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

КОЛЯДЮК АНДРІЙ СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.165.53

ДИСЕРТАЦІЯ

ТЕРМОМІЦНІСТЬ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

05.02.09 – динаміка та міцність машин

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.С. Колядюк

Науковий керівник Шульженко Микола Григорович, д.т.н., професор

АНОТАЦІЯ

Колядюк А.С. Термоміцність регулювального клапана парової турбіни. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуального науковотехнічного завдання: дослідження течії пари, теплового стану та питань термонапруженого стану, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу елементів системи паророзподілу.

Досвід експлуатації стопорно-регулювальних клапанів парових турбін показує, що в їх корпусі спостерігаються місця, де відбувається накопичення помітних втомних пошкоджень. При цьому від надійної роботи системи паророзподілу залежить стабільність експлуатації турбіни та її цілісність при можливих нештатних ситуаціях. Тому дослідження міцності корпусів регулювальних клапанів мають важливе значення для забезпечення надійної експлуатації турбіни і обладнання ТЕС та АЕС в цілому. Варто зауважити, що утворення дефектів в корпусах регулювальних клапанів може призводити до значних ремонтно-відновлювальних робіт при планових ремонтах.

Метою дисертаційної роботи є розробка розрахункової методики та визначення термонапруженості та повзучості за тривимірними моделями регулювального клапана з урахуванням впливу паропотоку на стаціонарних режимах роботи турбіни К-325-23.5, оцінка термоміцності та ресурсу корпусу клапана, розробка пропозицій щодо підвищення надійності експлуатації клапана.

Об'єктом дослідження є процеси течії пари та температурний стан регулювального клапана, термонапруженість, повзуччість, циклічна міцність та ресурс корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни. Предметом дослідження є методи розв'язання задач числового тривимірного моделювання течії пари, термонапруженості, повзучості, циклічної міцності та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни.

Наукова новизна полягає у наступному: вперше розв'язано зв'язану задачу течії пари та теплопровідності в тривимірній скінченно-елементній постановці в регулювальному високотемпературному клапані парової турбіни на основі сумісного спільного використання рівнянь Нав'є-Стокса для паропотоку та теплопровідності для корпусу, сита та теплоізоляції клапана на стаціонарних режимах роботи; вперше враховано вплив фільтруючого сита зі збереженням його геометричної форми на формування паропотоку та встановлено наявність перевищення температури сита на 12°С над температурою паропотоку на режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 100 МВт; вперше установлено, що максимальна термонапруженість клапана на стаціонарних режимах роботи спостерігається в області патрубків перед регулювальними клапанами при забезпеченні потужності турбіни 180 МВт, а не при максимальному значенні потужності 325 МВт; установлено, що максимальна повзучість корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи має місце в області патрубків перед регулювальними клапанами, де спостерігається пошкодження внутрішньої поверхні корпусу при експлуатації клапана.

В дисертаційній роботі наведено результати розв'язання актуальної науковотехнічної задачі - розробка методики розв'язання спільної задачі течії пари і теплопровідності в елементах системи паророзподілу з подальшим розв'язанням задач термонапруженості, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу.

Сутність запропонованої методики полягає в тому, що визначення температурних полів корпусу, внутрішніх клапанів (двох регулювальних і одного стопорного) та фільтруючого сита, необхідних для розв'язання задач термоміцності, виконано на основі пов'язаної системи рівнянь течії пари та теплопровідності.

Створено тривимірні скінченно-елементні моделі стопорно-регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5, особливістю яких є врахування всіх конструкційних елементів клапана, в тому числі фільтруючого сита.

Вперше розв'язано сумісну задачу течії пари та теплопровідності в регулювальному клапані на основі рівнянь Нав'є-Стокса та теплопровідності корпусу і теплоізоляції системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 на стаціонарних режимах роботи, що відповідають потужностям турбіни 30, 100,176, 180, 220, 240 та 325 МВт.

Виявлено нерівномірність течії пари в проточній частині клапана і області, де виникає відрив течії і завихрення паропотоку на стаціонарних режимах роботи.

Виявлено, що на режимі роботи турбіни з потужністю 100 МВт можливе підвищення температури частин фільтруючого сита, що омиваються паропотоком, на 12°С відносно температури пари на вході в систему паророзподілу.

Дослідженнями стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу встановлено, що на сідлах регулювальних внутрішніх клапанів можливе зниження температури на 100°С відносно температури пари на вході в систему, що пов'язано з дроселюванням пари при малих рівнях відкриттях клапанів.

Визначено граничні умови для розв'язання задач оцінки термонапруженості, повзучості, циклічної міцності та ресурсу. Граничні умови отримано у вигляді розподілу температурних полів в корпусі клапана та тиску пари на його стінки.

На основі дослідження напружено-деформованого стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи вперше визначено, що найбільші напруження мають місце на режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 180 МВт, а не за максимальної потужності 325 МВт. Це викликано тим, що на даному режимі роботи спостерігається значний перепад температур корпусу клапана. При цьому зони з максимальними еквівалентними напруженнями відповідають місцям появи пошкоджень при експлуатації клапана.

Розрахункові дослідження показали, що місця з максимальними деформаціями повзучості також відповідають зонам появи пошкоджень при експлуатації. Деформації повзучості корпусу клапана за 200 тис. год. роботи не перевищують допустимих значень.

Дослідженнями впливу двох видів пароприймальної камери на процеси течії пари і міцність корпусу клапана (циліндричної форми та циліндричної форми з

потовщеннями стінок в зонах біля вихідних патрубків) показано, що зміна конфігурації пароприймальної камери впливає на розподіл масової витрати пари на регулювальних клапанах і мало впливає на напруження корпусу клапана.

Оцінка спрацювання ресурсу клапана за циклічною втомою і повзучістю на стаціонарних роботи (без врахування режимах можливих початкових недосконалостей клапана після виготовлення) свідчить про те, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються, але ресурс корпусу клапана вичерпується після 300 тис. год. експлуатації. Ці результати методиками оцінки отримано за двома накопичуваного пошкодження, розробленими НВО ЦКТІ в 1986р. та ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України в 2011p.

