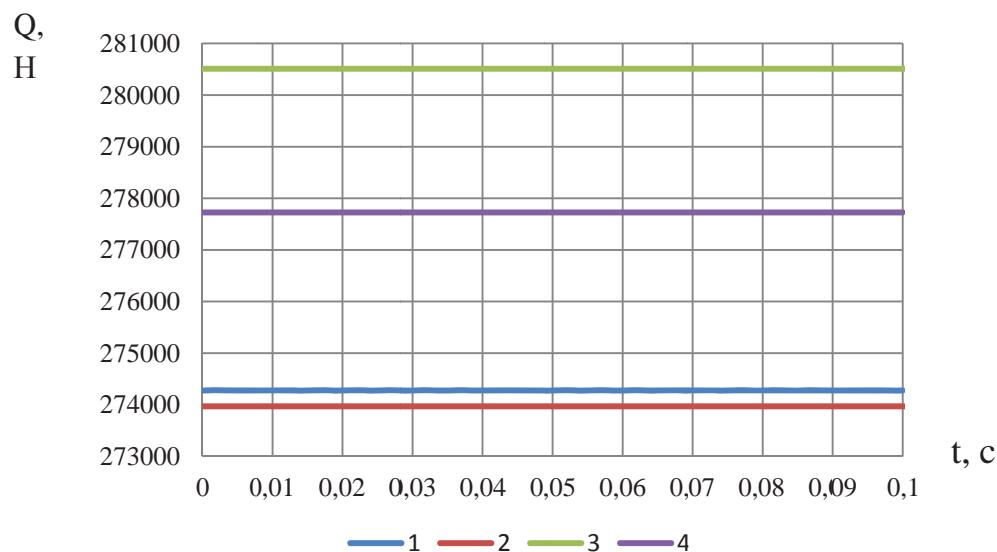
Аналіз результатів показує, що при однаковому контурі обмежуючих стінок сідла відрив парового потоку від профільної поверхні чаші відбувається практично в одній точці, незалежно від профілю чаші. Структура течії виявляється схожою зі структурою течії, яка відповідає обтіканню циліндра при великих числах Рейнольдса ($Re > 10^7$). Для моделей клапанів №2, №3 та №4 отримано стало обтікання при незначному рівні пульсацій параметрів парового потоку під чашею. Наявність відриву парового потоку для всіх досліджуваних варіантів конструкцій чаш призводить до утворення симетричної відносно осі циркуляційної течії, що досягає $0,8 \cdot D_s$.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку (режим $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$)

Параметр	№ Чаші			
	1	2	3	4
q_{cmav}	0,174	0,174	0,170	0,171
q_{necsta}	0,174	0,174	0,171	0,171
\bar{Q} , Н	274279	273969	280510	277727
ΔQ_{\max} , Н	8	0,1	0,9	1,3
$f_{\Delta Q_{\max}}$, Гц	200	0	250	170
χ_P^*	0,284	0,284	0,365	0,377

Рис. 3.13 – Розподіл швидкості в проточному тракті клапана
(режим $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$):

а – чаша №1; б – чаша №2; в – чаша №3; г – чаша №4

Рис. 3.14 – Зміна виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні
чаші (режим $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$):
1 – чаша №1; 2 – чаша №2; 3 – чаша №3; 4 – чаша №4

При цьому зона циркуляційної течії для чаш №3 та №4 є більш протяжною через наявність додаткової порожнини за точкою відриву на чаші клапана.

Найбільший рівень пульсацій параметрів отримано для чаші №1 (рис. 3.14), що є наслідком значної протяжності контактної поверхні, яка взаємодіє з циркуляційним струменем, що «зривається» з торцевої поверхні чаші.

Зіставлення витрат пари, що визначаються при обробці результатів стаціонарного та нестаціонарного вирішення, показало незначну відмінність у результатах визначення інтегральних характеристик клапана. Максимальне відхилення наведеного коефіцієнта витрати становить 1,4 % та відповідає чаші №3. Також отримано незначне розходження по осередненому за часом значенню виштовхуючого парового осьового зусилля на чаші – не більше 0,5 %.

В результаті аналізу чисельного дослідження встановлено, що пульсації параметрів для досліджуваних моделей для двох режимів роботи незначні. Це свідчить про те, що сама тільки форма профілю запірної чаші не може бути причиною розвитку нестаціонарної течії, яка сприятиме появі високого рівня пульсацій параметрів потоку, що призводить до неприпустимих динамічних навантажень на рухомі елементи конструкції клапана.

В результаті первого етапу чисельного дослідження було встановлено, що при рівномірному розподілі параметрів потоку на вході в перетин клапанного каналу вплив течії на запірну чашу можна наблизено вважати стаціонарним. Тому дослідження витратних та силових характеристик СК і РК можна проводити в стаціонарній постановці.

Найбільш рівномірні характеристики парового потоку з усіх досліджених профілів запірних чаш забезпечує чаша №2. Цей варіант форми чаші забезпечує високу пропускну здатність при низькому рівні пульсацій параметрів потоку під чашею.

Низькі показники має чаша №3 з глибоким торцевим підрізанням. При максимальному відкритті клапана можливе утворення нестационарної течії, яке в умовах нерівномірності параметрів пари на вході, може викликати значні пульсації параметрів (рис. 3.12).

Для підвищення ефективності експлуатуємих СК та РК з глибоким торцевим підрізанням рекомендується виконання циліндричної виїмки на торцевій поверхні чаші висотою не менше $0,06D_n$.

3.3 Вплив одностороннього підведення пари в клапанну коробку на нестационарні характеристики парового потоку

На другому етапі визначення ступеня впливу додаткових конструктивних елементів, властивих СК та РК, що експлуатуються у складі потужних ПТ, на нестационарні характеристики потоку й рівень динамічних навантажень на рухомі елементи клапана, виконано математичне моделювання нестационарної течії в тракті клапана, модель якого показана на рис. 3.15.

Геометрична модель проточного тракту враховує такі особливості:

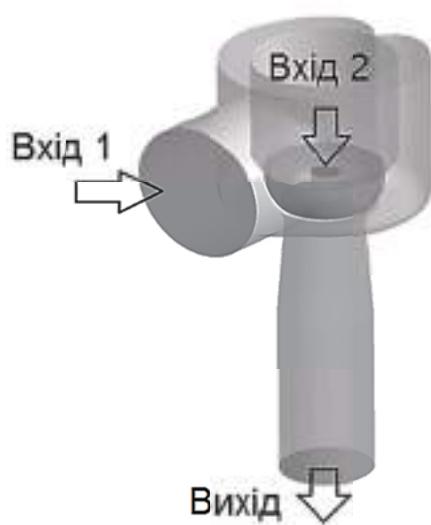


Рис. 3.15 – Геометрична модель проточного тракта

- односторонній бічний підвід пари в клапанну коробку;
- розділове ребро на противілежній від підвідного патрубка стороні парової коробки;
- направляючий стакан зовні основної чаши;
- випуск додаткової витрати пари з отвору в торцевій поверхні запірної чаши;
- дифузорна частина сідла.

Вплив розглянутих конструктивних

особливостей клапана досліджено на двох моделях проточного тракту клапана, що відрізняються профілем запірної чаші.

Профілі запірної чаші представлені в підрозділі 3.2 і є:

- чаша №2 типу Вентурі з торцевим підрізанням $D_m = 0,4 \cdot D_n$;
- чаша №4 глибоким торцевим підрізанням $D_m = 0,95 \cdot D_n$ та торцевою виїмкою глибиною $h_m = 0,06 \cdot D_n$.

Основні геометричні характеристики досліджуваних моделей проточного тракту клапана представлені в табл. 3.6.

Слід зазначити, що ці геометричні характеристики проточного тракту клапана є близькими до тих, які забезпечують низький рівень втрат енергії [5,15,16], що дозволяє зменшити аналізований час процесу та мінімізувати ймовірність виникнення низькочастотних відривних вихорів великого масштабу в клапанної коробці й дифузорній частини сідла.

Таблиця 3.6 – Геометричні характеристики досліджуваних моделей

Параметр	Значення
Діаметр посадки чаші, мм	150
Діаметр горла дифузора, мм	126
Діаметр підвідного патрубка (вхід 1), мм	240
Діаметр підвідного отвору тракта розвантаження (вхід 2), мм	46
Діаметр клапанної коробки, мм	330
Діаметр вихідного патрубка, мм	150
Кут розкриття дифузорної частини сідла, градус	8
Протяжність дифузорної частини сідла, мм	171,6

Критерії побудови розрахункової сітки, часові інтервали наведено в підрозділі 3.2.

Вихідні дані для розрахункового дослідження представлено в табл. 3.7.

Результати розрахунків представлено в табл. 3.8 та рис. 3.16-3.19.

В результаті чисельного дослідження визначено, що врахування всіх конструктивних елементів клапана в значній мірі впливає на значення аналізованих величин. При наявності дифузорної частини сідла пропускна

здатність, визначена для моделі з чашею №2 на режимі максимального відкриття клапана в порівнянні з результатами, отриманими при досліженні ізольованої моделі клапанного каналу, збільшилася на 31,8 % у відносному значенні. Для моделі з чашею №4 збільшення пропускної здатності – 16,8 %.

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Режим	
	Макс. відкриття	Часткове відкриття
Повний тиск на вході 1, МПа	12,481	12,481
Повна температура на вході 1, К	811,15	811,15
Степінь турбулентності на вході 1, %	5	5
Повний тиск на вході 2, МПа*	12,38	11,233
Повна температура на вході 2, К	811,5	811,5
Степінь турбулентності на вході 2, %	5	5
Статичний тиск на виході, МПа*	12,231	9,985
Тип робочого тіла	В'язка тепlopровідна перегріта пара	

* тиск прийнято орієнтовно.

Таблиця 3.8 – Результати дослідження

Параметр	Режим			
	Макс. відкриття	Часткове відкриття	2	4
№ чаші	2	4	2	4
$q_{\text{стаци}} \text{, кг/с}$	0,265	0,228	0,227	0,250
$q_{\text{нестаци}} \text{, кг/с}$	0,266	0,230	0,226	0,247
$\bar{Q} \text{, кВт}$	319979	320463	263684	256895
$\Delta Q_{\max} \text{, кВт}$	7	29	1142	16
$f_{\Delta Q_{\max}} \text{, Гц}$	128	91	20	112
χ_p^*	0,061	0,050	0,282	0,385

На рис. 3.16 представлено розподіл швидкості потоку пари в проточному тракті досліджуваних моделей на режимі максимального відкриття клапана.

Відсутність осьової симетрії течії в клапанному каналі, яке обумовлене наявністю одностороннього бічного підведення пари в клапанну коробку, призводить до виникнення нерівномірного розподілу параметрів потоку в окружному напрямку на вході в клапанний канал. При повороті потоку на 90° структура течії виявляється подібною з течією в коліні трубопроводу. В результаті, за мінімальним перерізом клапанного каналу в області горла виникають вторинні течії, що призводять до утворення двох парних вихорів (рис. 3.20, 3.21), які інтенсифікуються в дифузорі сідла та проникають у відвідний канал.

Для моделі клапана з профілем чаші №2 на режимі максимального відкриття обтікання робочої поверхні запірної чаші виявляється досить стабільним та безвідривним (рис. 3.16 а). Максимальна амплітуда виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні запірної чаші №2 становить 7 Н та змінюється з частотою 128 Гц (рис. 3.17). Періодичні пульсації є наслідком передачі імпульсу від відливу потоку зі стінок дифузора з боку підвідного патрубка.

Для моделі проточного тракту клапана з профілем чаші №4 та режимі максимального відкриття структура потоку під торцевою поверхнею чаші (рис. 3.16 б) значно відрізняється від структури потоку, отриманої без врахування одностороннього підведення пари (рис. 3.11 г). В результаті несиметричного обтікання чаші під її торцевою поверхнею відбувається утворення дискретних вихрових структур, які призводять до збільшення рівня пульсацій параметрів потоку у всьому тракті моделі клапана. Зміна виштовхуючого парового зусилля на профільній поверхні запірної чаші становить 80-140 Н та відповідає частоті 92 Гц (рис. 3.17).

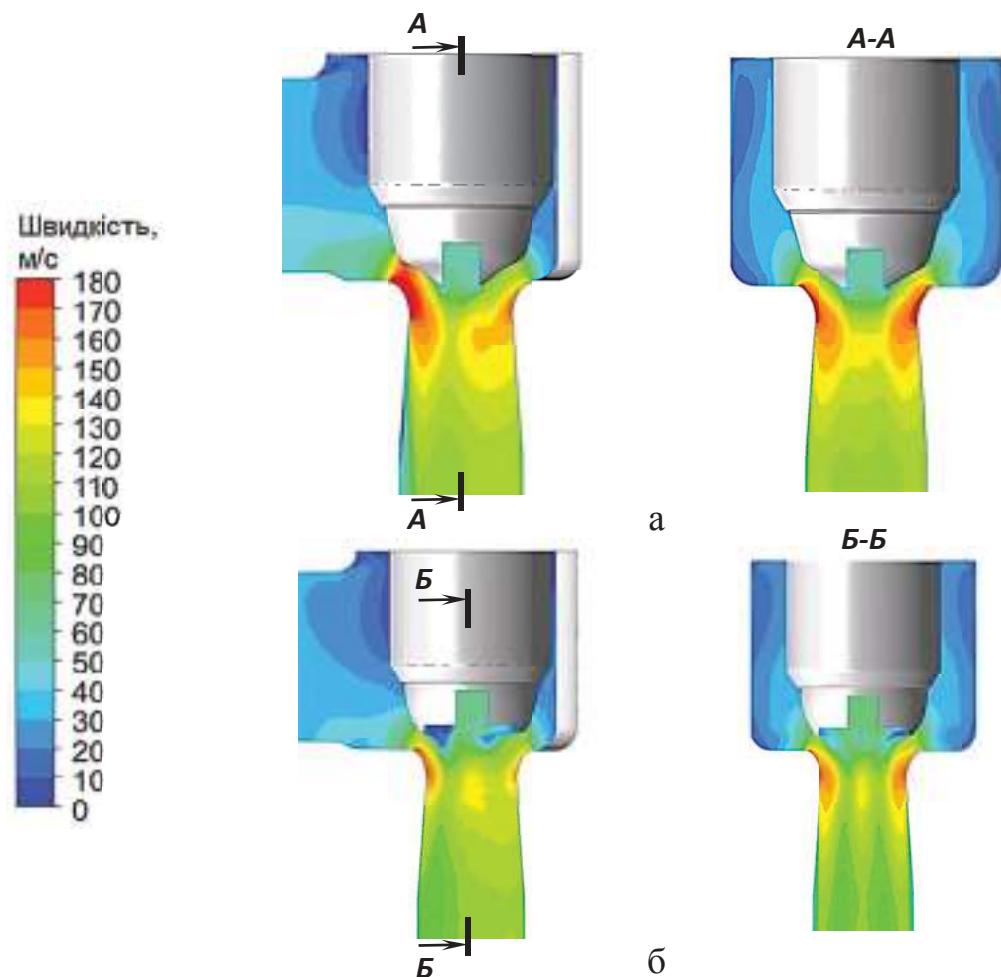


Рис. 3.16 – Розподіл швидкості в проточному тракті клапана
(режим максимального відкриття $F_{\min}/F_r=1,0$, $\varepsilon=0,98$):
а – модель с чашею №2 ; б – модель с чашею №4

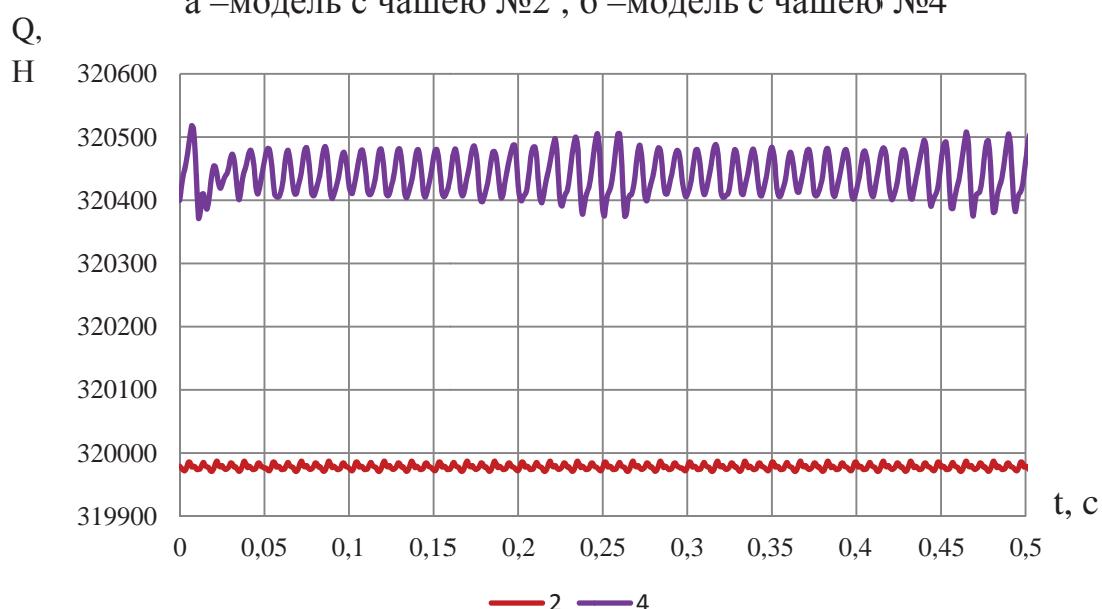


Рис. 3.17 – Зміна виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні
чаші (режим $F_{\min}/F_r=1$, $\varepsilon=0,98$):
2 – модель з чашею №2; 4 – модель з чашею №4

Варто зазначити, що для моделі з чашею №4 клапана, виявлено велику пульсацію параметрів парового потоку (29 Н), що, з врахуванням ваги чаші 15 кг, може призводити до появи осьової нестійкості чаші при великих її підйомах. Також високочастотні коливання можуть призводити до зменшення ресурсу клапана за рахунок передчасного досягнення порогу малоциклової втоми металу штока.

На рис. 3.18 представлена результати розподілу швидкості в проточному тракті досліджуваних моделей на режимі часткового відкриття клапана. Наявність дифузорної частини сідла призводить до збільшення пропускної здатності розглянутих моделей клапанів в порівнянні з моделями, представленими в підрозділі 3.2. Для моделі клапана з чашею №2 пропускна здатність у порівнянні з дослідженнями клапанного каналу в ізольованих умовах, збільшилася на 30,5 % у відносному значенні. Для моделі з чашею №4 приріст пропускної здатності складає 46,2 % (табл. 3.8).

Структура потоку в моделі з чашею №2 характеризується асиметрією течії в проточному тракті клапанного каналу та значним рівнем нестабільноті потоку (рис. 3.18 а). Наявність відриву парового потоку на профільній поверхні чаші з боку розділяючого ребра й значна зона циркуляційної течії призводять до нестаціонарної зміни виштовхуючого парового зусилля на чаші клапана та значного рівня пульсацій значень витрати – близько 2,0 % від усереднених за часом. Пульсації парового зусилля на чаші сягають 380-1270 Н та відповідають частотам 10-20 Гц (рис. 3.19), що значно перевершують значення, які отримані при розрахунку з рівномірним підведенням пари в клапанний канал. Ці результати підтверджують висновки про те, що в клапанах типу Вентурі формується нестала відривна течія при часткових відкриттях клапана [6].