Результати наукових досліджень передані в АТ «Турбоатом» та використовуються при оцінці умов експлуатації системи паророзподілу для вирішення питання підвищення надійності її експлуатації на різних режимах роботи.

Ключові слова: регулювальний клапан, система паророзподілу, метод скінченних елементів, метод скінченних об'ємів, рівняння Нав'є-Стокса, теплопровідність, течія пари, термонапруження, повзучість, циклічна втома.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106-110.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Анализ течения пара через сито регулирующего клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме роботы Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2013. №14(988). С. 19–24.
- 3. Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та

теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2014. №11(1054). С. 125 –131.

- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины. Проблемы машиностроения. 2015. Т.18. №3. С. 45-53.
- A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko «Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes» // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана турбины при повышенной температуре пара. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. НТУ «ХПІ». 2020. №1. С. 31 –36.
- 7. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Авиационно-космическая техника и технология.: Материалы опубликованы по решению XVII международного конгресса двигателестроителей. 2012. № 7(94). С. 85-90.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Численный анализ процессов течения пара и теплопроводности в корпусе регулирующего клапана паровой турбины. Труды VII Международной научной конференции «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела». Т.1. Донецк: ДонНУ. 2013. С. 205-209.
- Микола Шульженко, Андрій Колядюк. Термонапружений стан і повзучість корпуса регулювального клапана парової турбіни». 14 й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. м. Львів. 2016. С. 18-20.
- 10. Колядюк А.С. Исследование газодинамических процессов в проточной части регулировочного клапана паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2010. С. 7.
- 11. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Тези доповідей XVI

Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2011. С. 33.

- 12. Колядюк А.С. Совместная задача турбулентного течения пара И теплопроводности в корпусе регулировочного клапана турбины. Тези доповідей конференції спеціалістів «Сучасні проблемі молодих вчених та машинобудування», Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2011. С. 10.
- 13. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Тези доповідей XVII Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2012. С. 101.
- 14. А.С. Колядюк Исследование процессов течения пара и распределение температуры в системе парораспределения паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2012. С. 9.
- 15. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка напряженного состояния корпуса регулирующего клапана паровой турбины. Тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції «Удосконалювання енергоустановок методами Харків: проблем математичного i фізичного моделювання». Інститут ім. А.М. Підгорного HAH України. 2019. C. 16. машинобудування (http://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/01/Abstracts-of-section-4-of-UE-2019.pdf)
- 16. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Аналіз напружено-деформованого стану та повзучості корпусу регулюючого клапана при підвищеній температурі пари, що подається. Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 2020. С. 68-69. (<u>http://ipmach.kharkov.ua/wp-</u>

content/uploads/2020/07/%d1%81%d0%b5%d0%ba%d1%86%d0%b8%d1%8f1.pdf)

ABSTRACT

Koliadiuk A.S. Thermal strength of the steam turbine control valve. – Manuscript.

The thesis for scientific degree of the candidate of technical sciences in Specialty 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines. – A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The thesis is devoted to solution of an actual scientific and technical problem: research of steam flow, thermal state and issues of thermal stress state, creep, cyclic fatigue and resource assessment of the steam distribution system elements.

Experience of steam turbines shut-off and control valves operation shows that there are places in their bodies with an accumulation of significant fatigue damage. The stability of the turbine operation and its integrity in case of possible abnormal situations depend on the reliable operation of the steam distribution system. Therefore, studies of the strength of control valve bodies are important to ensure reliable operation of the turbine and equipment of thermal power plants and nuclear power plants in general. It should be noted that the formation of defects in the bodies of control valves can lead to significant repair and restoration work during scheduled repairs.

The objective of the thesis is to develop a calculational methodology and thermal stress and creep analysis by means of three-dimensional models of the control valve taking into account the influence of steam flow on stationary modes of K-325-23.5 turbine, evaluation of thermal strength and valve body life, development of recommendations to improve valve operation.

The object of research is the processes of steam flow and temperature state of the control valve, thermal stress, creep, cyclic strength and service life of the steam turbine steam distribution system valve body. The subject of research is the methods for solving problems of numerical three-dimensional simulation of steam flow, thermal stress, creep, cyclic strength and service life of the steam turbine steam distribution system valve body.

The scientific novelty is as follows: for the first time the coupled problem of steam flow and thermal conductivity in a three-dimensional finite element setting in a high-temperature steam turbine control valve is solved on the basis of joint sharing of Navier-Stokes equations for steam flow and thermal conductivity for body, sieve and thermal insulation of the valve on stationary operating modes; for the first time the influence of the filter sieve with preservation of its geometric shape on the formation of steam flow is taken into account and the presence of exceeding the temperature of the sieve by 12°C over the steam flow temperature at the operating mode corresponding to the turbine power of 100 MW is established; for the first time it was established that the maximum thermal stress of the valve in stationary modes of operation is observed in the area of the pipes in front of the control valves when the turbine power is 180 MW, and not at the maximum power value of 325 MW; it is established that the maximum creep of the valve body in stationary modes of operation takes place in the area of the pipes in front of the control valves, where there is damage to the inner surface of the body during operation of the valve.

The thesis presents the results of solving the actual scientific and technical problem, development of methods for solving the coupled problem of steam flow and thermal conductivity in the steam distribution system elements with subsequent solution of the problems of thermal stress, creep, cyclic fatigue and resource estimation.

The essence of the proposed methodology is that the determination of the temperature fields of the body, internal valves (two control and one check) and filter sieve, necessary to solve the problems of thermal strength, is based on a coupled system of equations of vapor flow and thermal conductivity.

Three-dimensional finite-element models of the shut-off and control valve of the K-325-23.5 steam turbine have been created, the feature of which is the consideration of all structural elements of the valve, including the filter sieve.

For the first time the coupled problem of steam flow and thermal conductivity in the control valve is solved on the basis of Navier-Stokes equations and thermal conductivity of the body and thermal insulation of steam distribution system of the K- 325-23.5 steam turbine at stationary modes corresponding to turbine capacities of 30, 100,176, 180, 220, 240 and 325 MW.