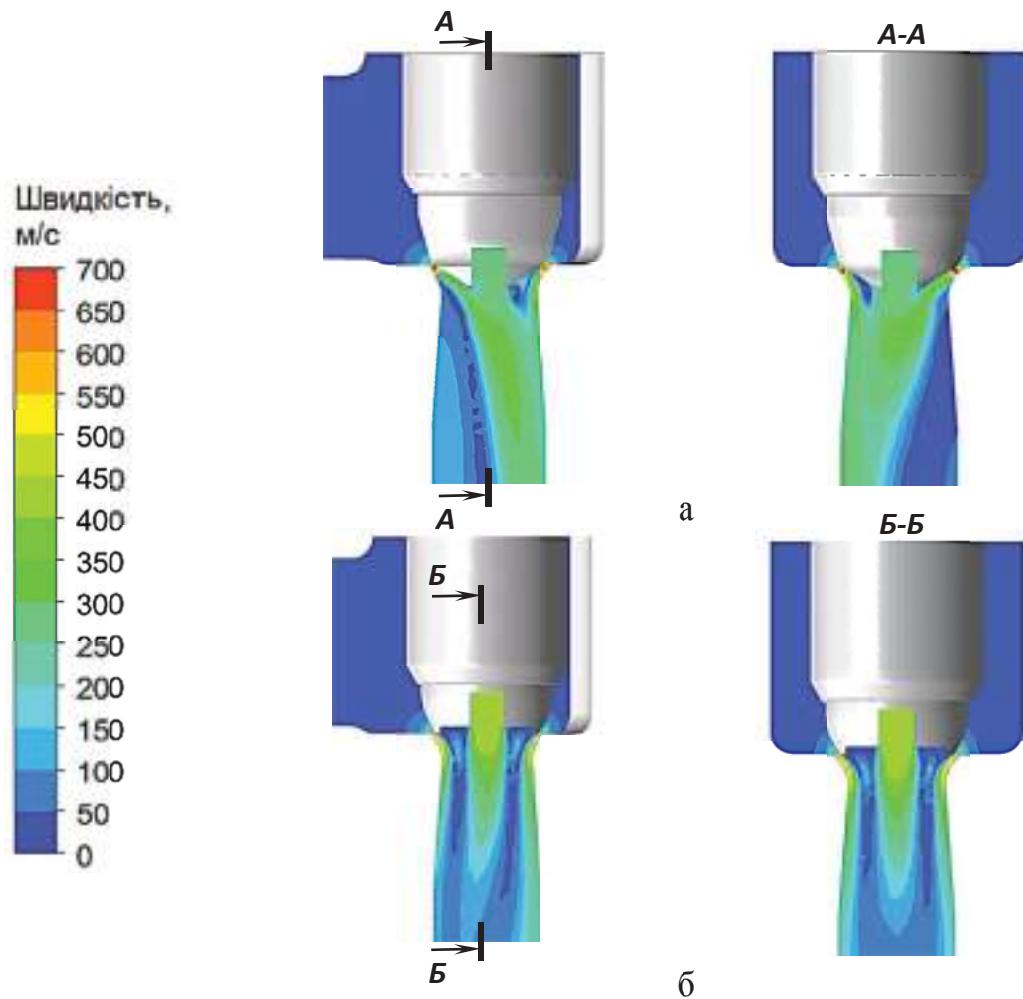


Рис. 3.18 – Розподіл швидкості в проточній частині клапана (режим часткового відкриття $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$):
а – модель з чашею №2 ; б – модель з чашею №4

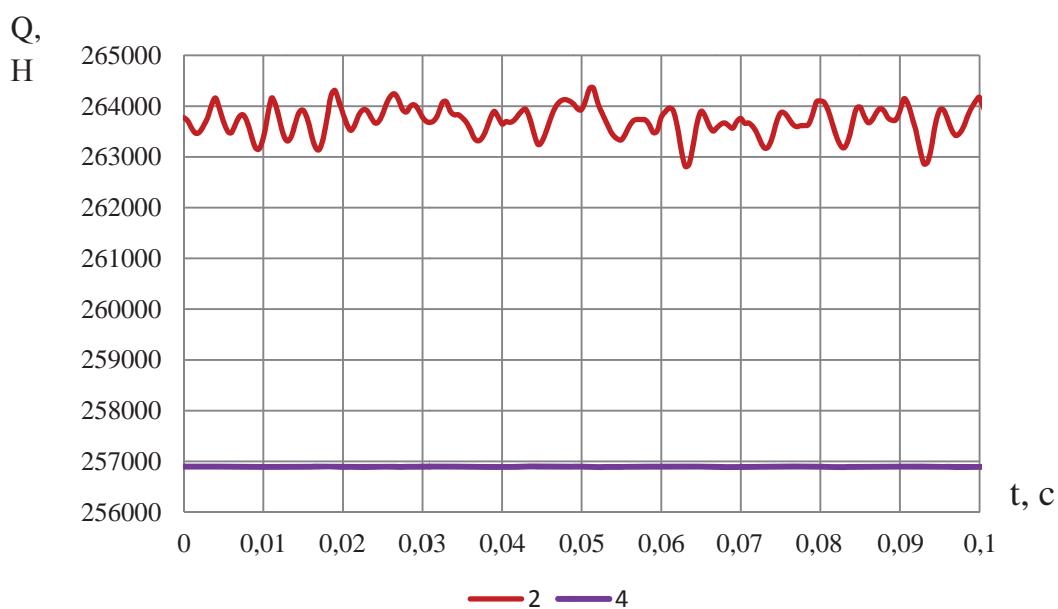


Рис. 3.19 – Зміна виштовхуючого парового зусилля на робочій поверхні чаші (режим $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$):
2 – модель з чашею №2; 4 – модель з чашею №4

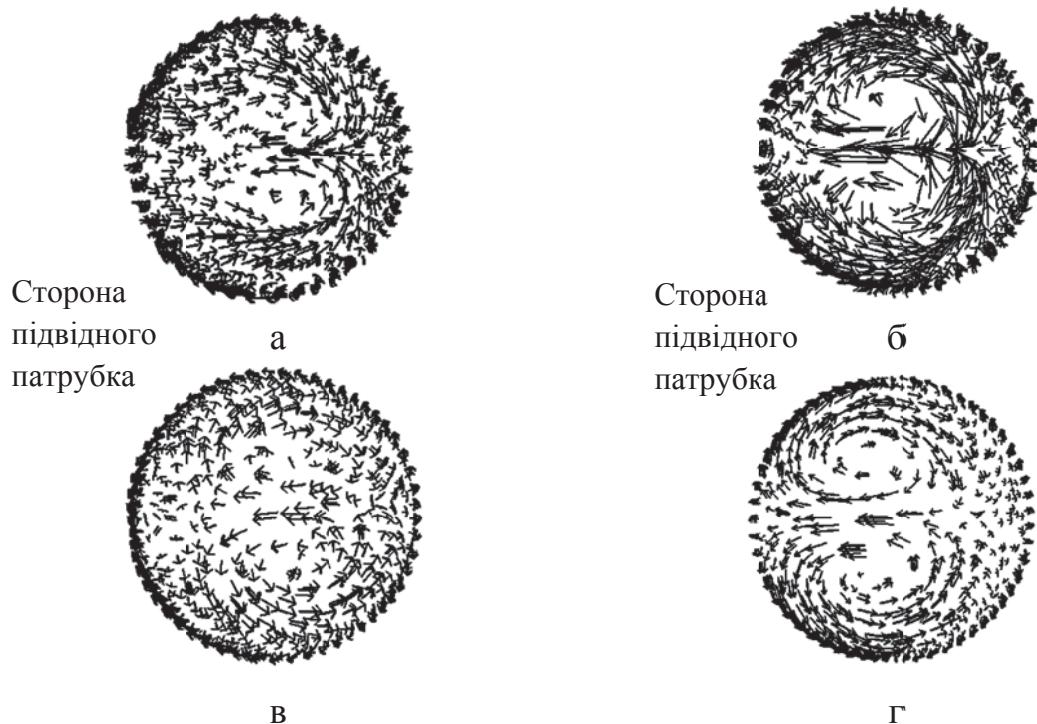


Рис. 3.20 – Вектор швидкості в перерізах клапана (режим $F_{\min}/F_r=1$, $\varepsilon=0,98$):
а – переріз горла сідла для моделі з чашею №2; б – переріз горла сідла для моделі з чашею №4; в – вихідний переріз дифузора для моделі з чашею №2; г – вихідний переріз дифузора для моделі з чашею №4

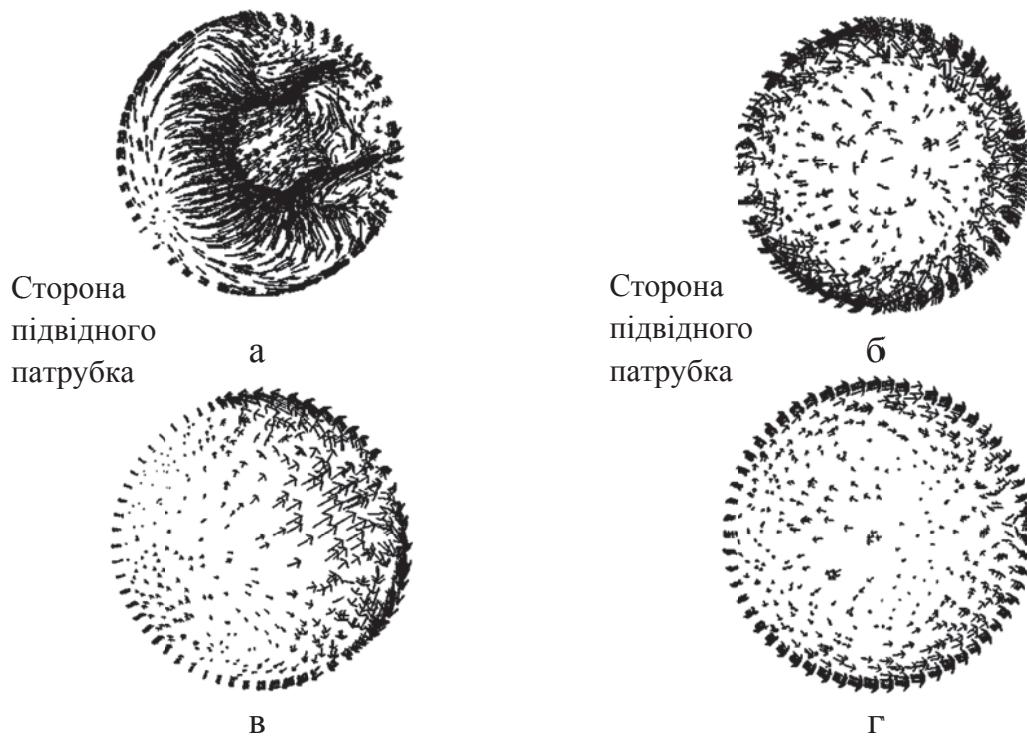


Рис. 3.21 – Вектор швидкості в перерізах клапана
(режим $F_{\min}/F_r=0,25$, $\varepsilon=0,8$):

а – переріз горла сідла для моделі з чашею №2; б – переріз горла сідла для моделі з чашею №4; в – вихідний переріз дифузора для моделі з чашею №2; г – вихідний переріз дифузора для моделі з чашею №4

Структура течії в моделі з профільної поверхнею чаші №4 (рис. 3.18 б) досить добре збігається зі структурою потоку при рівномірному підводі пари в клапанний канал (рис. 3.13 г). Обтікання чаші є сталим і течію всередині клапанного каналу наближено можна вважати осесиметричним. Пропускна здатність клапана з чашею №4 перевищує пропускну здатність клапана з чашею №2 на 10,1 %. Зміна парового зусилля на чаші №4 є незначною й становить 16 Н при частоті 112 Гц (рис. 3.19).

При великих відкриттях клапана найбільш ефективною виявляється конструкція з чашею профільованою по типу Вентурі. При максимальному відкритті вона має більшу в порівнянні з чашею №4 пропускну здатність та менший рівень пульсацій параметрів потоку.

Для режимів роботи з частковим відкриттям запірної чаші клапана більш ефективною виявляється конструкція з чашею, що має глибоке торцеве підрізання та торцеву виїмку. Наявність фіксованої точки відливу потоку й додаткової об'ємної порожнини призводить до утворення осесиметричної відливної течії, яка в умовах тривалої роботи клапана на режимах, що відповідають малому відкриттю клапана, нівелює відсутність досконалого аеродинамічного каналу. Однак, при великих відкриттях чаші клапан з чашею цього типу є менш ефективним.

Найбільший вплив на зміну ефективності клапана надає нерівномірність параметрів потоку на вході в клапанний канал, яка обумовлена одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку. Пошук заходів щодо стабілізації потоку на вході в клапанний канал є досить актуальним.

3.4 Вплив геометричних параметрів вхідного відсіку проточного тракту клапану на рівень втрат енергії робочого тіла

Як показали результати досліджень, ефективність СК та РК багато в чому залежить від формування структури парового потоку на вході в

клапанний канал. Для типової конструкції клапана кутового типу, що має односторонній бічний підвід робочого тіла в клапанну коробку, при фіксованій величині підйому основної запірної чаші й відношенню тисків на клапан, основними конструктивними елементами, що визначають рівень вхідних втрат та розподіл параметрів на вході в клапанний канал є підвідний патрубок та клапанна коробка.

Відношення площ прохідного перетину підвідного патрубка F_{nn} , клапанної коробки F_k , які умовно визначаються максимальним внутрішнім кільцевим діаметром, до площині мінімального перетину клапанного каналу F_{min} між сідлом та основною запірною чашею при фіксованому відношенні тиску на клапан визначає результиуючий рівень втрат енергії на ділянці від входу в клапанну коробку до вхідного перерізу дифузорної частини сідла.

Основними геометричними параметрами, котрі характеризують співвідношення площ підвідного патрубка, клапанної коробки й клапанного каналу є (рис. 3.22):

- внутрішній діаметр підвідного патрубка D_{nn} ;
- максимальний внутрішній діаметр клапанної коробки D_k ;
- відстань L_n від верхньої кромки сідла до підвідного патрубка;
- діаметр горла сідла D_e ;
- зовнішній діаметр направляючого стакану D_{nc} .

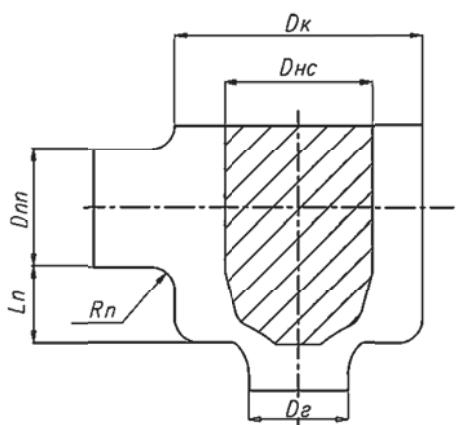


Рис. 3.22 – Геометричні характеристики моделі клапана

З метою визначення впливу геометричних характеристик зазначених конструктивних елементів та визначення діапазону геометричних співвідношень, що забезпечують мінімальний рівень втрат енергії робочого тіла при його русі в клапані, виконано чисельне дослідження для 16-ти варіантів моделей проточного

тракту клапана на режимі максимального відкриття клапана.

Насправді зміна підйому запірної чаші клапана й перепаду тиску на ньому призводить до зміни швидкості течії в клапанній коробці та перерозподілу параметрів потоку на вході в клапанний канал. Вибір відкриття клапана та перепад тиску на ньому відповідають режиму роботи, найбільш характерному при експлуатації клапанів.

Приклад геометричній моделі досліджуваної проточної частини показаний на рис. 3.23.

Геометрія клапанного каналу відповідає моделі проточного тракту з профілем запірної чаші №2, що описана в підрозділі 3.2. При побудові геометричних моделей проточного тракту клапана, діаметр горла сідла D_e та клапанний канал залишилися незмінними. При цьому варіювався розмір підвідного патрубка D_{nn} , діаметр клапанної коробки D_n та відстань від верхньої кромки сідла до найближчої кромки сполучення з підвідним патрубком L_n .

В якості прототипу для побудови моделі клапана прийнята конструкція РК турбіни К-200-130 «ТА». Посадковий діаметр клапана становить 150 мм.



Рис. 3.23 – Геометрична модель для дослідження

Дослідження проведено для двох типорозмірів $D_{nn}/D_e = 1,2$ та 1,7. Ці співвідношення характерні для конструкцій клапанів, наведених в розділі 1.

Для визначення впливу зміщення осі підвідного патрубка на ефективну роботу клапана відстань від осі підвідного патрубка до верхньої кромки сідла визначалася із співвідношення

$$L_n = 1,45 \cdot D_{nn} + R_n, \quad (3.2)$$

де R_n – радіус сполучення клапанної коробки з підвідним патрубком.

З огляду на подібність структури потоку в проточному тракті клапана кутового типу зі структурою потоку в коліні трубопроводу, це співвідношення прийнято згідно рекомендацій, наведених в [84], де для вирівнювання потоку за коліном рекомендується мати прямолінійну ділянку довжиною $D_{tp} \cdot 1,45 + R$.

Критерії побудови розрахункової сітки, вибір часового кроку й вихідні дані для розрахунку на обраному режимі роботи клапана наведені у підрозділі 3.2 (табл. 3.3). Задача вирішувалася в стаціонарній осісиметричній постановці. Основними величинами для аналізу прийнято наведений коефіцієнт витрати та коефіцієнт внутрішніх втрат.

Результати розрахунку представлені на рис. 3.24-3.26.

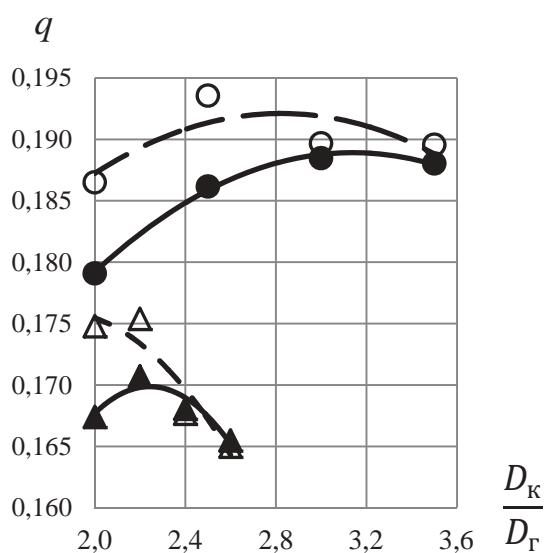


Рис. 3.24 – Зміна наведеного коефіцієнта витрати клапана

—●— $D_{nn}/D_g = 1,7$ (патрубок без віддалення);
—○— $D_{nn}/D_g = 1,7$ (патрубок віддалено);
—▲— $D_{nn}/D_g = 1,2$ (патрубок без віддалення);

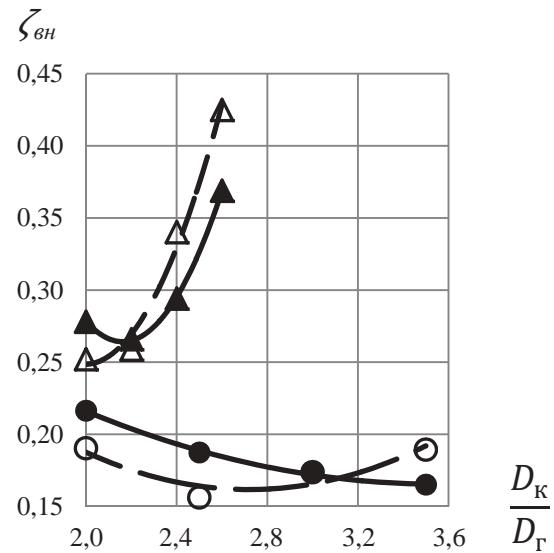


Рис. 3.25 – Зміна коефіцієнта внутрішніх втрат для клапана

—○— $D_{nn}/D_g = 1,7$ (патрубок віддалено);
—▲— $D_{nn}/D_g = 1,2$ (патрубок віддалено).

В результаті чисельного дослідження встановлено, що при фікованому розмірі діаметра горла сідла D_g збільшення діаметра підвідного патрубка D_{nn} призводить до збільшення пропускної здатності клапана (рис. 3.25) та зниженню рівня втрат енергії робочого тіла (рис. 3.24) у всьому діапазоні досліджуваних типорозмірів клапанної коробки. Зниження втрат

відбувається в основному за рахунок зменшення швидкості пари всередині клапанної коробки.

При фіксованому розмірі діаметра горла сідла D_e величина оптимального розмір клапанної коробки D_k зменшується зі зменшенням діаметра підвідного патрубка D_{nn} . Причиною цього ефекту є наявність певного оптимуму між сумарним рівнем втрат на ділянці від підвідного патрубка до клапанного каналу, який складають:

- місцеві втрати при розширенні робочого тіла на вході в клапанну коробку та поворот потоку в ній;
- втрати, викликані формуванням вихорів на протилежній до підвідного патрубка стороні клапанної коробки.

В результаті, при фіксованому діаметрі підвідного патрубка D_{nn} , зменшення розмірів клапанної коробки D_k призводить до збільшення швидкості потоку, та, як наслідок, складових місцевих втрат. При збільшенні розмірів клапанної коробки швидкість потоку при русі в ній зменшується, проте зростають втрати на формування вихорів внаслідок збільшення об'єму клапанної коробки та впливу дифузорного ефекту при просуванні пари уздовж клапанної коробки.

Віддалення підвідного патрубка від сідла сприяє збільшенню пропускної здатності клапана в певному діапазоні геометричних співвідношень D_k/D_e та зміщує діапазон оптимального співвідношення геометричних параметрів в сторону зменшення співвідношення D_k/D_e в порівнянні з клапаном без віддалення підвідного патрубка від горла сідла. Ця обставина є наслідком збільшення об'єму клапанної коробки та прохідного перерізу, що відповідає лініям струму основного ядра потоку. В результаті цього вдається дещо зменшити поперечний діаметр клапанної коробки.

Віддалення підвідного патрубка від верхньої кромки сідла також призводить до більш рівномірного розподілу параметрів потоку перед зазором між чашею та сідлом. Тим самим забезпечується більш рівномірний

розділ параметрів потоку перед входом в дифузор сідла, що призводить до збільшення осьової складової вектора швидкості потоку (рис. 3.26 г).

На підставі результатів чисельного дослідження встановлено, що для розглянутих типорозмірів моделей клапана рекомендується наступний діапазон геометричних співвідношень, що забезпечують низький рівень втрат енергії [85]:

– без віддалення підвідного патрубка

$$(D_\kappa/D_e)^{peak} = 2,8-3,2 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,7,$$

$$(D_\kappa/D_e)^{peak} = 2,0-2,4 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,2;$$

– підвідний патрубок віддалено

$$(D_\kappa/D_e)^{peak} = 2,4-3,0 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,7,$$

$$(D_\kappa/D_e)^{peak} = 2,2-2,0 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,2.$$

В результаті чисельного дослідження 16 моделей проточного тракту клапана також визначено, що варіюючи геометричними параметрами клапанної коробки та підвідного патрубка для СК і РК з конструкцією кутового типу з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку вдається знизити нерівномірність параметрів потоку при течії пари всередині клапанного каналу, і тим самим знизити інтенсивність вторинних течій в ньому (рис. 3.26). Однак, значення L_h при якому вдається виключити формування вторинних течій, по всій видимості, значно перевершує $1,45 \cdot D_{nn} + R_n$, що призводить до значного збільшення габаритів клапанної коробки. В результаті цього більш доцільним рішенням є використання конструкції клапана з двома підвідними патрубками в клапанну коробку, розташованими симетрично відносно один одного.