The non-uniformity of steam flow in the flowing part of the valve and the area where there is a separation of flow and vorticity of steam flow at stationary modes of operation has been identified.

It was found that in the mode of operation of the turbine with a capacity of 100 MW it is possible to increase the temperature of the parts of the filter sieve washed by steam flow by 12°C relative to the steam temperature at the entrance to the steam distribution system.

Studies of stationary modes of the steam distribution system operation have shown that the seats of the control internal valves can reduce the temperature by 100°C relative to the steam temperature at the inlet to the system, which is associated with throttling steam at low levels of valve openings.

The boundary conditions for solving the problems of thermal stress, creep, cyclic strength and resource are determined. The boundary conditions are obtained in the form of the distribution of temperature fields in the valve body and the vapor pressure on its walls.

Based on the study of the stress-strain state of the valve body in stationary modes of operation, it was first determined that the highest stresses occur in the operating mode corresponding to a turbine power of 180 MW, and not at a maximum power of 325 MW. This is due to the fact that in this mode of operation there is a significant difference in temperature of the valve body. In this case, the zones with the maximum equivalent stresses correspond to the places of damage during operation of the valve.

Calculations have shown that the places with the maximum creep deformations also correspond to the zones of damage during operation. Deformations of creep of the valve body for 200 thousand work hours do not exceed allowable values.

Studies of the influence of two types of steam receiving chamber on steam flow processes and strength of the valve body (cylindrical and cylindrical with wall thickenings in the areas near the outlets) show that changing the configuration of the steam receiving chamber affects the distribution of mass steam consumption on control valves and has little effect on the stresses of the valve body.

Evaluation of the service life of the valve on cyclic fatigue and creep in stationary modes of operation (excluding possible initial imperfections of the valve after manufacture) indicates that after 40 thousand and 200 thousand hours of operation the thermal conditions are not exceeded, but the valve body life is exhausted after 300 thousand hours of operation. These results were obtained by two methods of assessing the accumulated damage, developed by the NPO CKTI in 1986 and A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the NAS of Ukraine in 2011.

The results of scientific research are presented to JSC "Turboatom" and are used in assessing the operating conditions of the steam distribution system to address the issue of improving the reliability of its operation in different modes of operation, as evidenced by certificates of practical use.

Keywords: control valve, steam distribution system, finite element method, finite volume method, Navier-Stokes equation, thermal conductivity, steam flow, thermal stress, creep, cyclic fatigue.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS

- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106-110.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Анализ течения пара через сито регулирующего клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме роботы Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2013. №14(988). С. 19–24.
- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2014. №11(1054). С. 125 –131.

- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины. Проблемы машиностроения. 2015. Т.18. №3. С. 45-53.
- A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko «Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes» // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана турбины при повышенной температуре пара. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. НТУ «ХПІ». 2020. №1. С. 31 –36.
- 7. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Авиационно-космическая техника и технология.: Материалы опубликованы по решению XVII международного конгресса двигателестроителей. 2012. № 7(94). С. 85-90.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Численный анализ процессов течения пара и теплопроводности в корпусе регулирующего клапана паровой турбины. Труды VII Международной научной конференции «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела». Т.1. Донецк: ДонНУ. 2013. С. 205-209.
- Микола Шульженко, Андрій Колядюк. Термонапружений стан і повзучість корпуса регулювального клапана парової турбіни». 14 й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. м. Львів. 2016. С. 18-20.
- 10. Колядюк А.С. Исследование газодинамических процессов в проточной части регулировочного клапана паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2010. С. 7.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Тези доповідей XVI Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2011. С. 33.

- 12. Колядюк А.С. турбулентного Совместная задача течения пара И теплопроводности в корпусе регулировочного клапана турбины. Тези доповідей конференції спеціалістів «Сучасні проблемі молодих вчених та машинобудування», Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2011. С. 10.
- 13. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Тези доповідей XVII Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2012. С. 101.
- 14. А.С. Колядюк Исследование процессов течения пара и распределение температуры в системе парораспределения паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2012. С. 9.
- 15. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка напряженного состояния корпуса регулирующего клапана паровой турбины. Тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного i фізичного моделювання». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. A.M. Підгорного HAH України. 2019. C. 16. (http://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/01/Abstracts-of-section-4-of-UE-2019.pdf)
- 16. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Аналіз напружено-деформованого стану та повзучості корпусу регулюючого клапана при підвищеній температурі пари, що подається. Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 2020. С. 68-69. (http://ipmach.kharkov.ua/wp-

content/uploads/2020/07/%d1%81%d0%b5%d0%ba%d1%86%d0%b8%d1%8f1.pdf)

3MICT

BCT	УП	5
PO3A Typi	ЦІЛ 1КОНСТРУКЦІЯ СИСТЕМИ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ БІНИ К-352-23.5 ТА ОГЛЯД РОБІТ З ПИТАНЬ МІЦНОСТІ	
КЛА	ПАНІВ	10
1.1	Аналіз конструкції систем паророзподілу парових турбін	10
1.2	Режими роботи системи паророзподілу парової турбіни	19
1.3 оці	Огляд наукових досліджень пов'язаних з проблемами розрахунков нки течії пари та міцності регулювальних клапанів	oï 28
1.4	Висновки за розділом 1	31
РОЗД КЛА	ЦЛ 2ГАЗОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В РЕГУЛЮВАЛЬНОМУ ПАНІ ТА ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН КОРПУСУ КЛАПАНА	33
2.1 виз	Математична модель для досліджень газодинамічних процесів і значення температурного стану корпусу клапана	33
2.2 ста	Течія пари в регулювальному клапані парової турбіни на ціонарних режимах роботи	43
2.3	Тепловий стан корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи	52
2.4 реж	Течія пари в пароприймальній камері та через фільтруюче сито дл киму роботи турбіни 100 МВт	я 55
2.5 тем	Вплив пароприймальної камери на течію пари в клапані та пературний стан його корпусу	58
2.6	Тепловий стан корпусу клапана при підвищених параметрах пари.	63
2.7	Висновки за розділом 2	68
PO3	ЦЛ ЗТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН КОРПУСУ КЛАПАНА	70
3.1 кла	Математична модель для дослідження термонапруженого стану мпана	70
3.2 роб	Термонапружений стан корпусу клапана на стаціонарних режимах боти	82
3.3 кла	Вплив форми пароприймальної камери корпусу регулювального мпана на його термонапружений стан	86
3.4	Термонапружений стан корпусу клапана при підвищених парамет	pax
тем	ператури пари	89
3.5	Висновки за розділом 3	91
PO3	ЦІЛ 4ПОВЗУЧІСТЬ КОРПУСУ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА	93
4.1	Математична модель розрахунку повзучості	93