У висновку слід зазначити, що при проектуванні та модернізації конструкції клапана з одностороннім бічним підведенням в клапанну коробку більш ефективним засобом зменшення втрат робочого тіла в клапані є збільшення діаметра підвідного патрубка, ніж зміщення його в сторону віддалення від верхньої кромки сідла.

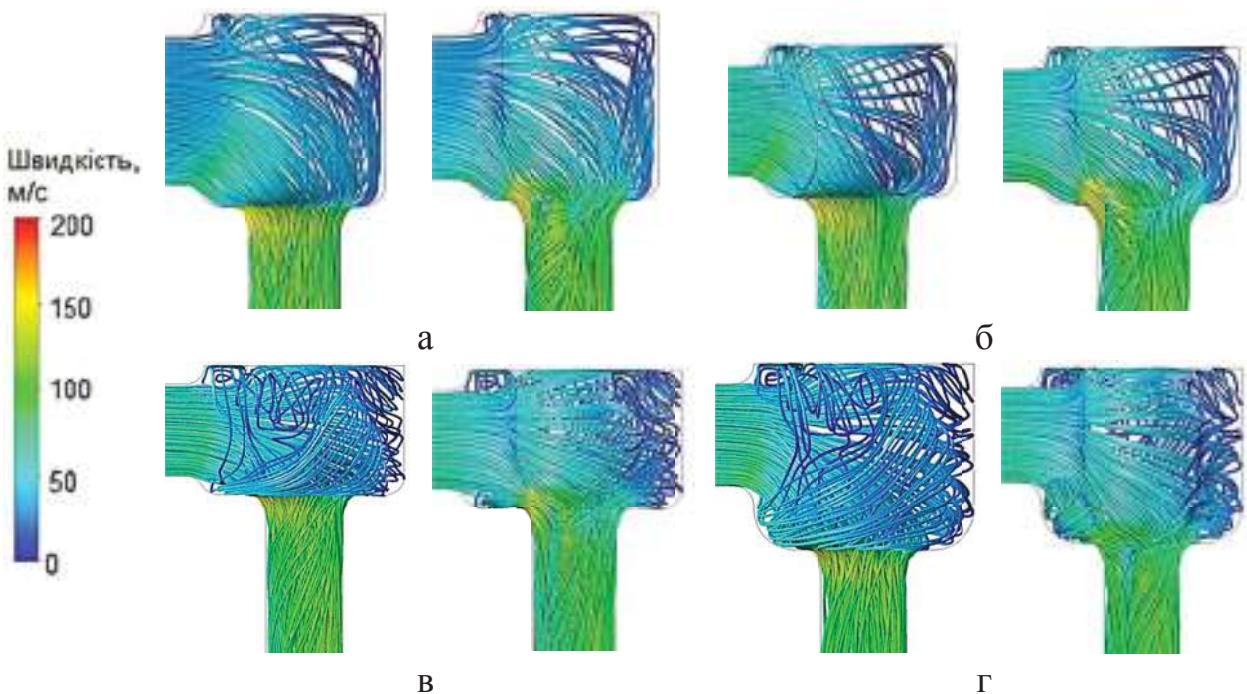


Рис. 3.26 – Візуалізація ліній струму в проточному тракті моделей клапана:

а – $D_{nn}/D_e = 1,7$ та $D_k/D_e = 2,0$; б – $D_{nn}/D_e = 1,2$ та $D_k/D_e = 2,0$;
 в – $D_{nn}/D_e = 1,2$ та $D_k/D_e = 2,6$; г – $D_{nn}/D_e = 1,2$ та $D_k/D_e = 2,6$ (патрубок
 віддалено)

3.5 Висновки по розділу 3

1. Проведено чисельне дослідження газодинамічних процесів в паровпускному тракті циліндра ПТ, що складається з РК, ВП та СА. Визначено, що втрати енергії робочого тіла в тракті, які визначаються з урахуванням спільної роботи елементів, перевищують втрати, які визначаються для кожного елемента при його дослідженні в ізольованих умовах. Основною причиною збільшення втрат енергії робочого тіла є наявність значної нерівномірності параметрів входного потоку, сформованого в передуючому елементі паровпускного тракту [72].

2. В результаті чисельного дослідження моделей клапанного каналу, що визначається профілем запірної чаші, при рівномірному розподілі параметрів потоку перед входом в клапанний канал не виявлено високий

рівень пульсацій параметрів потоку, який може призводити до появи неприпустимого рівня динамічних навантажень на рухомих елементах клапана.

3. Показано, що при великих відкриттях клапана (площа мінімального перерізу між сідлом і запірної чашею дорівнює або більша за площину горла сідла) найбільш ефективним є конструкція СК і РК з чашею профільованого типу (Вентурі). Клапани з профілем запірної чаші цього типу мають велику пропускну здатність та низький рівень пульсацій параметрів потоку [75, 80].

При малих відкриттях клапана більш стабільним в роботі є конструкція з чашею, що має глибоке торцеве підрізання. Наявність фіксованої точки відризу потоку на чаші призводить до утворення осесиметричної течії, яка в умовах тривалої роботи клапана при малому підйомі запірної чаші, нівелює відсутність аеродинамічного досконалого каналу. Однак, при великих відкриттях клапана конструкція з цим профілем запірної чаші є менш ефективною [75, 80].

4. При фіксованому розмірі діаметра горла сідла D_e збільшення діаметра підвідного патрубка D_{nn} призводить до збільшення пропускної здатності клапана. Оптимальний розмір парової коробки D_k зменшується при зменшенні діаметра підвідного патрубка D_{nn} [85, 86].

5) Для розглянутих типорозмірів моделей клапана рекомендується наступний діапазон геометричних співвідношень, що забезпечують низький рівень втрат енергії [85]:

– без віддалення підвідного патрубка

$$(D_k/D_e)^{per} = 2,8-3,2 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,7,$$

$$(D_k/D_e)^{per} = 2,0-2,4 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,2;$$

– підвідний патрубок віддалено

$$(D_k/D_e)^{per} = 2,4-3,0 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,7,$$

$$(D_k/D_e)^{per} = 2,2-2,0 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,2.$$

РОЗДІЛ 4

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ СТОПОРНИХ ТА РЕГУЛЮЮЧИХ КЛАПАНІВ

4.1 Застосування в конструкції клапана направляючого стакану з екраном для стабілізації течії в клапані з одностороннім бічним підведенням

В умовах конструктивного виконання клапана з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку відносно рівномірне поле швидкості на вході в клапанний канал можна забезпечити шляхом більш рівномірного розподілу витрати пари на вході в канал, або зберігши питому площину каналу незмінною вздовж обтічної поверхні клапанної коробки

$$\frac{d}{ds} GV = \text{const.} \quad (4.1)$$

Перший варіант конструктивного виконання СК та РК можна реалізувати шляхом зміщення підвідного патрубка в сторону віддалення відносно сідла [5, 7]. Однак, як показало дослідження, наведене в підрозділі 3.4, зміщення осі патрубка на довжину $L_p=D_{tp} \cdot 1,45 + R_{pk}$ від верхньої кромки сідла виявляється недостатнім для повного вирівнювання параметрів потоку й ліквідації вторинних течій в клапанному каналі. У підсумку, це призводить до значного збільшення габаритів клапанної коробки.

Другий варіант конструктивного виконання клапана можна забезпечити шляхом проектування клапанної коробки з ексцентриситетом відносно осі клапанного каналу. У цьому варіанті, площа прохідного перерізу буде зменшуватися в міру просування пари уздовж каналу клапанної коробки. Ефективність цього варіанту не є очевидною, тому що

в конструкції клапана кутового типу з одностороннім підведенням потоку в клапанну коробку структура потоку виявляється подібна течії в коліні трубопроводу й основний вплив на формування потоку надають як зміна площині прохідного перерізу, так і внутрішній радіус повороту. При цьому зміщення обтічного тіла всередині каналу не повинно істотно впливати на перерозподіл параметрів потоку на вході в клапанний канал. Цей варіант може бути застосований тільки в разі виконання нового проектування, або модернізації ПТ з заміною корпусу клапана.

Аналіз патентів [76-79] показав наявність оригінальних конструкцій захисного парового сита клапана, що має непроникний сектор стінки з боку підвідного патрубка (рис. 4.1).

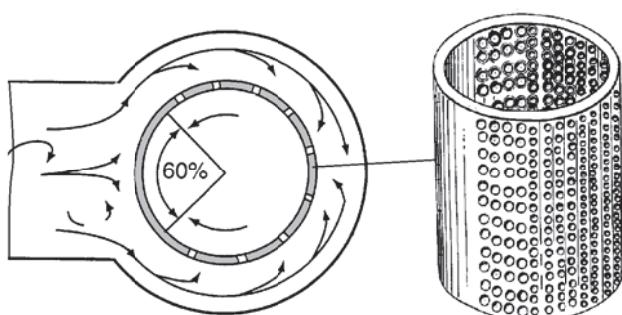


Рис. 4.1 – Парове сито клапана з непроникним сектором [79]

Основним завданням цього непроникного сектора є підвищення захисту проточного тракту клапана й подальшої проточної частини ПТ від абразивного зносу, а також в захисті елементів клапана від

вихрового сліду, викликаного попереднім регулюючим пристроєм. При цьому, в описі пристрою також зазначається, що наявність непроникного сектора в паровому ситі призводить до зменшення гіdraulічного опору клапана.

Виходячи з цього, можна припустити, що установка екрана на вході в клапанний канал може сприяти підвищенню газодинамічної ефективності клапана.

Оскільки реалізація подібної конструкції доступна як для клапанів, що мають парове сито, так і без нього, пошук конструктивного рішення, яке забезпечує більш рівномірний розподіл параметрів потоку перед входом в клапанний канал, є актуальним.

Об'єктом дослідження прийнята конструкція РК №2 ЦВТ для ПТ К-200-130 «ТА» (рис. 4.2).

Основні конструктивні особливості клапана:

- односторонній бічний підвід пари;
- наявність клапана розвантаження (поз. 3) всередині основної запірної чаші (поз. 2);
- конфузорно-дифузорне сідло (поз. 1) з кутом розкриття дифузорної частини 12° ;
- направляючий стакан (поз. 4), який сприймає динамічні навантаження від основної запірної чаші.

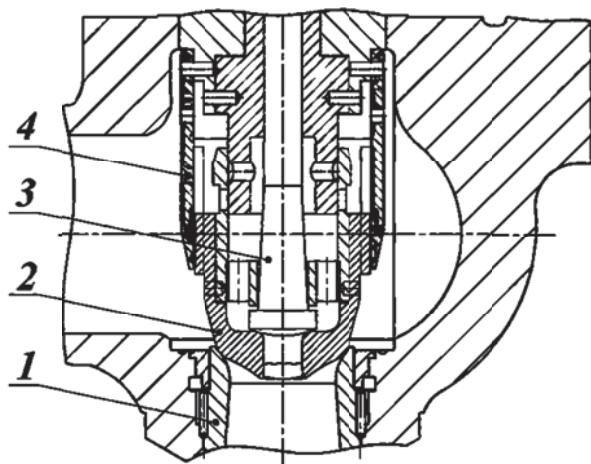


Рис. 4.2 – Конструкція досліджуваного РК

Для дослідження впливу екрану, що має непроникний сектор, на структуру потоку було запропоновано конструкцію направляючого стакану, яка наведена на рис. 4.3.

Запропонована конструкція, на відміну від вихідної, має непроникний екран 1, розташований навпроти підвідного патрубка. Додаткові стійки 2 на решті стакану забезпечують розташування пристрою й додатково сприяють перерозподілу потоку пари в клапанному каналі [83].

Внутрішня поверхня стакану виконується точінням, вікна для проходу пари – фрезеруванням. Вхідні кромки екрану та стійок округлюються.

Для дослідження ефективності запропонованої конструкції виконано математичне моделювання стаціонарної течії в проточному тракті клапана з напрямним стаканом вихідної та пропонованої конструкції.

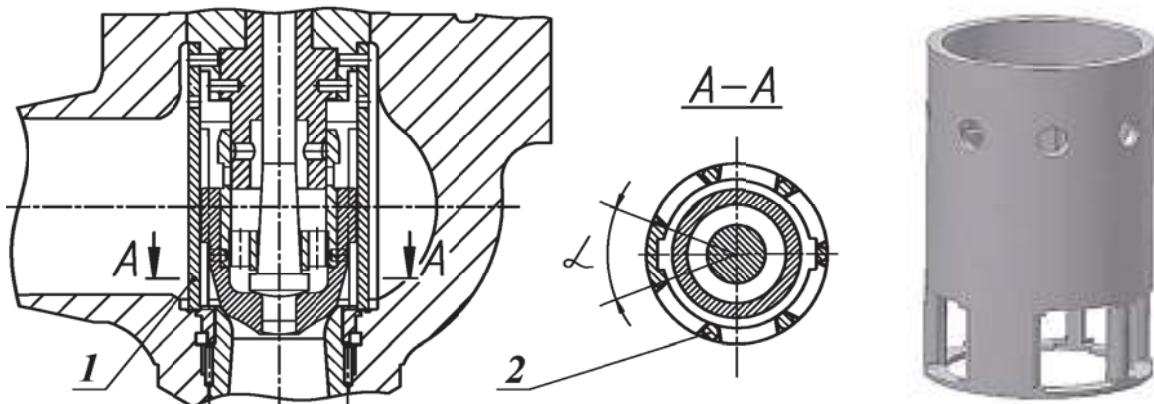


Рис. 4.3 – Конструкція РК з стаканом, що має екран

Дослідження проведено на сітці тетраедричного типу з призматичним підслоєм. Кількість комірок по висоті призматичного примежевого шару становила 15. Відносне зростання комірок в основній сітці та примежевому шарі – 1,2. Параметр y^+ в області клапанного каналу знаходився в діапазоні ≤ 4 , в інших областях моделі він ≤ 10 . Вибір розрахункового кроku за часом відповідає $CFL \leq 1$.

Чисельне дослідження проведено для режимів роботи РК-2, що відповідають даним результатів теплового розрахунку паророзподілу турбіни: номінальний (G_{nom}), режим максимальної витрати через клапан (G_{max}), режим при якому в роботу вступає РК №3 та режим малого підйому запірної чаші (G_h).

Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 4.1.

В якості основних аналізованих величин прийнято коефіцієнт внутрішніх втрат для клапана та коефіцієнт повних втрат для дифузорної частини сідла.

У процесі розрахунку також досліджувався вплив протяжності непроникного сектора екрану, що визначається кутом α (рис. 4.3), на газодинамічну ефективність клапана.

В результаті чисельного дослідження встановлено, що пропонуєма конструкція РК з напрямним стаканом, що має екран з непроникним

сектором протяжністю $\alpha=30-60^\circ$, призводить до підвищення газодинамічної ефективності РК.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахункового дослідження течії пари в РК

Параметри	Режим		
	G_h	G_{max}	G_{nom}
Повний тиск на вході, МПа	12,481	12,481	12,481
Повна температура на вході, К	811,15	811,15	811,15
Степінь турбулентності на вході, %	5	5	5
Витрата пари на виході, кг/с	69,1	85,6	41,1
Відносний підйом запирної чаші	0,06	0,137	0,227
Тип робочого тіла	В'язка перегріта пара		

На режимі G_{nom} для РК без екрану коефіцієнт внутрішніх втрат становить 2,24, з екраном – 1,23-0,47 (рис. 4.4). Зниження коефіцієнта внутрішніх втрат для моделі клапана з екраном спостерігається у всьому діапазоні досліджених режимів.

На рис. 4.5 представлено зміну коефіцієнта повних втрат дифузора від протяжності непроникного сектора екрану. Для режиму G_{nom} у вихідного варіанта конструкції його значення складає 0,841, для варіантів з екраном він знаходиться в діапазоні 0,411-0,487. Підвищення коефіцієнта втрат енергії в конструкції з екраном, що має протяжність непроникного сектора 30° на режимі G_{max} викликано відривом потоку від стінок дифузора.

Наявність великого рівня втрат енергії робочого тіла у вихідній моделі клапана викликано, в першу чергу, відривною течею в дифузорній частині сідла. Циркуляційна течія негативно позначається на відновлювальній роботі дифузора.

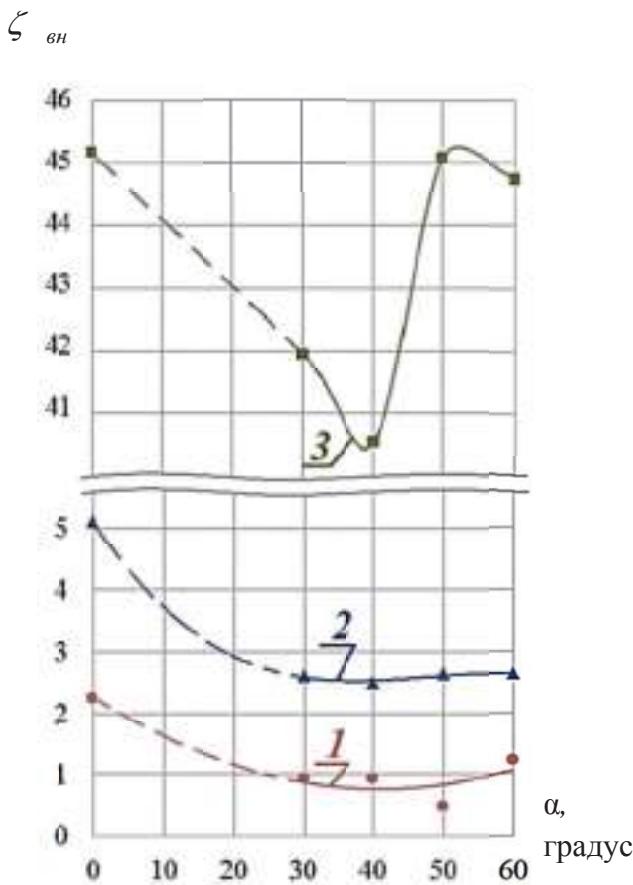


Рис. 4.4 – Зміна коефіцієнта внутрішніх втрат:

1 – режим G_{hom} ; 2 – режим G_{max} ;
3 – режим G_h

перерізу.

Для варіанта конструкції РК з екраном видно вплив силових стійок, при натіканні на які відбувається зміна напрямку потоку перед клапанним каналом та додаткові кромочні сліди за стійками (рис. 4.5 г). Обтікання цих елементів призводить до додаткових втрат енергії робочого тіла на вхідній ділянці проточного тракту РК. При цьому, відсутність відриву потоку від стінок клапанного каналу забезпечує порівняно рівномірний розподіл параметрів потоку у вхідному перерізі дифузора (горла сідла), що призводить до підвищення рівня перетворення енергії в ньому (рис. 4.5 б).

На рис. 4.6 наведено розподіл швидкості в проточній частині клапана для вихідного варіанта РК та варіанта з екраном, що має непроникний сектор протяжністю $\alpha = 40^\circ$ для режиму G_{hom} .

В області конфузорної частини сідла для вихідного варіанту РК з боку підвідного патрубка відбувається локальне прискорення потоку. При цьому тиск знижується та відбувається відрив потоку перед горловим перерізом сідла (рис. 4.6 а). Наявність дифузора сприяє подальшому розвитку зони циркуляційної течії, яка займає значну частину його вихідного

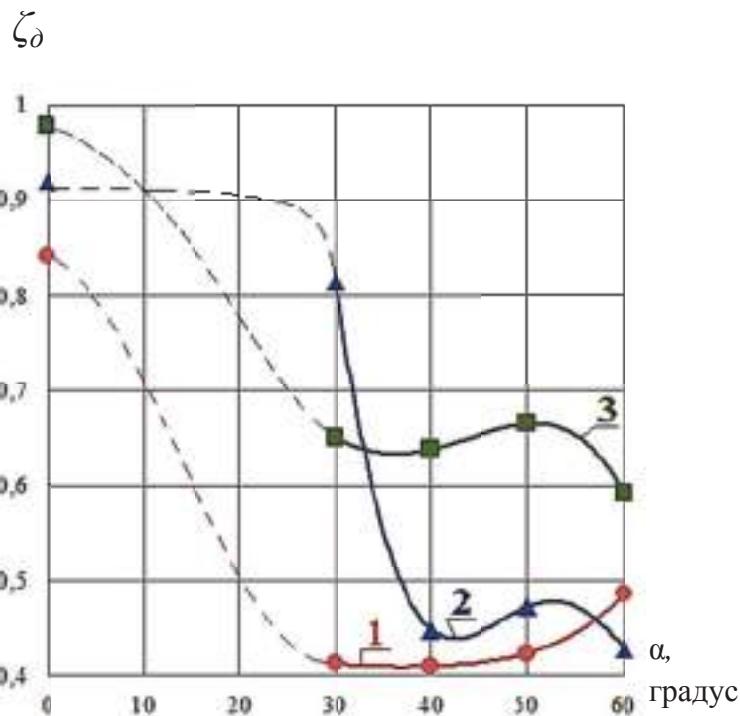


Рис. 4.5 – Зміна коефіцієнта повних втрат енергії в дифузорі

1 – режим G_{hom} ; 2 – режим G_{max} ;
3 – режим G_h

Аналіз результатів чисельного дослідження дозволив визначити основну причину, отриманого позитивного ефекту при установці екрану.

На рис. 4.6 г видно, що під час натікання на екран потік огибає його і прискорюється в зазорі між запірною чашею та екраном. Після цього, в центральній частині екрана, між запірною чашею та вирізним пазом в стакані, потік стає

більш рівномірним, в результаті чого в центральній частині за екраном, де потік у початковому варіанті мав найбільше локальне прискорення на конфузорній частині сідла, відбувається збільшення статичного тиску.

В результаті локального збільшення тиску за екраном вдається уникнути появи відриву потоку.

Однак, в результаті обтікання екрану, в перерізі горла сідла відбувається утворення дрібних дискретних вихорів (рис. 4.7 б). Ці вихори при наявності струменя, який вдувається в центральну частину каналу з тракту розвантаження клапана, локалізуються поблизу поверхні стінок каналу і тим самим утворюють турбулентний примежевий шар. При цьому, поблизу поверхні стінок відбувається гальмування потоку й збільшення статичного тиску. У процесі руху пари в подальшій частині дифузора відбувається змішування потоку і його переміщення від стінок

сідла в центральну частину каналу, що призводить до формування більш великих вихорів на виході з клапанного дифузора (рис. 4.7 г).

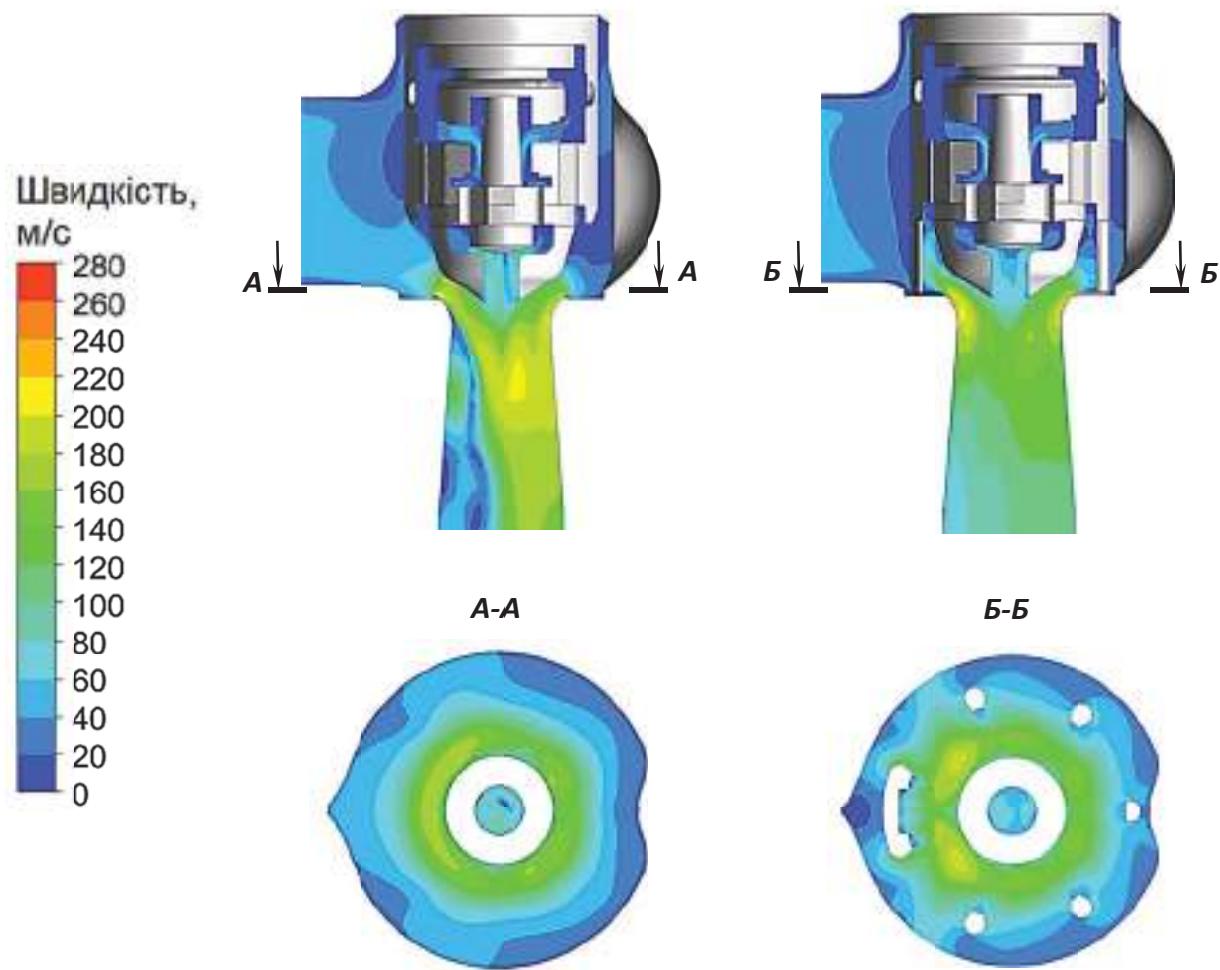


Рис. 4.6 – Розподілу швидкості в проточному тракті РК для режиму G_{nom} :
а – подовжній переріз початкового варіанту РК; б – подовжній переріз РК з екраном 40 градусів

В результаті, отриманий ефект від збільшення рівня перетворення енергії в дифузорі, внаслідок виключення відриву потоку в ньому, в значній мірі компенсує втрати, викликані обтіканням силових стійок та екрана, а також додаткове формування вихрових структур в проточній частині клапанного каналу.

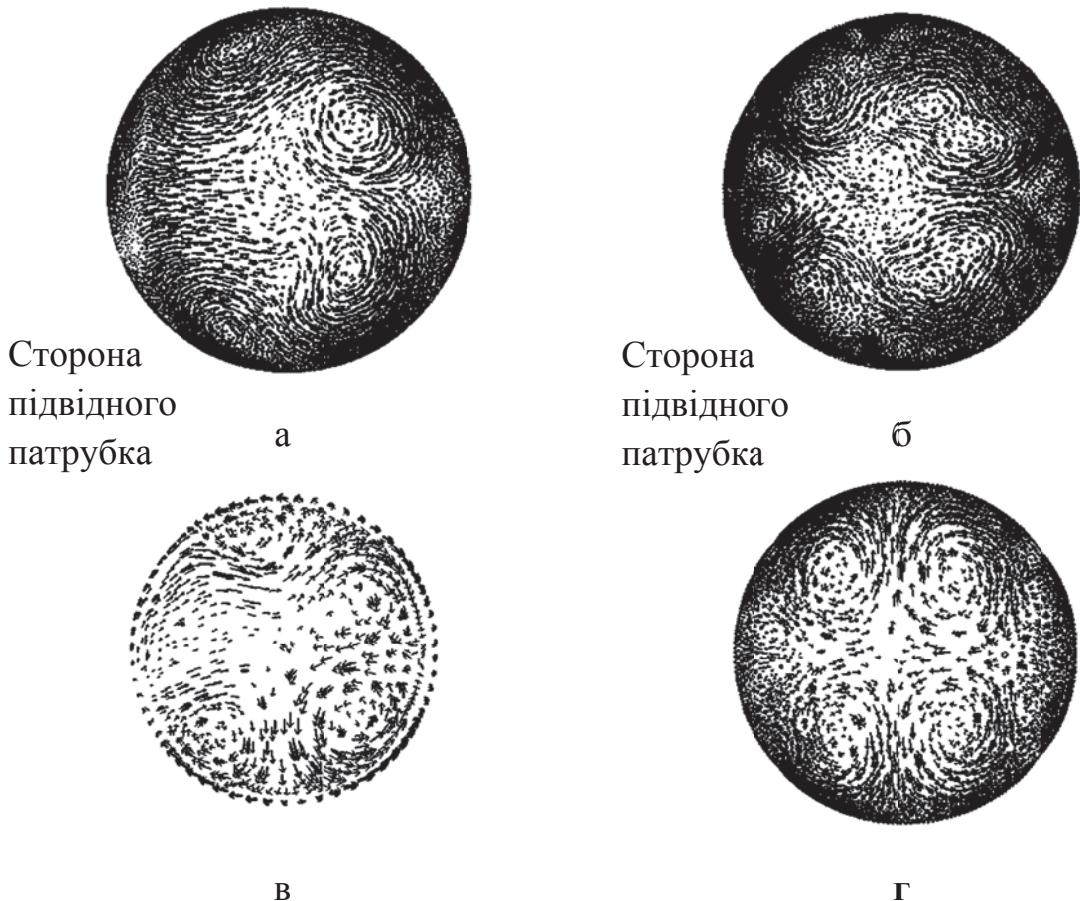


Рис. 4.7 – Розподіл вектора швидкості в перерізі РК для режиму G_{nom} :
 а – переріз горла початкового варіанту РК; б – переріз горла РК з екраном 40 градусів; в – переріз на виході з дифузора початкового варіанту РК; г – переріз на виході з дифузора РК з екраном 40 градусів

В завершенні виконаного дослідження слід зазначити, що для вихідної конструкції РК установка направляючого стакану з екраном, що має непроникний сектор протяжністю $30\text{--}60^\circ$, та силовими стійками призводить до підвищення його газодинамічної ефективності. Коефіцієнт повних втрат енергії в дифузорі та необхідний перепад тисків для досліджуваної моделі РК зменшуються приблизно на 50 %.

Найбільш ефективним для цієї конструкції клапана є екран з протяжністю непроникного сектору $\alpha=40^\circ$.

Отриманий ефект є досить значним, проте може бути позитивним тільки для РК подібної конструкції, в якій відбувається відрив потоку від стінок клапанного каналу.

4.2 Вплив конструкції направляючого стакана з екраном та перфорації запірної чаші на пропускну здатність клапана при безвідривній течії

Результати чисельного дослідження варіанту конструкції клапана з направляючим стаканом, що має екран та силові стійки, а також для варіанта конструкцій клапанів з перфорованою запірною чашею (досліджено іншими авторами) показали, що їх використання дозволяє підвищити ефективність вихідної конструкції СК та РК за рахунок отримання безвідривної течії всередині клапанного каналу, або за рахунок боротьби з його негативними наслідками.

Однак, використання цих конструктивних елементів для СК та РК кутового типу, вихідна конструкція клапанного каналу якого забезпечує безвідривну течію на визначальному режимі роботи клапана, може привести до істотного збільшення втрат енергії робочого тіла та, як наслідок, знизити пропускну здатність клапана.

Для перевірки цього припущення й оцінки втрат енергії виконано математичне моделювання стаціонарного течії парового потоку в чотирьох моделях проточного тракту клапана.

Модель 1 – базовий варіант.

В якості базового варіанту обрана модель проточного тракту клапана з профілем запірної чаші №2 та одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку, результати дослідження якої наведені в пункті 3.2.

Вибір цієї моделі клапана обумовлений наявністю безвідривної течії в клапанному каналі на режимі максимального відкриття клапана (рис. 3.16 а).

Модель 2 – модель з рівномірним полем швидкості на вході в бездифузорний клапанний канал.

Проточний тракт моделі відповідає базовому варіанту без підводячого патрубка та клапанної коробки.

Модель 3 – модель з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку й направляючим стаканом, що має екран та силові стійки.

Проточний тракт моделі відповідає Моделі 1, в якій відсутній об'єм простору, зайнятий екраном, що має непроникний сектор протяжністю 40 градусів, та 7-ма силовими стійками. Стійки рівномірно розподілені на частини окружності, мають товщину 10 мм й радіус закруглення зовнішньої частини – 5 мм.

Модель 4 – модель з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку й перфорованою запірної чашею.

Проточний тракт моделі відповідає Моделі 1 зі зміною проточного тракту розвантаження. У цьому варіанті випуск потоку з тракту розвантаження клапана виконано через два ряди отворів перфорованої запірної чаші, розташованих в шаховому порядку під прямим кутом до дотичного профілю чаши в місці розташування отворів. Також в тракті розвантаження виконано додаткову порожнину для зниження швидкості потоку та його рівномірного розподілу уздовж окружності чаши. Торцева поверхня чаши виконана з підрізанням розміром $0,347D_p$ й додатковою конусною виїмкою з кутом розкриття конусної частини 120° .

Основні геометричні параметри отворів перфорації:

- діаметр 4 мм;
- відстань від точки на профілі чаши, що відповідає положенню мінімального перерізу між запірної чашею та сідлом клапана – 10 мм;
- відстань між 1-м та 2-м рядом отворів – 15 мм;
- кількість отворів – 32.

Критерії побудови розрахункової сітки й вибір часового кроку відповідають даним підрозділу 3.2.

Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 3.3 для режиму максимального відкриття клапана.

В результаті чисельного дослідження встановлено, що наявність рівномірного поля швидкостей на вході в клапанний канал для моделі 2 призводить до безвідривного осесиметричного обтікання профільної поверхні сідла й чаші клапана (рис. 4.8 а). Збільшення пропускної здатності клапана (модель 2) на 3,4 % у порівнянні з моделлю 1 клапана обумовлено зниженням втрат енергії на вхідній ділянці, а також впливом вторинних течій в клапанному каналі (рис. 4.9 а, 4.10 а), та є наслідком порівняно низьких швидкостей при русі потоку в підвідному каналі та клапанній коробці. Вибір співвідношень геометричних параметрів вхідного відсіку клапана, як показали результати дослідження, наведені в підрозділі 3.3, знаходяться близько до оптимальних ($D_n/D_e = 1,9$ та $D_k/D_e = 2,6$).

Як і очікувалось,

Таблиця 4.2– Пропускна здатність клапана

Варіант моделі клапана	q	$\bar{\Delta}q$, %
Модель 1	0,266	0
Модель 2	0,275	3,4
Модель 3	0,223	-16,2
Модель 4	0,234	-12,0

наявність направляючого стакану, що має екран та силові стійки (модель 3) для режиму роботи клапана, при якому забезпечується безвідривна течія всередині клапанного каналу, призводить до зменшення

його пропускної здатності в порівнянні з моделлю 1 на 16,2 % внаслідок додаткової витрати енергії робочого тіла на обтікання елементів направляючого стакана (табл. 4.2). У вхідному перерізі дифузора сідла спостерігається більша рівномірність параметрів (рис. 4.8 в) потоку в окружному напрямку в порівнянні з моделлю 1. Однак цей ефект досягнуто шляхом зменшення швидкості потоку на ділянці клапанного каналу за екраном й дробленням двох парних вихорів, наявність яких показано для моделі 1 (рис. 4.9 б, рис. 4.10 б), на більш дрібні дискретні вихори, що локалізуються в області стінок клапанного каналу. Наявність

випуску парового потоку через два ряди отворів перфорованої запірної чаші в моделі 3 призводить до зниження пропускної здатності клапана в порівнянні з моделлю 1 на 12,0 %.

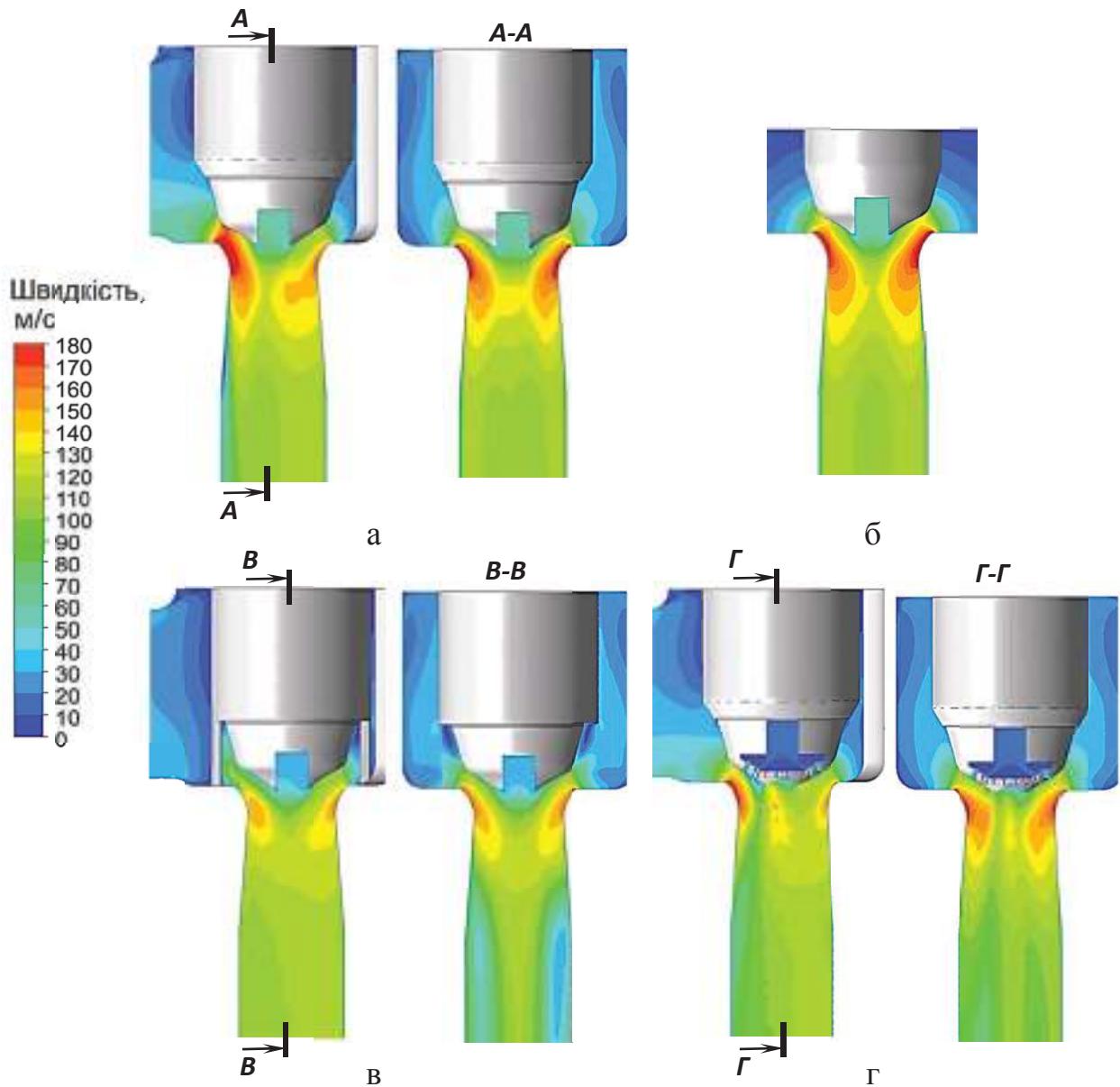


Рис. 4.8 – Розподіл швидкості в проточному тракті клапана:
а – модель 1; б – модель 2; в – модель 3; г – модель 4

Цей результат є очевидним, тому що велика різниця в рівні кінетичної енергії потоків, що змішуються, навіть при наявності незначної відносної витрати додаткового потоку (в даному випадку він становить 1,3 %), призводить до значного збільшення сумарного рівня втрати енергії робочого тіла в клапані. Аналіз розподілу вектору швидкості у вхідному

(рис. 4.9 г) й вихідному (рис. 4.10 г) перерізах дифузорної частини сідла показав, що для моделі 4 перфорація запірної чаші не впливає на формування вторинних течій всередині клапанного каналу.

Для клапана з перфорованою чашею також має місце відрив деяких струменів, що виходять з отворів перфорації, від профільної поверхні запірної чаші з боку підводячого патрубка (рис. 4.8 г).

Слід зазначити, що втрати від змішування в значній мірі визначаються конструктивним виконанням тракту розвантаження, а також залежать від відношення параметрів потоків, що змішуються. Для іншого конструктивного виконання тракту розвантаження клапана з перфорованою чашею втрати можуть бути знижені в деякій мірі за рахунок більш раціонального виконання системи отворів й врахування чинників, що впливають на втрати від змішування.

Отже, одним з основних завдань газодинамічного удосконалення конструкцій СК та РК є створення клапанного каналу, в якому забезпечується безвідривна течія робочого тіла на більшій частині режимів його експлуатації, що в значній мірі досягається за рахунок забезпечення рівномірного поля швидкостей на вході в клапаний канал.

Використання в конструкції клапана направляючого стакана з екраном, або основної запірної чаші з перфорацією для конструкції СК та РК, клапаний каналу якого може забезпечити течію без відриву потоку на визначальних режимах роботи клапана, приводить до збільшення вихідного рівня втрат енергії робочого тіла та, як наслідок, знижує пропускну здатність клапана. Застосування цих елементів конструкції є виправданим для СК і РК, вихідні конструкції яких не забезпечують безвідривну течію всередині клапанного каналу на більшій частині режимів його експлуатації. Додаткові втрати енергії, що зумовлені впливом цих конструктивних елементів, в значній мірі компенсиуються підвищеннем надійності всієї конструкції СК та РК за рахунок підвищенння газодинамічної ефективності дифузора.