	3	1
4.2	Повзучість корпусу клапана	
4.3	Повзучість корпусу клапана зі зміненою формою пароприймальної	
кам	ери104	
4.4	Повзучість корпусу клапана при підвищеній температурі пари 107	
4.5	Висновки за розділом 4109	I
РОЗД	ІЛ 5МІЦНІСТЬ КОРПУСУ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА	I
5.1 оцін	Математична модель розрахунку циклічної пошкоджуваності та іки ресурсу110	1
5.2	Результати розрахунку циклічної міцності124	
5.3	Висновки за розділом 5126	I
ВИСІ	ЮВКИ	
СПИ	С <mark>ОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕР</mark> ЕЛ129	I
ДОДА	АТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА	I
ДОДА	АТОК Б РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ЦИКЛІЧНОЇ МІЦНОСТІ 142	,
ДОДА	АТОК В НАПРУЖЕННЯ В КОРПУСІ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО	
КЛАІ	ІАНА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ТУРБІНИ	
дода	ТОК Г АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ	

Перелік умовних позначень

- РК регулювальний клапан
- СРК стопорно-регулювальний клапан
- СК стопорний клапан
- АЕС атомна електрична станція
- ТЕС теплова електрична станція
- СЛАР система лінійних алгебраїчних рівнянь
- НДС напружено-деформований стан
- МСЕ метод скінченних елементів
- СЕ скінченний елемент
- МСО метод скінченних об'ємів
- СО скінченний об'єм
- ЦВТ циліндр високого тиску
- ЦНТ циліндр низького тиску
- ЦСТ циліндр середнього тиску

ВСТУП

<u>Актуальність роботи</u>. Дисертаційна робота присвячена дослідженню течії пари, теплового стану та міцності елементів системи паророзподілу. Досвід експлуатації стопорно-регулювальних клапанів парових турбін показує, що в їх корпусі спостерігаються місця, де відбувається накопичення помітних втомних пошкоджень. При цьому від надійної роботи системи паророзподілу залежить стабільність експлуатації турбіни та її цілісність при можливих нештатних ситуаціях. Тому дослідження міцності корпусів регулювальних клапанів мають важливе значення для забезпечення надійної експлуатації турбіни і обладнання ТЕС та АЕС в цілому. Варто зауважити, що утворення дефектів в корпусах регулювальних клапанів може призводити до значних ремонтно-відновлювальних робіт при планових ремонтах.

Аналіз сучасних підходів до розрахункової оцінки надійності регулювальних клапанів показав, що основною проблемою для вирішення завдань міцності є коректне визначення граничних умов (тиску на стінках корпусу і його температури). У більшості робіт з дослідження регулювальних клапанів приділяється значна увага ефективності роботи системи паророзподілу для подальшої оптимізації проточної частини клапанів та підвищення ефективності роботи енергоустановки в цілому. Визначення граничних умов для вирішення питань міцності вимагає спільного розв'язання задач течії пари та теплопровідності елементів корпусу клапана, оскільки ці процеси взаємопов'язані між собою.

У сучасних системах паророзподілу можуть застосовуватися доволі складні геометричні форми елементів. Так, в регулювальних клапанах парової турбіни К-325-23.5 встановлюється фільтруюче сито, яке являє собою циліндричну обичайку з 3024 отворами. Тому дослідження взаємопов'язаних процесів течії пари та теплопровідності для складних геометричних об'єктів вимагає використання сучасних обчислювальних технологій тривимірного моделювання.

Використання такого підходу дозволяє оцінити вплив зміни форми проточної частини на ефективність роботи системи паророзподілу та на характеристики міцності. Також це дозволяє оцінити вплив зміни параметрів пари (підвищення температури, зміна тиску та витрати) на термонапружений стан та повзучість корпусу клапана.

Із вищесказаного слідує актуальність вирішення науково-технічного завдання з розробки методики визначення граничних умов з використанням сучасних методів числового дослідження течії пари і теплопровідності в клапанах парової турбіни з урахуванням їх геометричних та конструкційних елементів з подальшим дослідженнями напруженості, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу елементів системи паророзподілу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана відповідно до плану наукових досліджень, проведених в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного за держбюджетними темами: «Разработка теоретических и экспериментальных методов диагностики вибрационного состояния, прочности и ресурса высокотемпературных элементов и узлов энергетических машин» (державний реєстраційний №0110U002662); «Аналіз та поліпшення динамічних міцнісних властивостей елементів перспективних енергетичних машин та ракетно-космічної техніки під дією навантажень різної фізичної природи» (державний реєстраційний №0115U001941).

Мета і завдання дослідження.

<u>Мета дослідження</u> – розробка розрахункової методики та визначення термонапруженості та повзучості за тривимірними моделями регулювального клапана з урахуванням впливу паропотоку на стаціонарних режимах роботи турбіни К-325-23.5, оцінка термоміцності та ресурсу корпусу клапана, розробка пропозицій що до підвищення надійності експлуатації клапана.

Для досягнення мети дисертаційної роботи було сформульовано та вирішено наведені нижче <u>завдання наукового дослідження</u>:

1. Аналіз існуючих підходів до визначення параметрів течії пари та температурного стану елементів регулювання парових турбін. Аналіз існуючих методів розрахунку термонапруженого стану, повзучості та визначення ресурсу корпусів клапанів. Оцінка режимів роботи системи паророзподілу парової турбіни К-325.