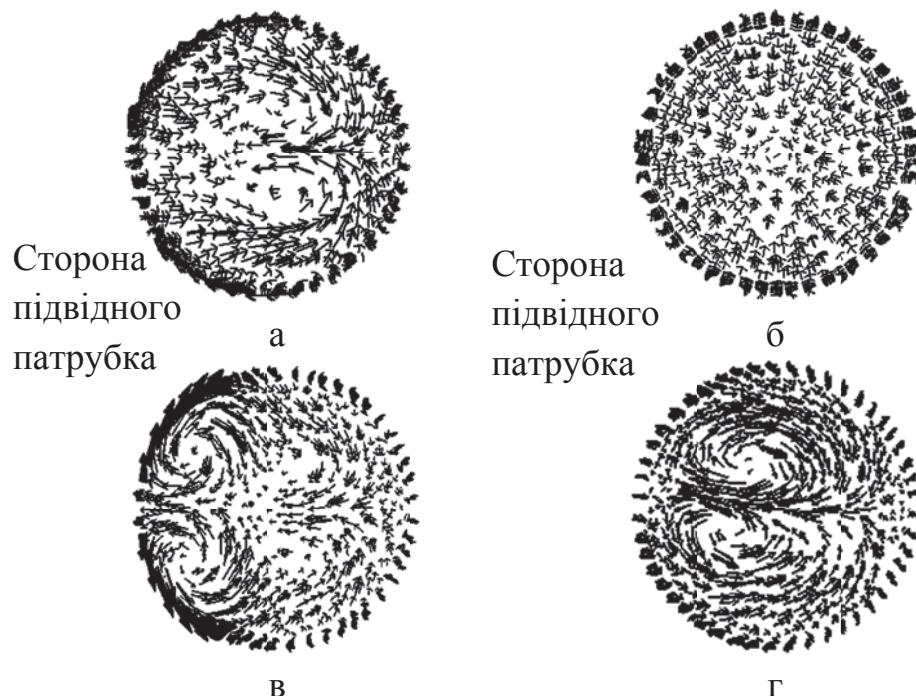


Рис. 4.9 – Розподіл вектора швидкості в перерізі горла сідла:
а – модель 1; б – модель 2; в – модель 3; г – модель 4

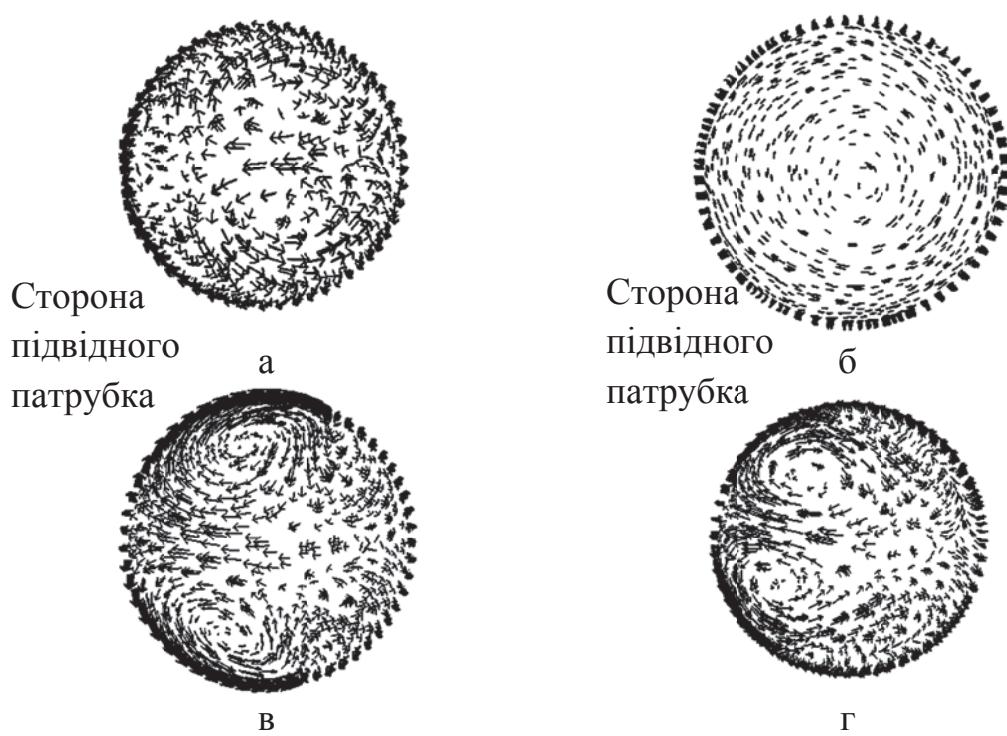


Рис. 4.10 – Розподіл вектора швидкості у вихідному перерізі дифузора:
а – модель 1; б – модель 2; в – модель 3; г – модель 4

4.3 Основні підходи до проектування клапанів з низьким рівнем втрат енергії робочого тіла

У розділі представлено підхід до проектування проточного тракту СК та РК кутового типу з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку, заснований на результатах досліджень цієї роботи, а також результатах досліджень інших авторів.

Проектування проточного тракту клапана доцільно виконати в такій послідовності.

1) Визначення діаметра горла сідла клапана

Основним геометричним параметром, що визначає всю конструкцію клапана, може бути діаметр горла сідла D_e , або діаметр посадки запірної чаші клапана на сідло D_n . Оскільки більшість опублікованих робіт містять результати досліджень, які представлені у вигляді безрозмірних величин, віднесених до діаметру горла сідла D_e , в подальшому всі характеристики більшою мірою будуть віднесені до цього геометричного параметру.

Сучасні конструкції паророзподілу потужних ПТ при номінальному режимі роботи забезпечують пропуск необхідної витрати пари при відносному перепаді статичного тиску 2-5 % від початкового тиску перед СК [6]. Цей рівень вдається забезпечити при умовній швидкості потоку в горлі дифузора клапана, що становить 80-100 м/с. Умовна швидкість визначається за параметрами потоку на вході в клапанну коробку з рівняння нерозривності. Діаметр горла сідла визначається за співвідношенням

$$D_e = \sqrt{\frac{G_{ex}}{\rho_{ex} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot C_e}}, \quad (4.2)$$

де G_{ex} – питома витрата робочого тіла на вході в підводячий патрубок; ρ_{ex} – щільність потоку на вході в підводячий патрубок; C_e – умовна швидкість робочого тіла в горлі сідла клапана.

2) Визначення діаметра посадки чаші на сідло

Для визначення діаметра посадки й геометрії клапанного каналу використовується схема, представлена на рис. 4.11.

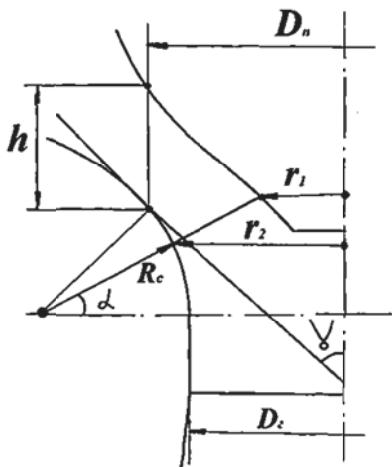


Рис. 4.11 – Схема клапаного канала

Ділянка від точки посадкового діаметра сідла до горла дифузора доцільно профілювати у вигляді однієї дуги окружності радіусом, рівним [16, 22]

$$R_c \approx (0,4 - 0,5) \cdot D_e \quad (4.3)$$

Збільшення радіуса R_c призводить до більш протяжної конфузорної ділянки клапанного каналу.

Для попередження заклиниування запірної чаші клапана кут γ між вертикальною віссю й дотичною до профілю вхідної ділянки сідла в точці посадкового діаметра повинен бути не менше $35\text{--}40^\circ$ [22]. Згідно з цією умовою, діаметр посадки клапана визначиться зі співвідношення

$$D_n = (2 - \cos \gamma) \cdot D_e, \quad (4.4)$$

де γ – кут між вертикальною віссю й дотичною до профілю вхідної ділянки сідла в точці посадкового діаметра.

3) Визначення підйому штока клапана

При виконанні нового проектування необхідно визначити максимальний підйом штока й підйом штока, який відповідає найбільш тривалому режиму експлуатації клапана.

Під поняттям підйому, який відповідає найбільш тривалому режиму експлуатації клапана, як правило мають на увазі розрахунковий режим

номінальної потужності турбоустановки при номінальних параметрах пари перед СК.

Для клапанів розвантаженого типу підйом штока h_{kl} є сумою підйому запірної чаші клапана розвантаження h_p й підйому основної запірної чаші h_{ou}

$$h_{kl} = h_p + h_{ou}. \quad (4.5)$$

Як показує аналіз конструкцій клапанів ПТ (рис. 1.17) максимальний підйом h_{kl} у відношенні до діаметра посадки клапана D_n для експлуатованих турбоустановок великої потужності знаходиться в широкому діапазоні – від 0,1 до 0,4.

Підйом запірної чаші клапана розвантаження h_p визначається розрахунком тракту системи розвантаження клапана і для РК, наведених на рис. 1.17 складає 4-12 мм. Більші значення відповідають конструкціям клапана з більшим посадковим діаметром.

Максимальний підйом штока більше ніж підйом штоку на номінальному режимі роботи ПТ на 7-10 %

$$h_{kl} = (h_p + h_{ou}) \cdot (0,07 - 0,1). \quad (4.6)$$

У ПТ АЕС, для яких характерна велика одинична потужність та дросельний тип паророзподілу, для стабільної роботи системи регулювання необхідно забезпечити лінійну залежність витрати пари від величини підйому основної запірної чаші РК. При цьому, зміна положення основної запірної чаші позначається на зміні пропускної здатності клапана, і, як наслідок, потужності турбоустановки. Тому значення h_{kl} не повинно перевищувати значення підйому основної запірної чаші, при якому

мінімальна площа між сідлом та основною запірною чашею клапана відповідає площі горла сідла.

В даному випадку, профілювання клапанного каналу необхідно проводити для режиму максимального підйому штока, попередньо обравши відносний підйом \bar{h} для основної запірної чаші. При цьому великі значення \bar{h} , при фіксованій геометрії конфузорної ділянки сідла, призводять до більш протяжної конфузорної ділянки клапанного каналу й тим самим зменшується ймовірність відриву потоку на режимі максимального відкриття. Однак, з огляду на можливе виникнення відриву потоку від профільної поверхні чаші на режимах часткових навантажень ПТ, або під час набору навантаження, доцільно обмежити відносний підйом основної запірної чаші клапана $\bar{h} \leq 0,3$. Це призведе до зменшення площі контакту у випадку відриву струменя з профільної поверхнею чаші.

Для РК, які працюють у складі ПТ з сопловим паророзподілом та постійним початковим тиском перед СК, діапазон активного регулювання витрати умовно обмежується підйомом штока, який відповідає початку відкриття подальшого клапана (групи клапанів). Для ПТ, що знаходяться в експлуатації, це відповідає значенню $\bar{h}_{\text{кл}} = 0,15 - 0,2$.

Після відкриття наступного клапана (групи клапанів) профільований РК продовжує підйом запірної чаші, проте витрата через нього зменшується й по суті він чинить менший вплив на регулювання вироблюваної потужності ПТ. Відповідно, основним завданням цього РК при подальшому наборі потужності турбіни є забезпечення стабільної течії всередині свого проточного тракту. Виходячи з цього, доцільно, щоб течія на більшій поверхні основної запірної чаші клапана була конфузорною, що зменшить ймовірність виникнення відриву потоку. Міра конфузорності каналу на режимі максимального відкриття, при якому буде виконуватися профілювання клапана, рекомендується приймати на рівні 1,1-1,3 [6, 17].

4) Профілювання основної запірної чаши

Оскільки профілювання поверхні основної запірної чаши проводиться для певного закону зміни площі каналу, а поверхня конфузорної ділянки сідла заздалегідь визначена, тоді профільна поверхня основної запірної чаши може бути побудована з використанням співвідношення для визначення площі усіченого конуса, яке з урахуванням відомих величин, можна перетворити до наступного вигляду

$$F_i = \pi \cdot \left[\frac{0,5 \cdot D_e + R_c \cdot (1 - \cos \alpha_i) - r_1}{\cos \alpha_i} \right] \cdot [0,5 \cdot D_e + R_c \cdot (1 - \cos \alpha_i) + r_1], \quad (4.7)$$

де F_i – локальна площа прохідного перерізу.

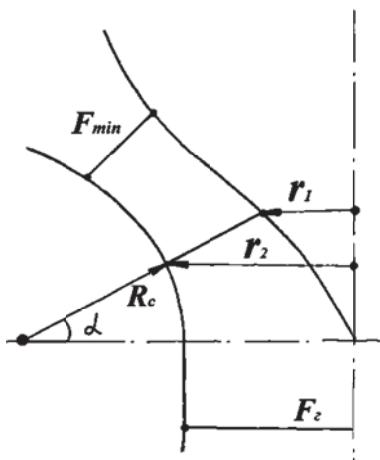


Рис. 4.12 – Визначення площи прохідного переїзда клапанного каналу

При заданому відношенні конфузорності канала F_{min}/F_e й прийнятому законі зміни прохідної площи для заданого діапазону α_i зі співвідношення (4.7) однозначно визначається значення r_1 .

Як правило, робоча поверхня чаши описується за допомогою трьох-чотирьох дуг окружностей.

Для конструкцій СК і РК розвантаженого типу з традиційним способом випуску пари з тракту розвантаження через циліндричний отвір в торцевій поверхні чаши підрізання поверхні запірної чаши становить $D_m = (0,4 - 0,5) \cdot D_n$. Однак, як показали результати досліджень, для номінального режиму роботи величина відносної витрати, що протікає через тракт розвантаження становить 2-4 % від витрати основного потоку на вході в клапанний канал. В результаті, швидкість виходу потоку виявляється в 2-3 рази нижче швидкості основного потоку в

зоні змішування. Для зниження нерівномірності параметрів потоку в зоні каналу під основною запірною чашею, а також для зменшення втрат енергії робочого тіла при змішуванні рекомендується виконувати отвір в торцевій поверхні чаші діаметром $D_{op} \approx (0,2) \cdot D_n$.

Також для підвищення надійності РК розвантаженого типу та без розвантаження рекомендується виконання торцевого підрізання основної запірної чаші діаметром $D_m = (0,3 - 0,4) \cdot D_n$. Ці значення дещо менше від рекомендованих в роботі [23] 0,4-0,5, що зумовлено зменшенням діаметра отвору для випуску потоку з тракту розвантаження й прагненням до виключення великих перепадів площ в клапанному каналі.

При роботі РК в діапазоні малого відносного відкриття клапана $\bar{h} \leq 0,15$ рекомендується виконувати глибоке торцеве підрізання основної запірної чаші $D_m = (0,9 - 0,95) \cdot D_n$ з торцевою виїмкою $h_m = (0,05 - 0,06) \cdot D_n$.

5) Визначення розмірів диффузорної частини сідла

Як показали результати експериментальних досліджень, кут розкриття диффузорної частини сідла, при якому у більшості випадків на номінальному режимі роботи клапана вдається уникнути появи відриву потоку, становить не більше $7-8^\circ$.

Для зниження інтенсивності вторинних течій під чашею клапана при конструкції СК і РК кутового типу з одностороннім бічним підведенням можна рекомендувати використання диффузорного сідла з направляючими ребрами [25].

Степінь розширення дифузора сідла з урахуванням діаметра вихідного трубопроводу за сідлом слід приймати $n = 2,0-3,0$ [17, 22].

6) Визначення діаметра підвідного патрубка

Після визначення геометричних співвідношень основного елемента конструкції СК та РК – клапанного каналу, необхідно забезпечити умови підведення пари, при яких вдається знизити степінь нерівномірності

параметрів потоку й забезпечити осесиметричну течію всередині клапанного каналу.

Для досягнення цієї мети необхідно визначити ефективну форму каналу для повороту потоку.

На першому етапі необхідно визначити діаметр підвідного патрубка.

В сучасних конструкціях турбоустановок розміри прохідного перерізу трубопроводу й підвідного патрубка клапана вибираються виходячи з умови забезпечення низького рівня втрати енергії робочого тіла, що вдається досягти при наступних швидкостях:

50-80 м/с – перегріта пара;

50-70 м/с – волога пара (нержавіюча сталь);

40-50 м/с – волога пара (вуглецева сталь).

7) Визначення розмірів клапанної коробки

Одним з ефективних засобів підвищення рівномірності парового потоку на вході в клапанний канал є зміщення підвідного патрубка в сторону віддалення від верхньої кромки сідла. При такому підвіді значення оптимального розміру клапанної коробки кілька зменшується через збільшення нормальної до вектору швидкості потоку площині прохідного перетину.

Як показали результати досліджень (підрозділ 3.4) для кожного значення відношення діаметра підвідного патрубка до діаметра горла сідла існує своє оптимальне значення діаметра клапанної коробки.

Для конструкції клапана без зміщення підвідного патрубка рекомендується діаметр клапанної коробки вибирати з діапазону $D_k = (2,2 - 3,0) \cdot D_e$ для відповідного діапазону $D_{nn} / D_e = (1,2 - 1,7)$.

Для конструкції РК зі зміщення підвідного патрубка на величину $L_{\pi}=D_{\pi\pi}\cdot1,45+R_{\pi}$ від верхньої кромки сідла рекомендується діаметр клапанної коробки вибирати з діапазону $D_k = (2,2 - 2,5) \cdot D_e$ для відповідного діапазону $D_{nn} / D_e = (1,2 - 1,7)$.

Також рекомендується виконання клапанної коробки циліндричної форми, що дозволяє виготовити корпус з поковок.

8) Установка ребра в клапанній коробці

Для конструкції СК та РК кутового типу з одностороннім бічним підведенням робочого тіла в клапанну коробку в результаті повороту потоку при русі в клапанної коробці на протилежній від підвідного патрубка стороні клапанної коробки в зоні кришки клапана утворюється зона циркуляційної течії.

Для запобігання циркуляційній течії на протилежній від підвідного патрубка стороні клапанної коробки рекомендується встановлювати розділове ребро на відстані 5-10 мм від направляючого стакану [6,18].

Однак, як показали результати дослідження конструкцій СК та РК, що знаходяться в експлуатації, клапанні коробки яких виконані з відливків, в зоні сполучення ребер з корпусом спостерігаються утворення тріщин, що сприяють передчасному виробленню ресурсу клапана й зниженню надійності конструкції [83].

Виготовлення розділового ребра для клапанній коробці з поковок є досить складним технологічним процесом. Тому, пропонується встановлювати розділове ребро в направляючому стакані. При цьому, відсутність розділення потоку в нижній частині клапанної коробки, на вході в клапанний канал, не впливає на структуру течії в клапані, тому що циркуляційна течія зосереджена у верхній частині клапанної коробки.

9) Вибір мінімального осьового проміжку між чашею та штоком

При обтіканні профільної поверхні основної чаші, виникають значні знакозмінні динамічні парові зусилля як в осьовому, так і в окружному напрямі. В результаті цього можливо поперечне зміщення чаші, що найбільш критично для конструкцій СК та РК розвантаженого типу, в яких основна запірна чаша вільно висить на штоку клапана й допускає осьове переміщення на ход клапана розвантаження.

Для підвищення надійності конструкції, в роботі [80] рекомендується приймати осьової проміжок між чашею й направляючим стаканом менше проміжку між чашею та штоком. В результаті при появі зміщення чаші в поперечному напрямку динамічні навантаження будуть сприйматися направляючим стаканом.

4.4 Пропозиція для модернізації регулюючого клапана №2 циліндра високого тиску парової турбіни К-200-130

З метою апробації запропонованої методики проектування і вдосконалення конструкцій СК і РК розглянуто підхід для модернізації конструкції проточного тракту РК №2 ЦВТ ПТ К-200-130 «ЛМЗ» (паророзподіл другої модифікації).

Основні особливості вихідної конструкції клапана:

- конструкція кутового типу;
- наявність тракту розвантаження;
- наявність перехідного дифузора;
- чаша з глибоким торцевим підрізанням;
- мінімальний осьовий проміжок між рухомими елементами РК відповідає проміжку між запірною чашею та штоком РК.

Вибір цієї моделі РК обумовлений наявністю нестабільної його роботи і руйнуванням штока клапана при експлуатації [75, 77]. Підвищена вібрація клапана спостерігалася на режимах максимального відкриття РК і малого перепаду тиску на ньому, що відповідає висновкам чисельних результатів підрозділу 4.2, в яких визначено, що використання запірної чаші з глибоким торцевим підрізанням при експлуатації клапана на режимах великого підйому запірної чаші може призводити до утворення несталої течії, яка може приводити до втрати осьової стійкості чаші.

В результаті досліджень запропонована нова конструкція проточного тракту РК, схематично представлена на рис. 4.13.

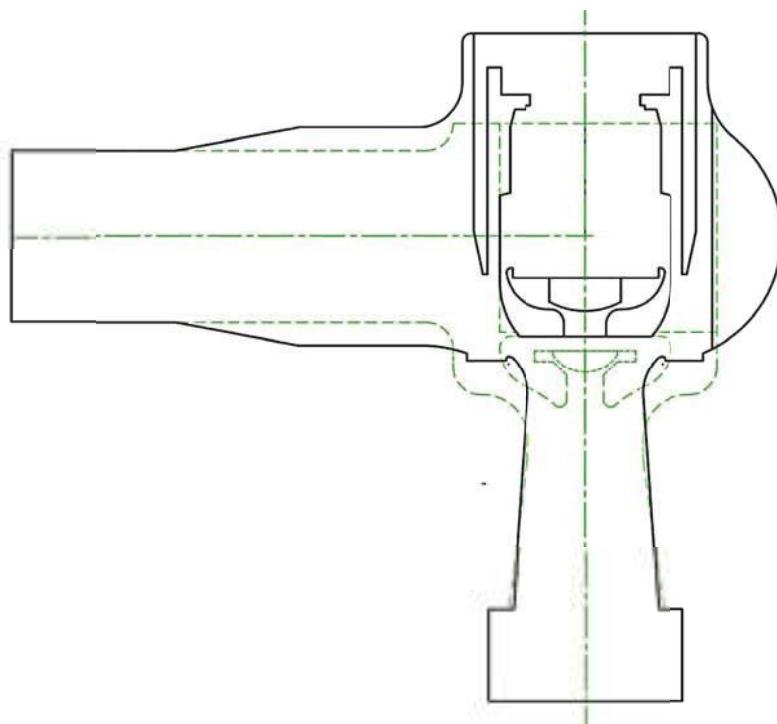


Рис. 4.13 – Зміна в конструкції клапана:

— — штатна конструкція; - - - модернізована конструкція

Основними обмеженнями при розробці нової проточної частини було:

- збереження діаметра посадки РК;
- збереження розмірів підвідних і відвідних патрубків;
- збереження точки перетину основних осей клапана.