2. Розрахункові дослідження течії пари та теплового стану стопорнорегулювального клапана на стаціонарних режимах роботи.

3. Оцінка термонапруженого стану корпусу клапана.

4. Визначення характеристик повзучості корпусу клапана.

5. Оцінка термоміцності та ресурсу корпусу стопорно-регулювального клапана на стаціонарних режимах роботи. Аналіз отриманих результатів.

<u>Об'єкт дослідження</u>: процеси течії пари та температурний стан регулювального клапана, термонапруженість, повзуччість, циклічна міцність та ресурс корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни.

<u>Предмет дослідження</u>: методи розв'язання задач числового тривимірного моделювання течії пари, термонапруженості, повзучості, циклічної міцності та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни.

<u>Методи дослідження</u>: метод тривимірних скінченних елементів; метод скінченних об'ємів; методи розрахунку термонапруженості, повзучості, циклічної втоми та ресурсу

Наукова новизна:

- вперше розв'язано зв'язану задачу течії пари та теплопровідності в тривимірній скінчено-елементній постановці в регулювальному високотемпературному клапані парової турбіни на основі сумісного використання рівнянь Нав'є-Стокса для паропотоку та теплопровідності для корпусу, сита та теплоїзоляції клапана на стаціонарних режимах роботи;
- вперше враховано вплив фільтруючого сита зі збереженням його геометричної форми на формування паропотоку та встановлено наявність перевищення температури сита на 12°С над температурою паропотоку на режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 325 МВт.
- вперше встановлено, що максимальна термонапруженість клапана на стаціонарних режимах роботи спостерігається в області патрубків перед

регулювальними клапанами при забезпеченні потужності турбіни 180 МВт, а не при максимальному значенні потужності 325 МВт;

 показано, що максимальна повзучість корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи має місце в області патрубків перед регулювальними клапанами, де спостерігається пошкодження внутрішньої поверхні корпусу при експлуатації клапана;

<u>Обґрунтованість та достовірність</u> отриманих наукових результатів забезпечується використанням апробованих методів дослідження, обґрунтуванням вибору щільності тривимірної сітки скінченно-елементних розрахункових моделей та відповідністю визначених в роботі областей максимальної пошкодженості корпусу клапана зонам з пошкодженнями, що спостерігаються при експлуатації.

<u>Практичне значення результатів роботи</u> полягає: у визначенні найбільше напружених зон корпусу клапана та несприятливих за термоміцністю стаціонарних режимів роботи клапана; у визначенні зон можливого пошкодження корпусу за ресурсними показниками; в рекомендаціях до підвищення надійності роботи клапана. Результати наукових досліджень передані в АТ «Турбоатом» та використовуються при оцінці умов експлуатації системи паророзподілу для вирішення питання підвищення надійності її експлуатації на різних режимах роботи, що підтверджується довідками про практичне використання результатів роботи. (Додаток Г).

<u>Особистий внесок автора</u>. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У роботах, що написані у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у такому: [1, 2, 3, 4, 5] - розробка підходів до числового моделювання течії пари та теплопровідності в системі паророзподілу, побудова розрахункових моделей, проведення розрахунку методом скінченних об'ємів та аналіз отриманих результатів; [6] -оцінка течії пари через сито та безпосереднє встановлення основних особливостей течії пари в пароприймальній камері та через сито; [7, 8, 9] - аналіз термонапруженого стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи, проведення розрахунків методом скінченних елементів та аналіз отриманих результатів; [10, 11, 12, 13] - побудова

розрахункових моделей для аналізу повзучості корпусу клапана, проведення розрахунків методом скінченних елементів та аналіз отриманих результатів.

Апробація роботи. Основні положення та результати роботи доповідалися і обговорювалися на наступних конференціях і семінарах: конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (Харків, 2010р., 2011р., 2012р.); міжнародний конгрес двигунобудівників (с. Рибаче, АР Крим, 2011p., 2012p.); XIV международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Харків, 2012р.); VII международная научная конференции «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела» (Донецьк, научно-техническая 2013p.); международная конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения» (Харків, 2013р., 2014р.); XVII міжнародна науково-технічна конференція «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (Харків, 2019р.); 14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові (Львів, 2019р.); Науковотехнічному семінарі кафедри конструкцій авіаційних двигунів НАКУ «ХАІ» ім. М.Є. Жуковського (Харків, 2021р.).

<u>Публікації</u>. За результатами дисертації опубліковано 16 друкованих праць, а саме: 6 наукових статей у провідних фахових виданнях [1, 6, 7, 10 - 12], 10 публікацій у збірниках матеріалів конференцій [2 - 5, 8, 9, 13 - 16].

Структура та обсяг дисертації.

Дисертація містить вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел, що включає 100 найменувань на 10 сторінках, та 4 додатки на 18 сторінках. Повний обсяг дисертації становить 176 сторінок, з них 118 сторінки основного тексту, містить 89 рисунки та 9 таблиці.

РОЗДІЛ 1

КОНСТРУКЦІЯ СИСТЕМИ ПАРОРОЗПОДІЛУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-352-23.5 ТА ОГЛЯД РОБІТ З ПИТАНЬ МІЦНОСТІ КЛАПАНІВ

1.1 Аналіз конструкції систем паророзподілу парових турбін

Регулювальні клапани є виконавчими органами системи паророзподілу парових турбін. Від їх надійної роботи залежить стабільність експлуатації турбіни та її збереження при можливих нештатних ситуаціях.

Економічність роботи турбоустановки при змінному графіку роботи багато в чому визначається способом роботи системи паророзподілу, яким оснащена енергетична установка. Можна виділити в даний час три основних типи паророзподілу для парових турбін: дросельний, сопловий і обвідний паророзподіл.