Пропонуються наступні зміни в новій конструкції проточного тракту РК:

- виключення переходного дифузору на вході в клапанну коробку з метою вирівнювання потоку перед входом в клапанну коробку;
- зменшення внутрішнього діаметру клапанної коробки та зовнішнього діаметра направляючого стакану з метою зменшення дифузорної ділянки течії на противлежній від підводящого патрубка стороні клапанної коробки;
- зміщення клапанного каналу в бік віддалення від осі патрубка підводу пари з метою більш рівномірного розподілу параметрів робочого тіла на вході в клапанний канал;

- збільшення ділянки конфузорної частини сідла з метою зменшення втрати енергії при повороті потоку в клапанному каналі;
- зміна профілю запірної чаші, при якому на номінальному режимі роботи клапана мінімальна площа відповідає горлу сідла, а поверхня чаші утворює з конфузорною ділянкою сідла конфузорний канал зі степенем звуження 1,2. При цьому зменшується діаметр горла сідла і незначним чином (на 1,4 мм) збільшується діаметр посадки чаші на сідло.

Для оцінки ефективності запропонованої конструкції виконано чисельне дослідження стаціонарної течії в проточному тракті конструкції вихідного та модернізованого варіантів для двох режимів роботи, відповідних відкриттю клапана при номінальній роботі ПТ та частковому режимі ПТ (моменту відкриття РК-3) при роботі з постійним тиском перед турбіною.

Критерії побудови розрахункової сітки й вибір розрахункового кроку за часом наведено в підрозділі 4.1.

Вихідні дані для розрахункового дослідження представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Режим	
	Номінальний режим	Частковий режим
Відносне відкриття клапана	0,213	0,112
Повний тиск на вході, МПа	12,421	12,485
Повна температура на вході, К	811,15	811,15
Ступінь турбулентності на вході, %	5	5
Витрата пари на виході, кг/с	69,06	82,68
Тип робочого тіла	В'язка перегріта пара	

Результати розрахункового дослідження представлені в табл. 4.4 та на рис. 4.13.

В результаті чисельного дослідження встановлено, що модернізована конструкція проточного тракту РК має більшу ефективність у порівнянні з вихідним варіантом конструкції для всіх режимів роботи, що досліджено. Відносний перепад статичного тиску для РК вихідної конструкції на номінальному режимі роботи ПТ становить 1,637 % при втраті повного тиску 0,198 МПа.

Таблиця 4.4 – Результати розрахунку

Параметр	Номінальний режим		Частковий режим	
	Вихідна	Модерн.	Вихідна	Модерн.
Відносний перепад статичного тиску	1,637	0,776	13,890	7,787
Втрата повного тиску, МПа	0,198	0,107	1,677	0,867
Відношення витрати РК до витрати на турбіну	0,391	0,391	0,569	0,569
Додаткове вироблення електроенергії, кВт	-	176,7	-	2565,9

Для модернізованої конструкції відносний перепад статичного тиску становить 0,776 % при втраті повного тиску – 0,107 МПа.

Для режиму часткового навантаження ПТ перепад тиску у модернізованій конструкції проточного тракту клапана – 7,787 % при втраті повного тиску 0,867 МПа.

З рис. 4.13 та рис. 4.14 видно, що розподіл швидкості в модернізованій конструкції проточного тракту є більш рівномірним. Проточний тракт клапанного каналу дозволяє значно знизити втрати енергії робочого тіла й призводить до збільшення пропускної здатності РК. Деяке погіршення обтікання вхідної ділянки клапанного каналу на стороні

підвідного патрубка компенсується більш рівномірним розподілом параметрів потоку в подальшому тракті клапанного каналу.

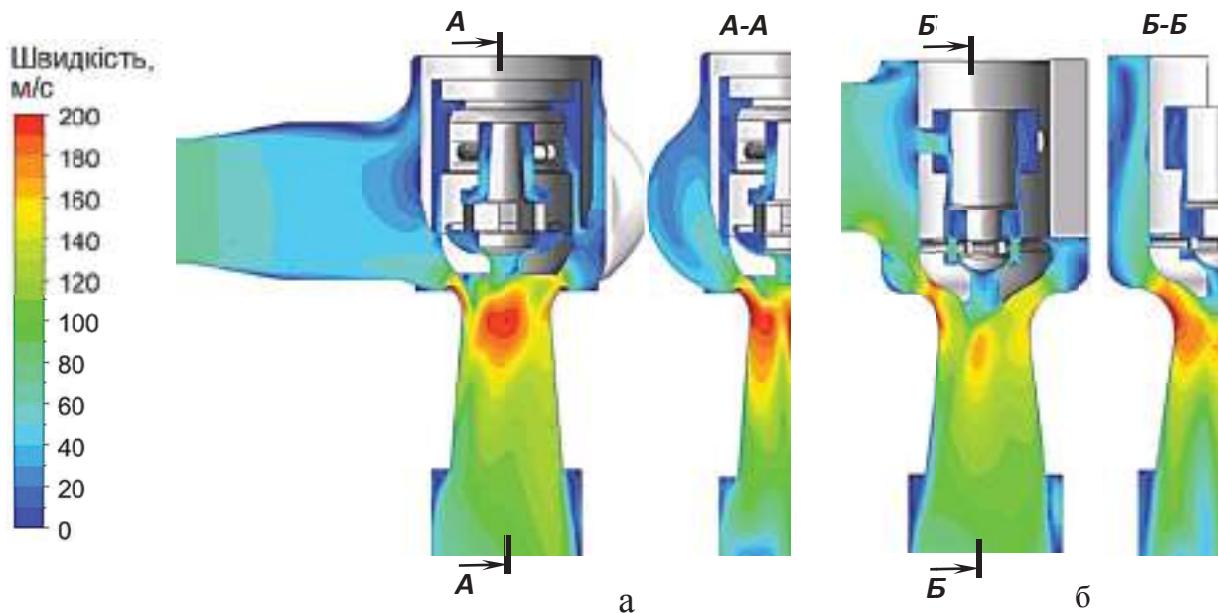


Рис. 4.13 – Зміна швидкості в проточному тракті РК №2
(режим номінальний):

а – вихідна конструкція; б – модернізована конструкція

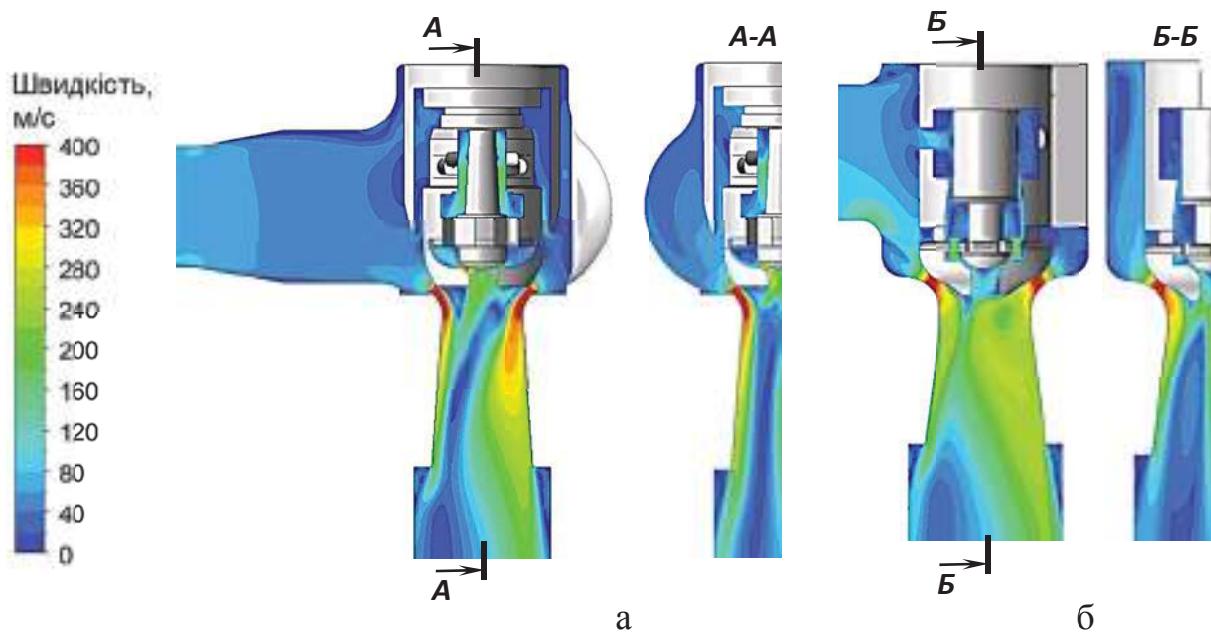


Рис. 4.14 – Зміна швидкості в проточному тракті РК №2
(частковий режим):

а – вихідна конструкція; б – модернізована конструкція

Для режиму часткового навантаження ПТ обидва варіанти проточного тракту клапана мають розвинені вторинні течії всередині клапанного каналу. Відсутність осесиметричної течії при обтіканні чаші клапана вихідної конструкції, яке аналогічно як на номінальному режимі, так і на частковому, може сприяти зниженню надійності РК за рахунок появи змінних динамічних зусиль на чаші в поперечному напрямку.

Таким чином модернізована конструкція проточного тракту РК має більшу газодинамічну ефективність за рахунок зниження втрати тиску та забезпечує більшу надійність за рахунок більш рівномірного розподілу параметрів пари при обтіканні рухомих елементів клапана.

4.5 Пропозиція для модернізації регулюючого клапана парової турбіни К-325-23,5

З метою апробації запропонованої методики проектування і вдосконалення конструкцій СК і РК розглянуто підхід для модернізації конструкції проточного тракту РК №1-4 ЦВТ ПТ К-325-240 «ТА».

Всі РК турбіни мають уніфіковану конструкцію, основними особливостями якої є:

- конструкція кутового типу;
- односторонній бічний підвід пари в клапанну коробку;
- відсутність тракту розвантаження;
- профіль запірної чаші типу Вентурі.

Досвід експлуатації ПТ показав, що конструкція РК має високі показники ефективності за рахунок високого рівня надійності та пропускної здатності. При цьому РК має відносно велику площину прохідного перерізу підвідного патрубка клапана, в результаті чого втрати на вхідній ділянці клапана (до входу в клапанний канал) мають низьке значення. Також слід зазначити наявність протяжної частини дифузорної

ділянки сідла, яка плавно з'єднана з дифузорною частиною відвідного патрубка.

На підставі рекомендацій, наведених в підрозділі 4.3, була запропонована модернізована конструкція проточного тракту РК, яка схематично представлена на рис. 4.15.

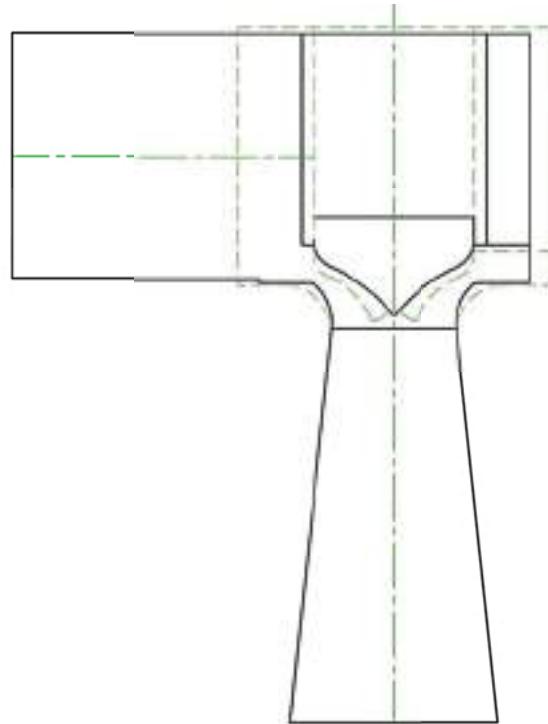


Рис. 4.15 – Зміна в конструкції клапана:

— штатна конструкція ; - - - модернізована конструкція

Основні обмеження при розробці модернізованої конструкції проточного тракту відповідали вимогам попередньому розділу 4.4.

Основні зміни конструкції пропонуємоого проточного тракту РК:

- збільшений внутрішній діаметр клапанної коробки;
- зменшений зовнішній діаметр направляючого стакану;
- змінена форма чаші та конфузорної ділянки сідла.

Критерії побудови розрахункової сітки та вибір часових інтервалів наведено в підрозділі 4.1.

Для перевірки ефективності модернізованої конструкції виконано чисельне дослідження стаціонарної течії в проточному тракті вихідного та

modernізованого варіантів для двох режимів, які відповідають номінальному режиму роботи ПТ та частковому режиму роботи ПТ (момент відкриття РК-3) при роботі з постійним тиском пари перед СК.

Вихідні дані для розрахунку наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Режим	
	Номінальний режим	Частковий режим
Відносний підйом чаши	0,213	0,110
Тиск на вході, МПа	23,190	23,24
Температура гальмування на вході, К	811,15	811,15
Ступінь турбулентності на вході , %	5	5
Витрата пара на виході, кг/с	73,986	83,254
Тип робочого тіла	В'язка тепlopровідна водяна пара	

Результати розрахунків представлені в табл. 4.5 та на рис. 4.16, 4.17.

В результаті чисельного дослідження встановлено, що модернізована конструкція проточного тракту РК має більшу ефективність у порівнянні з вихідним варіантом конструкції на всіх досліджених режимах роботи ПТ.

Відносний перепад статичного тиску в проточному тракті РК вихідної конструкції на номінальному режимі роботи ПТ становить 1,612 % при втраті повного тиску 0,320 МПа. Для модернізованої конструкції відносний перепад статичного тиску становить 0,512 % при втраті повного тиску 0,076 МПа.

Для режиму часткового навантаження відносний перепад статичного тиску у вихідній конструкції склав 8,69 % при втраті повного тиску 1,534 МПа, у модернізованій конструкції – 5,812 % при втраті повного тиску 1,113 МПа.

Таблиця 4.5 – Результати розрахунку

Параметр	Номінальний режим		Частковий режим	
	Вихідна	Модерн.	Вихідна	Модерн.
Відносний перепад статичного тиску	1,614	0,512	8,690	5,815
Втрата повного тиску, МПа	0,320	0,076	1,534	1,113
Відношення втрати РК до витрати на турбіну	0,254	0,254	0,309	0,309
Додаткове вироблення електроенергії, кВт	-	184,3	-	367,6

Для режиму часткового навантаження ПТ для двох конструкцій проточного тракту клапана спостерігається відрив потоку від дифузорної частини сідла з боку підвідного патрубка. Більш розвинена конфузорна ділянка сідла для модернізованої конструкції проточного тракту РК забезпечує більш рівномірне обтікання вхідної ділянки клапанного каналу та призводить до зменшення втрат енергії робочого тіла.

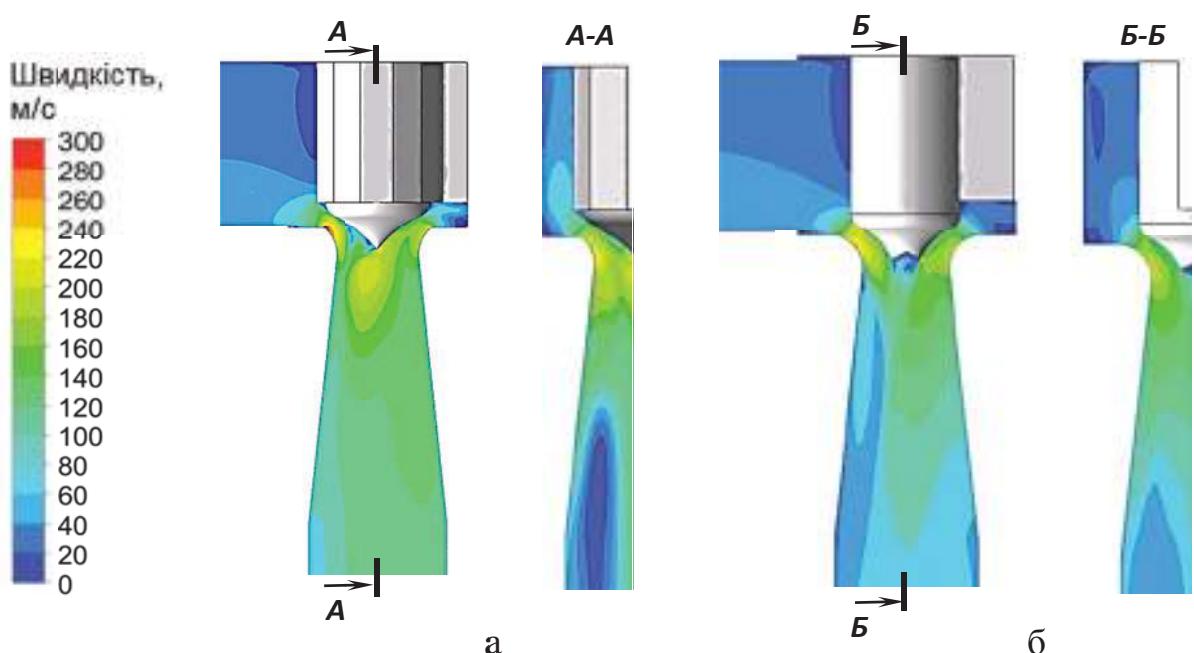


Рис. 4.16 – Зміна швидкості в проточному тракті РК (режим номінальний):
а – вихідна конструкція; б – модернізована конструкція

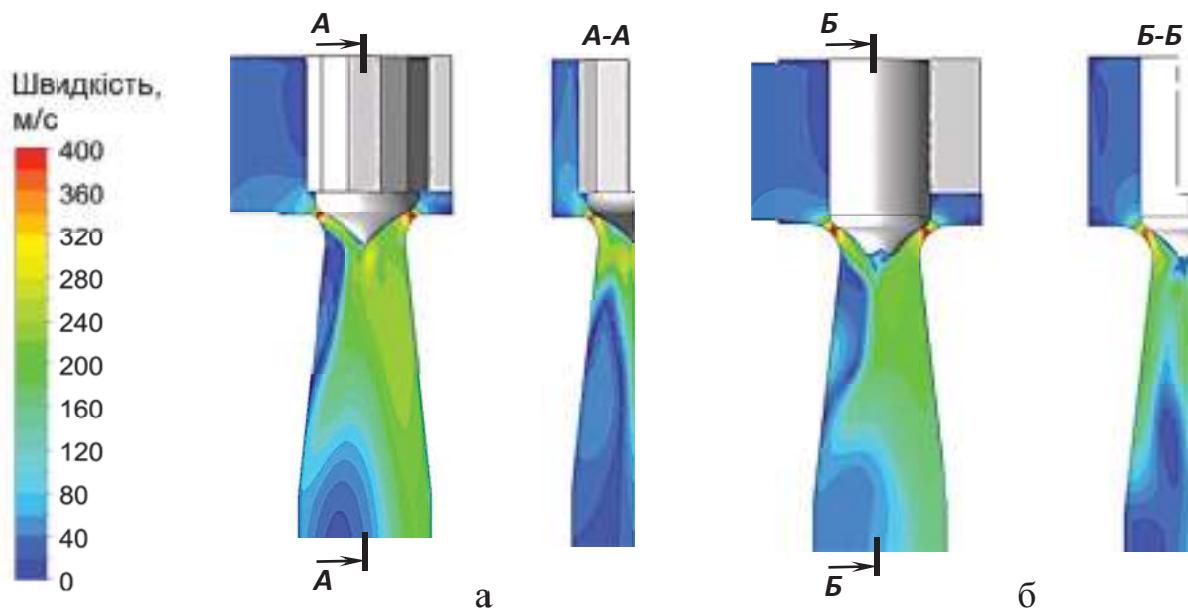


Рис. 4.17 – Зміна швидкості в проточному тракті РК (частковий режим):
а – вихідна конструкція; б – модернізована конструкція

З рис. 4.15 та рис. 4.16 видно, що розподіл швидкості в модернізованій конструкції проточного тракту РК є більш рівномірним. Проточний тракт клапанного каналу дозволяє значно знизити втрати енергії робочого тіла та призводить до збільшення пропускної здатності РК. Деяке погіршення обтікання початкової ділянки дифузора на стороні вхідного патрубка компенсується зниженням інтенсивності вторинних течій.

В результаті, модернізована конструкція проточного тракту РК має більшу газодинамічну ефективність за рахунок зниження втрати тиску та забезпечує більшу надійність за рахунок більш рівномірного розподілу параметрів пари при обтіканні рухомих елементів клапана.

4.6 Висновки по розділу 4

1. Запропоновано конструкцію РК з екраном, що має силові стійки та непроникливий сектор, звернений до підвідного патрубка. Установка экрану призводить до підвищення газодинамічної ефективності

клапана кутового типу з профілем клапанного каналу по типу Вентурі. При цьому коефіцієнт повних втрат енергії робочого тіла в дифузорі і необхідний перепад тисків для досліджуваної конструкції РК зменшуються на 50 %. Найбільш ефективним для досліджуваної конструкції клапана є екран з дугою непроникної частини $\alpha = 40^\circ$ [87, 88].