Принцип роботи дросельного паророзподілу полягає в тому, що витрата пари регулюється шляхом синхронного відкриття (закриття) одного або ж кількох регулювальних клапанів. Цей спосіб регулювання потужності енергоустановки дуже простий у виконанні, оскільки не вимагає установки великої кількості регулювальних клапанів. Так само потрібно відзначити, що характерною ознакою дросельного паророзподілу є відсутність регулювальної ступені і, як наслідок, відсутність втрат пов'язаних з парціальним підведенням пари. Виходячи з процесу розширення пари при дросельному паророзподілі можна сказати, що коли регулювальний клапан повністю відкритий, тиск за ним лише трохи нижче тиску свіжої пари. При проходженні потоком пари через неповністю відкритий клапан тиск пари істотно знижується внаслідок дроселювання, а також зменшується наявний теплоперепад. Звідси випливає, що найбільш ефективно дросельний паророзподіл буде працювати в турбінах, які повинні нести тривалий час номінальне навантаження (наприклад, турбоагрегати АЕС великої потужності).

При сопловому способі паророзподілу витрата пари змінюється шляхом асинхронного відкриття або закриття регулювальних клапанів. Кожен клапан при цьому підводить пар до своєї окремої групи сопел. Цей вид паророзподілу є більш ефективним при змінному графіку навантажень. Тобто потік пари дроселюється тільки проходячи через частково відкриті регулювальні клапани. Але в цей же час цей спосіб має ряд недоліків в порівнянні з дросельним паророзподілом. У разі соплового паророзподілу при повністю відкритих регулювальних клапанах економічність роботи турбіни буде нижче, ніж в дросельного паророзподілу, за рахунок втрат пов'язаних з парціальним підведенням пари. Так само виникають динамічні напруги діючі на робочі лопатки ротора турбіни. Це виникає через те, що вони по черзі проходять перед активними і неактивними дугами підведення пари.

Один з істотних недоліків соплового паророзподілу при високих параметрах пари полягає в тому, що внаслідок різного дроселювання в регулюючих клапанах при їх неоднаковому відкритті температури потоків пари, що йдуть через ці клапани, можуть істотно відрізнятися. Так, наприклад, при відкриті клапана на 10%, температура виявляється на 180°С нижче температури за повністю відкритими клапанами [17]. Така неоднорідність потоку та пов'язаний з нею нерівномірний нагрів статора турбіни можуть бути причиною значних температурних напружень і викривлення корпусу, істотно погіршуючи маневрені якості турбіни. Для усунення нерівномірності параметрів перед різними сегментами сопел застосовується одночасний впуск пари в кілька груп сопел. При цьому сопловий паророзподіл наближається до дросельного і різниця в економічності часткових режимів між ними скорочується. Слід зауважити, що при двопоточних конструкціях ЦВТ потужних парових турбін принципово можливо реалізувати сопловий паророзподіл при збереженні повного підведення пари до кожної половини циліндра. Для цього необхідно розділити ці потоки і застосувати для кожного з них самостійні регулювальні клапани, що відкриваються послідовно.

Суть обвідного паророзподілу полягає в тому, що частина пари йде в обхід деякої кількості ступенів турбіни. Зазвичай цей спосіб застосовують разом з дросельним паророзподілом та в тому випадку, коли потрібно отримати максимальну потужність при знижених початкових параметрах або при підвищеному протитиску.

Незважаючи на те, що до систем паророзподілу, регулювання та захисту пред'являються найвищі вимоги, деталі та елементи цих систем є одними з

найбільш відповідальними: приблизно одна третина вимушених зупинок, пов'язаних з роботою парової турбіни, відбувається з вини цих систем.

Неполадки і пошкодження в системах паророзподілу ведуть в кращому випадку до негайної зупинки турбіни, а в гіршому – до її руйнування. Неполадки і руйнування можуть виникати в самих різних елементах і вузлах: в виконавчих органах регулювання та захисту, передавальному механізмі, сервомоторах, золотниках, регуляторах частоти обертання, тиску та ін.

Регулювальні клапани системи паророзподілу працюють у важких умовах експлуатації. Вплив високих температур, ерозії, малоциклової та багатоциклової втоми може значно зменшити термін служби клапана.

Найбільш часта причина вимушених відмов через органи паророзподілу – обрив штоків клапанів, який відбувається внаслідок втоми металу, що викликається вібрацією клапана під дією збуджуючих сил, що діють на клапан. Вважається, що основною причиною вібрації клапанів є нестаціонарний процес протікання пари між клапаном та його сідлом, що викликає автоколивальні рухи клапана вздовж його осі. Другою причиною є пульсація тиску пари, що надходить до клапана, яка викликає в штоку змінні напруги згину. Сумарна дія цих двох причин і призводить до поломок штоків.

Однією з причин вимушених зупинок є випресовка сідел з корпусу клапана під дією тих же нестаціонарних сил, які діють і на клапан. Сприяє цьому слабке закріплення сідла в корпусі.

Серйозними проблемами є міцність корпусів стопорних та регулювальних клапанів та їх герметичність. Перш за все це пов'язано з вкрай несприятливими умовами роботи при високому тиску та температурі, які можуть швидко змінюватися в часі. В цих умовах, як показує досвід експлуатації, в корпусах клапанів можуть з'являтися тріщини, розмір яких постійно збільшується та може загрожувати розривом корпусу клапана. Тріщини виникають, як правило, в місцях переходів стінок під фланцями (підфланцева зона) та сполученнях патрубків із стінками корпусів. Саме в цих зонах виникають максимальні напруження як від дії тиску, так і від різниці температур суміжних елементів.

Поява пошкоджень в корпусах стопорно-регулювальних клапанів може відбуватися з наступних причин:

1) внаслідок неякісного матеріалу корпусів. Корпуси виготовляють в основному методом лиття, якість якого нижча, ніж кованого матеріалу. При виплавці в матеріалі утворюються раковини, порожнечі, неметалеві включення та інші дефекти, які є концентраторами напружень, що викликають появу тріщин через певний час;

2) внаслідок повзучості під дією високих температур та тиску. Про дію цієї причини свідчить той факт, що масове утворення тріщин в корпусах стопорних та регулювальних клапанів починається часто після 90-100 тис. год. експлуатації;

3) внаслідок циклічно повторюваних температурних напружень, що викликають в металі явище термічної втоми.

Досвід експлуатації та статистика руйнувань показують, що робота турбіни в умовах частих та швидких пусків і різких змін навантаження призводить до більш інтенсивного утворення та росту тріщин.

Поява високих температурних напружень в корпусах клапанів пов'язано з швидкими змінами температури середовища, що протікає через клапан. В результаті цього корпус клапана прогрівається нерівномірно як по товщині стінки, так і вздовж неї. Особливо великі різниці температур утворюються між корпусом клапана та його кришкою, між кришкою клапана та шпильками що її утримують. Швидкий прогрів корпусу щодо кришки та швидкий прогрів кришки щодо шпильок викликає в них значні додаткові напруження, що призводять в ряді випадків до обриву шпильок.

Для зменшення температурних напружень, що виникають в корпусах клапанів від пуску, ретельно продумують їх форму для того, щоб уникнути суміжних елементів які мають різку зміну товщини; фланці корпусів роблять по можливості тонші, а переходи до стінки виконують великим радіусом. До пуску самої турбіни часто попередньо прогрівають клапани з невеликою швидкістю.

У не менш складних умовах знаходяться перехідні патрубки від регулювальних клапанів до турбіни, особливо в зоні прилягання до клапану. Це

пов'язано з тим, що різкі переміщення чашки клапана призводять до різкої зміни температури пари за ним через дроселювання, що негайно позначається на температурі внутрішньої поверхні перехідного патрубка. Тому безпосередньо за дифузором клапана встановлюють теплові екрани, що охороняють стінку перехідного патрубка від різких змін температури – теплових ударів. Незважаючи на простоту конструкції екранів, умови їх роботи дуже важкі, і в практиці експлуатації були випадки руйнування екранів через термічну втому. При цьому шматки зруйнованого екрану можуть потрапляти в проточну частину та призводити до її руйнування. [18]

Тому дослідження термонапруженого стану, повзучості та оцінки ресурсу корпусів регулювальних клапанів мають важливе значення для забезпечення надійної експлуатації турбіни та обладнання ТЕС та АЕС в цілому.

Проектування сучасної парової турбіни К-325-23.5 проводилося з використанням результатів новітніх аеродинамічних досліджень, проведених на експериментальних стендах об'єднання ВАТ «Турбоатом», в галузевих інститутах та лабораторіях вищих навчальних закладах, а також набутого досвіду модернізації раніше випущених турбін великої потужності. В ВАТ «Турбоатом» був створений новий високоекономічний та надійний турбоагрегат К-325-23.5 з циліндром високого тиску (ЦВТ), циліндром середнього тиску (ЦСТ) та першими ступенями циліндра низького тиску (ЦНТ) активного типу, призначений для заміни фізично та морально застарілих турбін К-300-240 та К-300-240-2.

Турбіна К-325-23.5, номінальною потужністю 325 МВт, складається із знову спроектованих циліндрів високого, середнього та низького тиску. Турбіна розрахована на параметри свіжої пари: тиск – 23,54 МПа, температура – 540°С з одноразовим перегрівом пари після ЦВТ до температури – 540°С.

Одночасно з ЦВТ, ЦСТ та ЦНТ встановлюються і нові вдосконалені блоки клапанів паророзподілу. На відміну від турбін К-300-240 та К-300-240-2 паровпускної частина ЦВТ має 4 виділені соплові коробки. Наявність соплових коробок дозволило істотно спростити конструкцію внутрішнього корпусу та зменшити товщину стінок в паровпускній частині зовнішнього корпусу ЦВТ, що

підвищило маневреність та надійність турбіни в режимах пуску блоку з різних теплових станів і скидання навантаження.

В роботі А. Ю. Зарянкіна та Б. П. Сімонова [19] наводиться патентний огляд і опис конструкцій регулювальних клапанів різних турбінобудівних заводів. У цій роботі відзначається проблема зв'язку підвищення ефективності системи паророзподілу і надійної роботи її елементів. Наводяться наступні вимоги до системи паророзподілу до яких належать:

1. відповідність між переміщенням поршня сервомотора і відкриттям прохідного перетину клапана;

2. мінімально можливий опір при повному відкритті клапанів.

3. забезпечення максимальної герметичності клапанів в закритому стані;

4. самовільна зміна прохідних перетинів клапанів;

5. поява великих динамічних навантажень при роботі клапанів;

6. відсутність неприпустимого санітарними нормам акустичного випромінювання;

7. рівномірні статичні зусилля, діючі на штоки клапанів, при всіх положеннях клапана;

8. надійність клапанів в роботі з виключенням можливості заїдання або руйнування окремих його вузлів.

9. простота конструкції, ремонтопридатність і максимальний термін міжремонтного періоду.

Як відзначають автори [19] "регулюючі клапани не одного з турбінних заводів не задовольняють наведеним комплексу вимог, так як в своїй більшості проблему надійності намагаються вирішити за рахунок зниження економічності (підвищення опору в органах паровпуска)".

Для вирішення завдання надійного забезпечення споживачів енергією були розроблені заходи по обслуговуванню та ремонту, які забезпечують тривале утримання обладнання в робочому стані при найкращих економічних показниках його роботи та мінімально можливих непланових його зупинках для ремонту. Ця система ґрунтується на проведенні планово-попереджувальних ремонтів (ППР).

Структура ремонтного циклу визначає послідовність різних видів ремонту та робіт з технічного обслуговування обладнання. Всі ремонти обладнання поділяються на кілька видів залежно від ступеня підготовленості, обсягу виконуваних робіт та методу виконання ремонту.

При виконанні ремонтних робіт можуть бути використані різні методи, в тому числі: агрегатний метод ремонту – при якому несправні агрегати замінюються новими або заздалегідь відремонтованими; заводський метод ремонту – ремонт транспортабельного обладнання або його окремих складових частин на ремонтних підприємствах на основі застосування передових технологій та розвиненої спеціалізації.