2. Використання конструкції клапана, що має екран, або конструкції клапана з перфорованою запірною чашею для СК і РК, в клапанних каналах яких забезпечена течія без відриву потоку на визначальних режимах роботи клапана, призводить до збільшення вихідного рівня втрати енергії робочого тіла і, як наслідок, знижує пропускну здатність клапана. Застосування цих елементів конструкції є виправданим для СК і РК вихідні конструкції яких не забезпечують безвідривну течію всередині клапанного каналу на більшій частині режимів його експлуатації.

3. На основі чисельних досліджень набула подальшого розвитку методика проектування СК та РК, яка враховує вплив геометричних співвідношень вхідного відсіку проточного тракту клапанів на їх показники ефективності та надійності [85].

4. Апробація методичних рекомендацій з проектування проточного тракту СК і РК на прикладі модернізації проточного тракту РК-2 ЦВТ ПТ К-200-130 «ЛМЗ» і РК ЦВТ ПТ К-325-23,5 «ТА» на основі математичного моделювання стаціонарної течії в проточній частині модернізованої, а також вихідної конструкції показало, що модернізована конструкція проточного тракту має більшою ефективністю за рахунок зниження величини втрати повного тиску на 50 % та забезпечує більшу надійність за рахунок більш рівномірного розподілу параметрів пари при обтіканні рухомих елементів клапана [75].

РОЗДІЛ 5

ПРИСТРІЙ ОЧИЩЕННЯ ПАРИ ВІД СТОРОННІХ ВКЛЮЧЕНЬ

5.1 Визначення підходу до проектування пристрою для очищення пари від сторонніх включень

Найбільш часто пристрой для очищення пари від сторонніх включень, встановлюються на ділянках паропроводів, де потік змінює свій напрямок руху. Установка пристрою на ділянці паропроводу є більш прийнятною, тому що спрощує компоновку дренажної лінії, знижує вартість обслуговування очищувача.

Основний принцип роботи пристрой, що встановлюються полягає в відділенні твердих частинок еродента від основного потоку за рахунок використання інерційних сил, що впливають на частку при її русі зі зміною напрямку.

Основні вимоги, що пред'являються до пристрой для очищення пари від сторонніх включень цього типу:

- висока ступінь очищення пари;
- низький гідравлічний опір;
- висока ремонтопридатність.

Ступінь очищення пари в пристрой, в основі якого закладено принцип видалення еродента з потоку газу при його криволінійному русі, залежить від ефективної реалізації наступних операцій:

- закрутка потоку;
- концентрація і видув твердих частинок з сепараційної зони;
- скидання кількості частинок в приймач;
- видалення частинок з сепараційного пристрою.

Можливим конструктивним елементом, що реалізує закрутку потоку, може бути коліно трубопроводу або обтікання перешкоди.

Застосування конструкції пристрою для очищення пара від сторонніх включень, основним елементом якого є поворотне коліно, є досить компактним. Однак, ця конструкція вимагає створення додаткового накопичувача у вигляді трійника, що призводить до підвищеного гіdraulічного опору внаслідок високої швидкості течії.

Натікання потоку на перешкоду може бути більш прийнятним у разі низької швидкості потоку.

Для зменшення втрати енергії основного потоку при обтіканні перешкоди доцільно використовувати дифузор з виходом потоку на екран.

При виході потоку на екран значення втрат залежить від відстані між екраном і вихідною кромкою дифузора. Екран за дифузором створює підпір, що змушує потік розтікатися по перерізу. Це призводить до зменшення області відриву потоку і, отже, до більш ефективного його розтікання. При цьому зменшуються як втрати всередині дифузора, так і втрати швидкісного напору на виході з нього. Одночасно екран змушує потік розвернутися в радіальному напрямку. При відсутності плавного заокруглення вихідної кромки дифузора даний поворот потоку супроводжується значним стисненням струменя і підвищеннем його кінетичної енергії. Плавне скруглення вихідної кромки дифузора призводить до зменшення стиснення струменя і до утворення додаткової кільцевої області дифузора, в якій відбувається додаткове розширення струменя й гальмування потоку.

Для зменшення втрат енергії робочого тіла при обтіканні екрану доцільно використовувати рекомендовані в роботі [84] співвідношення геометричних розмірів каналу, які забезпечують низький рівень втрат енергії основного потоку.

В роботі [84] рекомендуються такі параметри дифузорів з закругленими краями і з виходом на екран (рис. 5.1):

$$L_{\text{dif}}/D_{mp}=2,5 \text{ -- відносна довжина дифузора;}$$

$$\alpha=12-14^\circ \text{ -- кут розширення дифузора;}$$

$R_{cm}/D_{mp}=0,6-0,7$ – відносний радіус округлення вихідний кромки;

$D_e/D_{mp}=3,0$ – відносний діаметр екрану;

$h_{ex}/D_{mp}=0,24-0,26$ – відносне відстань між екраном і дифузором.

Коефіцієнт гідравлічного опору такого дифузора дорівнює 0,25-0,35.

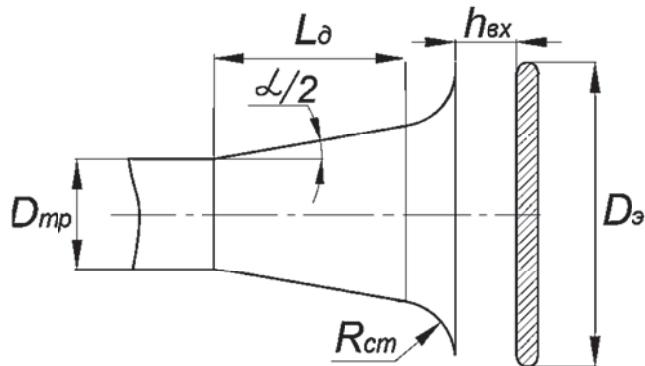


Рис. 5.1 – Схема виходу потоку з дифузора з закругленими краями на екран

виглядати наступним чином (рис. 5.2) [89].

При проходженні пари, що містить сторонні включення (частки окалини та ін.) через канал змінного перерізу пристрою, на ділянці дифузорного розширення 2 потік обтікає відбивну поверхню екрану 3. При цьому відбувається зменшення швидкості руху сторонніх включень, що містяться в потоці. У місцях повороту потоку при обтіканні екрану 3 за рахунок сил інерції відбувається притиснення рухомих в парі твердих частинок до стінок 4 із спрямуванням їх в пристінкові кутові зони циліндричної частини корпусу. Залучені у вихрові потоки кутових зон частинки сторонніх включень гальмуються, втрачають кінетичну енергію і переміщаються по бічних стінках в приймальну порожнину 5, з якої періодично під час продування вони виводяться з пристрою через дренажний відвід 6 .

В процесі обтікання екрану потік робить поворот на 180° , в результаті чого тверді частинки еродента під дією інерційних сил концентруються у стінок корпусу пристрою.

В результаті схема руху потоку і твердих частинок в каналі пристрою може

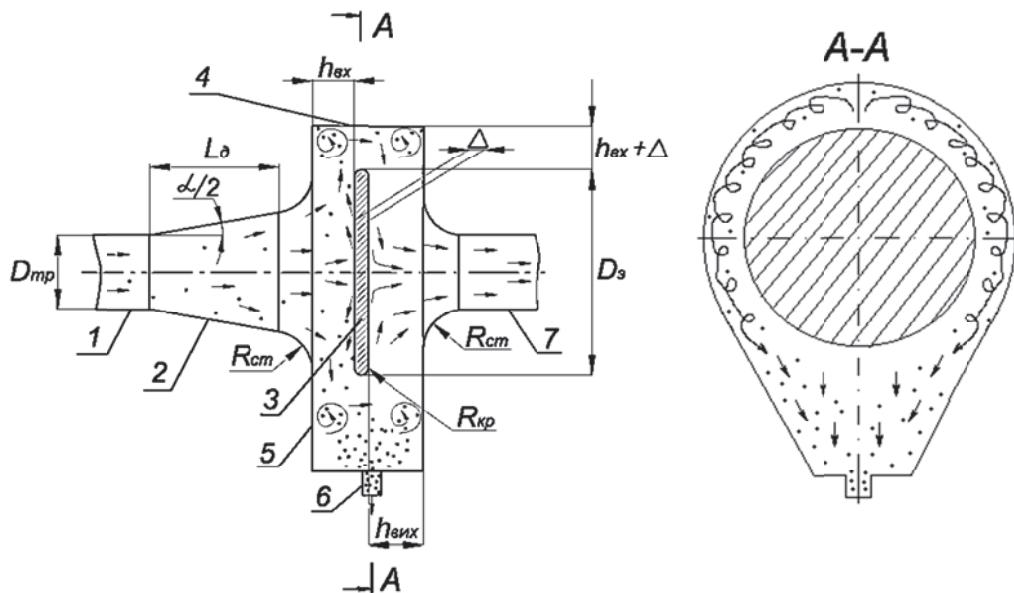


Рис. 5.2 – Схема руху частинок в каналі пристрою

При зіткненні твердих сторонніх включень, що рухаються в центральній частині каналу з поверхнею екрана 3, виконаної з підвищеною шорсткістю і спрямованої в бік вихідної частини дифузора, відбувається їх дроблення на більш дрібні фрагменти, а також їх відображення від поверхні экрану з втратою кінетичної енергії.

Для забезпечення мінімальних втрат енергії основного потоку запропонований пристрій необхідно виконувати з дотриманням оптимальних геометричних параметрів (проточного тракту) каналу з дифузорною, циліндричною і конфузорною ділянками, з установкою відбивного экрану в циліндричній частині при наступному співвідношенні елементів конструкції: кут розкриття дифузора $\alpha=12-14^\circ$; відношення довжини дифузора до внутрішнього діаметру входного трубопроводу $L_{\text{диф}}/D_{mp}=2,5$; відношення радіуса заокруглення стінок до діаметру входного трубопроводу $R_{cm}/D_{mp}=0,6-0,7$; відношення відстані від бічної стінки до экрану до входного діаметру трубопроводу $h_{ex}/D_{mp}=0,3$; відношення діаметра экрану до внутрішнього діаметру входного трубопроводу $D_e/D_{mp}=3,0$; відстань від торцевих стінок экрану до стінок циліндричної частини приймається рівним відстані від бічної стінки до

екрану з урахуванням ширини екрану $h_{ex} + \Delta$; відстань від екрану до бічної стінки на вході в конфузорну частину $h_{aux}/D_{mp} = 0,6 - 0,7$; округлення кромок екрану виконується радіусом рівним половині його товщини $R_e = \Delta/2$.

5.2 Результати газодинамічного дослідження пристрою для очищення пари від сторонніх включень

Для підтвердження ефективності пристрою виконано газодинамічне дослідження конструкції очисника, розробленої для установки на горизонтальній ділянці паропроводу свіжої пари перед РК частини високого тиску паротурбінної установки К-200-130.

Основні геометричні параметри пристрою визначені виходячи із заданого значення внутрішнього діаметра трубопроводу свіжої пари $D_{mp} = 209$ мм, прийнятого кута розширення дифузорної частини $\alpha = 14^\circ$ і товщини стінки екрану $\Delta = 50$ мм за співвідношеннями: $R_{kp} = \Delta/2$, $L_{du\phi} = 2,5 \cdot D_{mp}$, $R_{cm} = 0,7 \cdot D_{mp}$, $h_{ex} = 0,25 \cdot D_{mp}$, $D_e = 3,0 \cdot D_{mp}$, $h_{ex} = 0,7 \cdot D_{mp}$, $h_{aux} = 0,4 \cdot D_{mp}$.

В якості граничних умов для розрахунку прийняті наступні параметри:

- швидкість на вході в пристрій $C_{ex} = 50$ м/с;
- температура на вході в пристрій $T_{ex} = 811$ К;
- тиск на виході з пристрою $P_{aux} = 12,5$ МПа.

В якості аналізованого параметра прийнято абсолютне значення втрати повного тиску.

На першому етапі дослідження виконано одновимірний газодинамічний розрахунок пристрою.

Абсолютне значення втрати повного тиску, яке визначено у вигляді суми втрати повного тиску на ділянках (див. рис. 5.4) проточного тракту пристрою

$$\Delta P_{\Sigma}^* = \Delta P_1^* + \Delta P_2^* + \Delta P_3^*, \quad (5.1)$$

де ΔP_1^* - втрата повного тиску на ділянці 1; ΔP_2^* - втрата повного тиску на ділянці 2; ΔP_3^* - втрата повного тиску на ділянці 3.

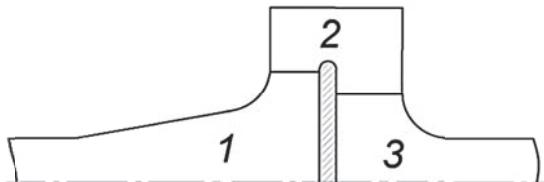


Рис. 5.3 – Схема поділу ділянок пристрою

Втрата повного тиску для ділянки визначена зі співвідношення

$$\Delta P_i = \zeta_i \cdot \frac{\rho_i \cdot C_i^2}{2}, \quad (5.2)$$

де ζ_i – коефіцієнт гіdraulічних втрат коефіцієнт гіdraulічних втрат; ρ_i – густина пара на вході; C_i – швидкість пари на вході.

Коефіцієнт гіdraulічних втрат дляожної ділянки визначався за даними залежностей, наведених в роботі [84]:

- ділянка 1 - вихід з каналу на екран (діаграма 11-7);
- ділянка 2 - коліно U-подібної форми (діаграма 6-17);
- ділянка 3 - колектор, окреслений по дузі кола, з плоскою торцевою стінкою і з екраном (діаграма 3-5).

Приймаємо, що $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_{ex}$, тоді швидкість у вхідному перерізі ділянки визначається за зміною площі

$$C_i = C_{i-1} \cdot \frac{F_{i-1}}{F_i}, \quad (5.3)$$

де F_i – прохідна площа у вхідному перетині розглянутої ділянки.

Результати одновимірного розрахунку представлені в таблиці 5.1.

В результаті розрахунку визначено, що абсолютна втрата повного тиску для пристрою становить 17,128 кПа і є досить прийнятною з урахуванням одержаного ефекту.

Таблиця 5.1 – Результати одномірного розрахунку пристрою

Параметр	Ділянка проточного тракту очищувача		
	1	2	3
$C, \text{ м}/\text{s}$	50	13,9	10,4
$F, \text{ м}^2$	0,034	0,103	0,165
ζ	0,32	0,5	0,03
$\Delta P, \text{ кПа}$	14,565	2,505	0,059
$\Delta P_{\Sigma}^*, \text{ кПа}$	17,128		

На другому етапі дослідження виконано математичне моделювання стаціонарної течії всередині проточного тракту пристрою для аналогічних граничних умов і рівномірному розподілі параметрів потоку на вході в пристрій.

Критерії побудови розрахункової сітки і вибір моделі турбулентності наведені в підрозділі 4.1.

Результати розрахунку представлені на рис. 5.4.

В результаті чисельного дослідження визначено, що втрати повного тиску складають 13,5 кПа, що трохи нижче значення, визначеного в результаті одномірного розрахунку.

Розподіл швидкості в проточному тракті пристрою показує наявність безвідривної течії всередині дифузорної та конфузорної ділянок. В

результаті основна частина потоку обтікає екран без відриву, що сприяє зниженню втрати енергії на створення вихрів.

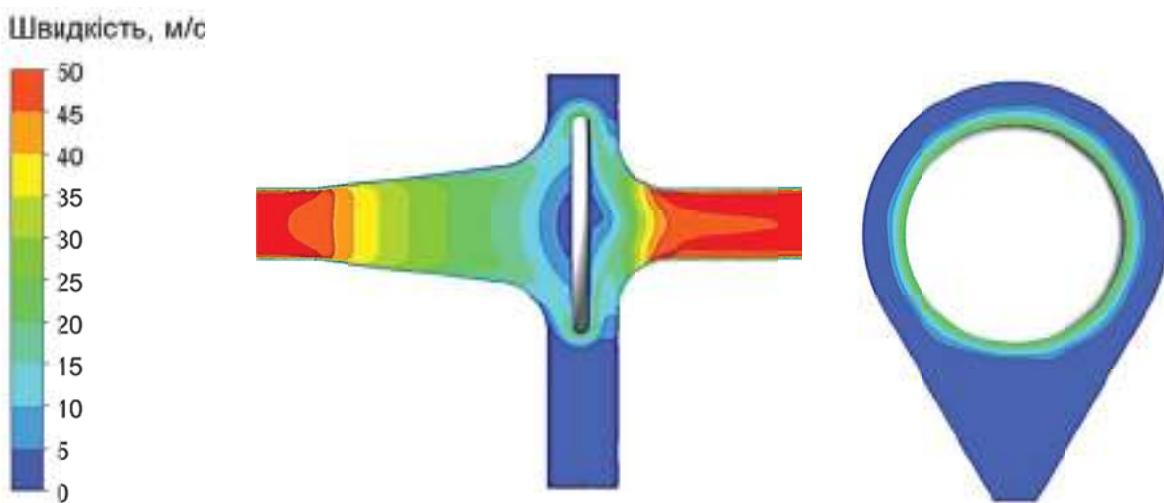


Рис. 5.4 – Розподіл швидкості в проточному тракті пристрою

5.3 Висновки по розділу 5

1. Запропоновано оригінальну конструкцію пристрою для очищення пари від сторонніх включень, принцип роботи якої полягає у відділенні твердих частинок еродента від основного потоку за рахунок використання інерційних сил, що впливають на частинку при її криволінійному русі [89].

2. Вибрані геометричні співвідношення пристрою для очищення пари від сторонніх включень, що забезпечують мінімальні втрати енергії робочого тіла при очищенні потоку пари від сторонніх включень в порівнянні з іншими відомими пристроями [89].

3. Чисельне дослідження показало, що пристрій має низький рівень втрат енергії основного потоку у порівнянні з відомими пристроями.

ВИСНОВКИ

1. Сформовано математичну модель та обрано чисельний метод дослідження газодинамічних процесів в проточному тракті паророзподілу ПТ. Достовірність методу підтверджено зіставленням чисельних результатів з експериментальними даними для конструкцій клапанів ПТ ТЕС і АЕС.

2. Проведено чисельне дослідження газодинамічних процесів в паровпускному тракті циліндра ПТ К-200-130. Встановлено, що передуючий регулюючий клапан призводить до збільшення втрат енергії робочого тіла для вхідного патрубка на 80 %, а для соплового апарату першого ступеня циліндра турбіни – на 25 %.

3. Чисельні дослідження впливу конструкції клапана на нестационарні характеристики парового потоку та витратну спроможність клапана показали, що для конструкцій СК та РК з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку та роботі з великим відкриттям клапана найбільш ефективною є конструкція з чашею профільованого типу (Вентурі). При тривалій роботі клапана з малим відкриттям клапана більш ефективною є конструкція клапану з чашею, що має глибоке торцеве підрізання.

4. У результаті дослідження впливу геометричних характеристик вхідного відсіку проточного тракту клапана встановлено діапазон геометричних співвідношень вхідного відсіку клапана, що забезпечує низький рівень втрати енергії робочого тіла

– без віддалення підвідного патрубка

$$(D_{\kappa}/D_e)^{pek} = 2,8-3,2 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,7,$$

$$(D_{\kappa}/D_e)^{pek} = 2,0-2,4 \text{ – для } D_{nn}/D_e = 1,2;$$

– підвідний патрубок віддалений

$$(D_{\kappa}/D_e)^{pek} = 2,4-3,0 \text{ – для } = 1,7,$$

$$(D_{\kappa}/D_e)^{pek} = 2,2-2,0 \text{ – для } = 1,2.$$

5. Для підвищення газодинамічної ефективності СК та РК запропоновано конструкцію клапана з направляючим стаканом з екраном, що має непроникний сектор, обернений до вхідного патрубка, установка якого призводить до зниження значення втрат енергії в клапані кутового типу з одностороннім бічним підведенням пари в клапанну коробку та профілем клапанного каналу типу Вентурі на 50 %.

6. На основі проведених досліджень сформульовано рекомендації для проектування проточного тракту СК та РК, що забезпечують високі показники економічності та надійності. Результати роботи використані при розробці проектів модернізації паророзподілу ПТ К-200-130 та К-800-240 ПАТ «Турбоатом» (м. Харків, Україна, акт впровадження ТА-01-653).

7. Для зниження абразивного зносу елементів проточного тракту ПТ запропоновано підхід проектування пристрою для очищення пари від сторонніх включень (розробка захищена патентом).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Прогноз развития энергетики мира и России 2016 / под ред. А. А. Макарова, Л. М. Григорьева, Т. А. Митровой; ИНЭИ РАН–АЦ. Москва, 2016. 196 с. ISBN 978-5-91438-023-3.
2. Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» [Електронний ресурс]. 2017. Режим доступу до ресурсу:
<http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/doccatalog/list?currDir=50358>.
3. Тепловые электрические станции и атомные электрические станции: Курс лекций / Тютюник Л. И., Касилов В. И., Касилов О. В., Иванова Л. А. Харьков: «Типография Мадрид», 2017. 104 с. ISBN 978-617-7470-42-6.
4. Тхабилисимов, А.Б Повышение абразивной стойкости лопаточного аппарата первых ступеней цилиндров высокого и среднего давления мощных паровых турбин: дис... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2016. 179 с.
5. Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учеб. для вузов в 2 кн. кн. 1. 6-е изд., перераб. доп. Б. М. Трояновским. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с. ISBN 5-283-00197-0.
6. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин. М., МЭИ, 2005. 360 с. ISBN 5-7046-1143-5.
7. Бабаев А. И. Анализ современных конструкций стопорно-регулирующих клапанов // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, № 1. С. 11-16. ISSN 0131-2928.
8. Кондрашев А. В. Исследование и разработка дроссельно-регулирующих клапанов и поворотных заслонок для перспективных турбин ТЭС и АЭС : дис... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2014. 193 с.

9. Результаты экспериментальных исследований модели блока клапанов паровых турбин ЛМЗ мощностью 300-800 МВт / Зарянкин А. Е., Парамонов А. Н., Лысянский А. В., Кондрашев А. В. // Тяжелое машиностроение. 2014. №7. С. 2–8. ISSN 1024-7106.

10. Фрагин М. С. Регулирование и маслоснабжение паровых турбин. Вопросы проектирования, наладки и эксплуатации. Спб.: Издательско-полиграфическая компания Коста, 2011. 400 с. ISBN 978-5-91258-175-5.

11. Турбина К-300-240 ХТГЗ / под. общей ред. Ю .Ф. Косяка. М.: Энергоиздат, 1982. 272 с.

12. Швецов В.Л., Бабаев И. Н. Совершенствование систем регулирования турбин большой мощности ПАО Турбоатом для АЭС // Теплоэнергетика. 2017. № 9. С. 1-7. ISSN 0040-3636.

13. А. с. 638739 СССР МПК F01 D17/14. Комбинированный стопорно-регулирующий орган для паровых турбин / Бусиок М. С., Рожанский В. Е., Зинченко В. С., Бородай В. Г., Немиров В. С. Заявлено 13.04.1977; Опубл. 25.12.1978; Бюл. 47.

14. Couchman R. S., Robbins K. E., Schofield S. GE steam turbine design philosophy and technology program [Електронний ресурс]. General Electric Company. 1991. 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-technology-programs.pdf.

15. Коротков В. В. Исследование и разработка стопорно-регулирующих клапанов, обладающих повышенной надежностью и низким аэродинамическим сопротивлением / дис... канд.техн.наук. М.: МЭИ, 2003 г. 212 с.

16. Серегин В. А. Аэродинамическое совершенствование клапанов паровых турбин с целью снижения потерь давления в системе паровпуска /дис... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1984 г. 194 с.

17. Грибин В. Г. Разработка методов воздействия на режимы течения и потери энергии в каналах комбинированных турбоустановок / дис... докт. техн. наук. М.: МЭИ, 2002 г. 345 с.
18. Робожев А. В. К вопросу о снижении потерь давления в регулирующих клапанах паровых турбин. // Труды МЭИ, 1963. №47. С. 117-127.
19. Камырин Б. И. О характере движения пара в клапанной коробке // Энергомашиностроение. 1959. №11, С. 38-41.
20. Pluviose M. Etude des instabilities decoulement dans les soupapes de raglage de turbines a vapeur. – Revue Franciase de Mecanique. 1981. №78, p. 13-29.
21. Ржезников Ю. В. О причинах и путях устранения нестабильной работы регулирующих клапанов мощных паровых турбин: автореф. дис. канд. техн. наук. М.: ВТИ, 1963. 28 с.
22. Этт В. В. Исследование и аэродинамическое совершенствование регулирующих клапанов паровых турбин: автореферат дис. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1975. 23 с.
23. Патент на изобретение 2109143 Россия, МПК⁸ F 01 D 17/10 Регулирующий клапан паровой турбины / Колыванов В.Г., Агафонов Б.Н., собственник ЗАО «Энерготех». заявл. 14.08.96; опубл. 20.04.98.
24. Симонов Б. П. Теоретическое обоснование и практическая реализация аэродинамических методов повышения экономичности и надежности регулирующих клапанов и выхлопных патрубков паровых турбин: дис. докт. техн. наук. М.: МЭИ, 2002 г. 392 с.
25. Григорьев Е. Ю. Разработка и исследование способов снижения вибрации кольцевых диффузоров газовых турбин: автореф. дис. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2014 г. 16 с.
26. Влияние угла раскрытия плоских диффузоров на их вибрационное состояние и пути снижения этих вибраций / Зарянкин А. Е.,

Грибин В. Г., Парамонов А. Н., Носков В. В., Митрохова О.М. // Теплоэнергетика. 2012. С. 27–31. ISSN 0040-3636.

27. Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата / Костюк А. Г., Куменко А. И., Некрасов А. Л. и др. // Теплоэнергетика. 2000. №6. С. 50-52. ISSN 0040-3636.

28. Исследование вибрационной активности регулирующих клапанов системы парораспределения ЦВД паровой турбины К-200-130 / Касилов В. Ф., Калинин С. В., Гвоздев В. М., Карташов В. С. Емельянов Е. М.: // Теплоэнергетика. 2001. №11. С. 28-33. ISSN 0040-3636.

29. Гоголев И. Г., Дроконов А. М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. Брянск: Грани, 1995. 258 с. ISBN 5-85343-038-6.

30. Юрик Е. А. Разработка и исследование путей повышения экономичности цилиндров низкого давления конденсационных паровых турбин: дис. канд. техн. наук: 05.04.12. М.: МЭИ, 2009. 130 с.

31. Кудрявцев И. А., Ласкин А. С. Численное и экспериментальное исследование потока в подводящем тракте цилиндра высокого давления турбины АЭС // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. №1(183). Т. 1. С. 338–344. ISSN 1994-2354.

32. Кудрявцев И. А., Ласкин А. С. Аэродинамическое совершенствование входных устройств цилиндров высокого давления мощных паровых турбин на основе численного моделирования // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2016. №1(238). С. 7–18. ISSN 1994-2354.

33. Аркадьев Б. А. Режимы работы турбоустановок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986. 264 с.

34. Паротурбинные установки атомных электростанций / под. ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978. 312 с.

35. Проблемы автоматизации разгружения энергоблоков Т-250 в режиме скользящего давления / Аракелян Э. К., Панько М. А., Макарчьян В. А. и др. // Теплоэнергетика. 2005. № 10. С. 55–60. ISSN 0040-3636.

36. Основні вимоги щодо регулювання частоті та потужності в ОЕС України СОУ-Н ЕЕ ЯЕК 04.156:2009 / Нормативний документ мінпаливненерго України. Настанова. 2009 р.

37. Цыпин А. В. Выбор оптимальных параметров и автоматизация режима скользящего давления мощных энергоблоков: автореф. дис. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2005. 20 с.

38. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым регулированием // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 17 (1125). С. 75-80. ISSN 2078-774X.

39. Снижение эрозионного износа цилиндра среднего давления паровых турбин, работающих на закритических параметрах / Кащеев В. П., Хаимов В. А., Воронов Е. О., Кащеева О. В., Сорокин В. Н. // Перспективы развития энергетики в XXI веке: материалы Республиканской научно-практической конференции, Минск, 12-14 мая 2010 г. Минск : БНТУ, 2011. С. 47-48.

40. Снижение абразивной эрозии турбинных ступеней перегретого пара / Орлик В. Г., Аверкина Н. В., Качуринер Ю. Я., Носовицкий И. А., Филаретов М. А., Червонный В. Ф. // Электрические станции. 2008. №12. С. 33-40. ISSN 0201-4564.

41. Перельман Р.Г., Пряхин В.В. Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат. 1986. 178 с.

42. Модернизация первой ступени ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ с целью уменьшения эрозионно-абразивного износа проточной части /

Хаимов В. А., Воропаев Ю. А., Левченко А. И., Федорова Л. В. // Электрические станции. 2011. № 9. С. 8-16. ISSN 0201-4564.

43. Эрозионный износ твердыми частицами проточной части ЦСД-1 Т 250/300-240 / Хаимов В. А., Качуринер Ю. Я., Воропаев Ю. А. // Электрические станции. 2004. №4. С. 14-20. ISSN 0201-4564.

44. Сепараторы для удаления твердых частиц из паропроводов горячего промперегрева мощных энергоблоков / Хаимов В. А., Пузырев Е. И., Кокин В. Н., Базыленко А. А., Павлышев А. К., Мычик А. П. // Электрические станции. 2008. №9. С. 27-33. ISSN 0201-4564.

45. Murphy S. R. Solid particle erosion of steam turbines components: Workshop. 1989. 370 p.

46. Hamed A., Tabakoff W. C., Wenglarz R.V. Erosion and deposition in turbomachinery // Journal of propulsion and power. Vol. 22, No. 2 (2006), pp. 350-360.

47. Москвичев, А. В. Применимость моделей турбулентности, реализованных в ANSYS CFX, для исследования газодинамики в щелевом канале ТНА ЖРД // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2013. Т.9, № 5. С. 82–85. ISSN 1729-6501.

48. Белов И. А., Исаев С. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие. Балт. гос. техн. ун-т. 2001. 108 с.

49. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.

50. Снегирёв А. Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.

51. 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.

52. Hardin J., Kushner F., Koester S. Elimination of flow-induced instability from steam turbine control valves [Електронний ресурс]. Turbomachinery Laboratory. Texas Engineering Experiment Station. Texas A&M University System. 2003. Режим доступу до ресурсу: <http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T32/t32-12.pdf>.

53. Kim D. Experimental study on a ventury valve application for steam turbines / thesis master of science. Mechanical engineering. Michigan state university. USA. 2010. 120 p.

54. CFD calculation and experiments of unsteady flow on control valve [Електронний ресурс] / Morita R., Inada F., Mori M. and oth. // ASME Heat transfer/fluids engineering summer conference. 2004. Режим доступу до ресурсу: <http://www.wp-forum.cn/download/biaozhun/ht-fed04-56017.pdf>.

55. Haisman M., Kovandova D., Matas R. Some aspects of numerical simulation of control valves or steam turbines [Електронний ресурс] // EPJ Web of Conferences. 2012. Режим доступу до ресурсу: http://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2012/07/epjconf_EFM2011_01052.pdf.

56. A two-dimensional study of transonic flow characteristics in steam turbine control valve for power plant / Yonezawa K., Terachi Y., Nakajima T. and oth.]. // International journal of fluid machinery and systems. 2010. №1. С. 58–66.

57. Гришин Ю. А., Буданов Р. Е. Численное исследование течения через дроссельные заслонки поршневых двигателей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. №7. С. 45-50. ISSN 0536-1044.

58. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, No. 8. P. 1598–1605.

59. Совершенствование термогазодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин / Шубенко А. Л., Швецов В. Л., Голощапов В. Н., Солодов В. Г., Алексина С. А. / под общ.

ред. чл.-корр. НАН Украины А. Л. Шубенко. Х.: Цифрова друкарня №1, 2013. 172 с. ISBN 978-617-7017-32-4.

60. Основы работы в ПК ANSYS 16.0 / Вальгер С. А., Данилов М. Н., Захарова Ю. В., Федорова Н. Н. Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2015. 240 с. ISBN 978-5-7795-0744-8.

61. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

62. Ковеня В.М. Метод конечных разностей и конечных объемов для решения задач математической физик: учебное пособие. Новосибирск, 2013. 86 с.

63. 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.

64. Метод ускорения газодинамических расчетов на неструктурированных сетках: под общ. ред проф. Емельянова. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2014. 536 с.

65. Charlesworth D. J. Solution of the incompressible Navier-Stokes Equations on unstructured meshes / PhD, Department of mechanical engineering. England: London, 2003. 197 p.

66. Расчет пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе ANSYS CFX [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Батурина О. В., Колмакова Д. А., Матвеев В. Н., Попов Г. М., Шаблий Г. С. Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. С.П. Королева.. Самара, 2011. Режим доступу до ресурсу:

https://ssau.ru/files/education/uch_posob/Расчет%20пространственной-Батурина%20OB.pdf

67. 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.

68. Экспериментальное исследование регулирующего клапана №5 блока парораспределения турбины К-300-240: отчет НИР (заключительный) Д 3003 / ПАО Турбоатом; рук. Юшкевич. Ю. Э., исп. В.А. Конев, В.В. Мурzin. 1977. 60 с.

69. Тurbulentный поток в регулирующих клапанах паровых турбин: возможности численного моделирования в условиях реальной геометрии / Агафонов Б. Н., Зайцев Д. К., Кириллов А. И. и др. // Известия РАН Энергетика. 2000. №3. С. 39–46. ISSN 0002-3310.

70. Продувки регулирующего клапана турбины К-500-60/1500 / ПАО Турбоатом: отчет НИР / ПАО Турбоатом; рук. Юшкевич. Ю. Э., исп. В.А. Конев. 1973. 9 с.

71. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 88-93. ISSN 0131-2928.

72. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Исследование структуры потока в тракте паровпуска турбины методом математического моделирования // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9. С. 17–23. ISSN 2078-774X.

73. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода: под. общ. ред. проф., д.т.н. Ю. М. Бродова и к.т.н. В.В. Кортенко, 2-е изд., переработанное и дополненное. Екатеринбург: Априо, 2010. 488 с. ISBN 978-5-94166-078-0.

74. Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / Волчков В. И., Вольфовский С. А., Ковалев И. А. и др.; под. общ. ред. А. П. Огурцова, В. К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 384 с. ISBN 5-283-00070-2.

75. Малозатратная реконструкция регулирующего клапана турбины К-200-130 в межремонтный период эксплуатации / Бабаев И. Н., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н., Бабаев А. И. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Суми, 2017. Т. 49, № 3. С. 6-9. ISSN 2413-4562.

76. Patent US005870896A F16K 47/14, F16K 47/04. Combined valve configuration for steam cycle units/ R. B. Clark, J. Kure-Jensen, H. Miyayashiki, T. Ofuji. Заявлено 05.11.97; Опубл. 16.02.99.

77. Patent US20110162735A1 F01D 25/00. Flow guided steam strainer for steam turbines valves / A. Chwdhury, V. Done, V. Shah. Заявлено 04.01.10; Опубл. 07.07.11.

78. Patent US005575618A F03B 11/08. Steam turbine steam strainer / R. E. Brandon, D. E. Brandon. Заявлено 27.11.95; Опубл. 19.11.96.

79. Patent US005870896A F16K 47/14, F16K 47/04. Combined valve configuration for steam cycle units / R. B. Clark, J. Kure-Jensen, H. Miyayashiki, T. Ofuji. Заявлено 05.11.97; Опубл. 16.02.99.

80. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Влияние подрезки запорной чаши на эффективную работу регулирующего клапана паровой турбины // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XVI междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).

81. Голощапов В. Н., Бабаев А. И. Расчетное исследование влияния разгрузки регулирующего клапана на его расходную характеристику // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XV междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).

82. Влияние конструктивных факторов на ресурс деталей систем парораспределения паровых турбин / Агафонов Б. Н., Агафонов Н. Б.,

Колыванов В. Г., Татаринов Н. А. // Наука и конструирование, 2013. №3 (84) С. 46-51. ISSN 2225-5818.

83. Черноусенко О. Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности: монография. Х.: ФОП Бровин А. В., 2014. 308 с. ISBN 978-966-2445-79-4.

84. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: под. ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с. ISBN 5-217-00393-6.

85. Бабаев А. И., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н. Численное исследование структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12. С. 57-61. ISSN 2078-774X.

86. Бабаев А. И. Численное исследование структуры потока в паровой коробке регулирующего клапана // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 21.

87. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в угловом регулирующем клапане // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 19-24. ISSN 0131-2928.

88. Бабаев А. И. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в регулирующем клапане с односторонним боковым подводом // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2016. С. 38

89. Пат. на винахід 116596 Україна, МПК⁸ B 01 D 45/08, B 01 D 45/16 Пристрій для очищення пари від сторонніх включень / Бабаєв А. І, Голощапов В. М., Котульська О. В.; власник Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України. № a201612128; заявл. 30.11.16; опубл. 10.04.18, Бюл. №7. 4 с.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛИКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым регулированием // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 17 (1125). С. 75-80. ISSN 2078-774X.
2. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Верификация результатов численного исследования движения потока в проточной части регулирующего клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 88-93. ISSN 0131-2928.
3. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в угловом регулирующем клапане // Проблемы машиностроения. 2016. Т. 19, №4. С. 19-24. ISSN 0131-2928.
4. Бабаев, А. И. Анализ современных конструкций стопорно-регулирующих клапанов // Проблемы машиностроения. 2017. Т. 20, № 1. С. 11-16. ISSN 0131-2928.
5. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Исследование структуры потока в тракте паровпуска турбины методом математического моделирования // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9. С. 17–23. ISSN 2078-774X.
6. Малозатратная реконструкция регулирующего клапана турбины К-200-130 в межремонтный период эксплуатации / Бабаев И. Н., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н., Бабаев А. И. // Компрессорное и энергетическое машиностроение. Суми, 2017. Т. 49, № 3. С. 6-9. ISSN 2413-4562.

7. Бабаев А. И., Колодяжная Л. В., Голощапов В. Н. Численное исследование структуры потока во входном отсеке проточного тракта клапана паровой турбины // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12. С. 57-61. ISSN 2078-774X.
8. Пат. на винахід 116596 Україна, МПК⁸ B 01 D 45/08, B 01 D 45/16 Пристрій для очищення пари від сторонніх включень / Бабаєв А. І, Голощапов В. М., Котульська О. В.; власник Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України. № a201612128; заявл. 30.11.16; опубл. 10.04.18, Бюл. №7. 4 с.
9. Голощапов В. Н., Бабаев А. И. Расчетное исследование влияния разгрузки регулирующего клапана на его расходную характеристику // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XV междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).
10. Бабаев А. И., Голощапов В. Н. Влияние подрезки запорной чаши на эффективную работу регулирующего клапана паровой турбины // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XVI междунар. научн.-техн. Конференции – Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R).
11. Бабаев А. И. Численное исследование структуры потока в паровой коробке регулирующего клапана // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2015. С. 21.
12. Бабаев А. И. Применение непроницаемых экранов для стабилизации течения в регулирующем клапане с односторонним боковым подводом // Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов, Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 2016. С. 38.

ДОДАТОК Б

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію на:

- XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Вдосконалення енергоустановок методами математичного й фізичного моделювання», с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 10-14 вересня 2017 р., доповідь;
- XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», Харків, 26-27 квітня 2017 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ПМаш НАНУ, Харків, 21-24 листопада 2016 р., доповідь;
- XII Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», Харків, 27-28 квітня 2016 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ПМаш НАНУ, Харків, 16-19 листопада 2015 р., доповідь;
- XV Міжнародній науково-технічній конференції «Вдосконалення енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 14-17 вересня 2015 р., доповідь;
- XI Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», Харків, 22-23 квітня 2015 р., доповідь.

ДОДАТОК В



пр. Московський 199, м. Харків, 61037, Україна
тел: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-34
факс: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62
e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua

PUBLIC JOINT-STOCK COMPANY
TURBOATOM

Moskovskyi av. 199, Kharkiv, 61037, Ukraine
tel: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-34
fax: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62
e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua

заповіт 19/12/2017 № ТА-01-653

заповіт №

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний конструктор
СКБ «Турбоатом»



АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
Бабаєва Артема Івановича

Даним актом підтверджується використання матеріалів дисертаційної роботи Бабаєва Артема Івановича в практиці проектування ПАТ «Турбоатом». Запропоновані в роботі Бабаєва А. І. підходи щодо проектування та оптимізації конструкцій стопорних та регулюючих клапанів дозволяють підвищити ефективну роботу енергоблоків за рахунок зменшення гідравлічних втрат та зниження динамічних навантажень в паропускних вузлах. Результати досліджень Бабаєва А. І. використані при вдосконаленні конструкцій регулюючих клапанів циліндра високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 та К-800-240.

ДОДАТОК Г

Характеристика навантаження турбін К-1000-60/1500 енергоблок №2 ЮУАЕС після ППР-2015

Н _{ГСМ} Н _{ГСМ} лів., МВт	Н _{ГСМ} прав., ММ	«Р» ГСМ лів., під над	«Р» ГСМ лів., під	«Р» ГСМ прав., під	«Р» за 3а до СРК	«Р» за ГІІЗ, кіс/см ²	«Р» за СРК-1,3, кіс/см ²	«Р» за СРК-2,4, кіс/см ²	«Р» розв. СРК-1, кіс/см ²	«Р» розв. СРК-2, кіс/см ²	«Р» розв. СРК-3, кіс/см ²	«Р» розв. СРК-4, кіс/см ²	Примітка	
xx	30	30	25,5	26,5	24,5	26,2	120	274	62-64	0,72	0,72	51	54	55
115	78	78	32	24	31	21			64	6,5	7,0	22,5	18	22
200	87	87	31	24	31	21	148	274	60,7	11,0	11,0	26	22	25
295	105	105	34	23	33	20	171		60,7	14	14,5	29	25	29
605	151	147	31	24	29	23	202	274	60,6	29	30	36	37	38,5
700	161	157	27	26	27	24	208	274	60,7	33,5	34	37	38	38
800	176	174	29	25	27	24	214	274	60,4	38	39	42	43	44
894	193	191	29	25	27	24	220	274	60,1	43	43	46	46	47
948	206	206	27	26	26	23	223	274	60,1	47	47	48	49	51
998	251	248	27	25	26	25	226	274	59,5	53	53	53	54	54
1020	268	266	28	26	27	24	227	274	59,0	54	54	54,5	55	55
1030	285	283	28	25	27	23	228	274	59,1	55	55	56	56	56