У процесі ремонту турбоагрегатів здійснюється великий обсяг робіт по контролю металу, при цьому використовується сукупність різних фізичних методів неруйнівного контролю. При їх застосуванні в конструкції не створюється будьяких залишкових змін. Цими методами виявляються тріщини, внутрішні раковини, зони рихлості, непровари в зварних швах і тому подібні порушення цілісності та однорідності матеріалів. Найбільш поширені такі методи: візуальний контроль, ультразвукова дефектоскопія, магнітно-порошкова дефектоскопія, контроль методом вихрових струмів.

Корпуси та кришки регулювальних клапанів перевіряються на наявність тріщин методами магнітно-порошкової дефектоскопії. Для цього радіусні поверхні корпусу та кришки очищаються від залишків теплової ізоляції і окалини механічним способом: електро- або пневмоінструментом а також сталевими щітками.

Вибірку невеликих тріщин виробляють відрізними абразивними дисками. Великі тріщини вибирають за допомогою методів електродугового стругання. Місця вибірок тріщин заплавляются електродами за спеціальною технологією з наступною термообробкою.

В роботі Є. Р. Плоткіна та О. Ш. Лейзеровича [20] розглядається методика та результати досліджень пускових режимів потужних парових турбін. Авторами відзначається, що системи паророзподілу турбін можуть мати відмінності як у

компонувальних рішеннях, так і конструкції самих корпусів клапанів. У турбінах з надкритичних тиском число регулювальних клапанів може змінюватись від чотирьох до восьми. Вони можуть розташовуватися окремо і з'єднуються з циліндром високого тиску довгими тонкостінними трубами довжиною до 25 м. У турбінах з докритичним тиском регулювальні клапани можуть розташовуватися безпосередньо на корпусі циліндра високого тиску. Також існують компонування з розташуванням клапанів поблизу циліндра високого тиску які пов'язані з ним короткими патрубками.

Авторами [20] наводиться поділ схем з'єднання корпусів (парових коробок) стопорних і регулювальних клапанів на три типи:

1. Стопорні і регулювальні клапани розташовані окремо та з'єднані довгими пропускними трубами (рис. 1.1). При цьому на кожен стопорний клапан доводиться від двох до чотирьох регулювальних клапанів. Число паропідвідних патрубків в стопорних клапанах відрізняється і залежить від схеми блоку.



Рис. 1.1. Поперечний розріз ЦВТ турбіни К-200-130 з розташованими окремо стопорними і регулювальними клапанами

2. Стопорні і регулювальні клапани розташовані поруч та з'єднані короткими патрубками в блоки клапанів (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Поперечний розріз ЦВТ турбіни К-200-130 з розташованими окремо стопорними і регулювальними клапанами

3. Стопорні і регулювальні клапани розташовані разом в одному загальному корпусі (рис. 1.3).



Рис. 1.3. Стопорно-регулювальний клапан парової турбіни К-325-23.5

Також авторами [20] відзначається, що на аеродинамічні характеристики системи паророзподілу істотно впливає ряд конструктивних елементів: парові сита

стопорних клапанів, які розташовані між вхідним патрубком і клапаном, вертикальні ребра в корпусах регулювальних клапанів, які призначені для запобігання утворення завихрень пари в камері перед клапаном, сідла з різними довжинами дифузорів за ним, та ін.

В сучасній паровій турбіні К-325-23.5 в системі паророзподілу циліндра високого тиску використовують два блоки стопорно-регулювальних клапанів. Кожен з блоків складається з стопорного і двох регулювальних клапанів розташованих в одному загальному корпусі, що представляє собою відливку складної конфігурації. Перегрітий пар підводиться по патрубку в пароприймальну камеру (під стопорним клапаном) і пройшовши клапан, подається далі в камеру над ним, загальну для двох регулювальних клапанів, розташованих в тому ж корпусі (рисунок 1.3). У пароприймальній камері пар проходить через парове сито, що перешкоджає попаданню в блок клапанів і в проточну частину турбіни зварного грата і сторонніх включень. У цьому ж корпусі проходять канали за регулювальнимими клапанами, відокремлені від центральної камери тонкими перемичками. Варто зауважити, що корпус регулювального клапана знаходиться в тепло-шумоізоляції [21].

Досвід експлуатації стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни К-325-23.5 показує, що в їх корпусі спостерігаються місця, де відбувається накопичення помітних втомних пошкоджень [22]. Для вирішення даної науковотехнічної проблеми необхідно виконати дослідження термонапруженого стану, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу клапанів парової турбіни К-325-23.5. В свою чергу для даних досліджень необхідно отримати достовірні граничні умови, такі як розподілення тиску на стінки та температури корпусу клапана.

1.2 Режими роботи системи паророзподілу парової турбіни

Для теплофікаційних парових турбін, які забезпечують вироблення електричної та теплової енергії, характерно дуже велике число можливих режимів роботи. Як показано в роботах О. Д. Трухнія та С. Ш. Розенберга [23, 24], воно настільки велике, що їх класифікація призводить до певних складнощів, тому умовна. За складом працюючого обладнання в турбоустановці режими роботи можна розділити на дві великі групи: конденсаційні та теплофікаційні.

Конденсаційні режими – це режими, при яких немає теплового навантаження. Пар, що надходить в турбіну, проходить всю її проточну частину та надходить в конденсатор. Іншими словами, ці режими роботи нічим не відрізняються від режимів роботи конденсаційної турбіни. В таких режимах теплофікаційна турбіна може працювати влітку, коли невелике теплове навантаження забезпечується одним або кількома турбоагрегатами ТЕЦ, а решта працюють в конденсаційному режимі.

Теплофікаційні режими — це режими, при яких через відбори турбіни здійснюється відбір тепла для цілей промислового споживання або нагріву мережевої води. У свою чергу, теплофікаційні режими можна розділити на дві підгрупи: режими роботи по тепловому графіку та режими роботи по електричному графіку [23].

При роботі по тепловому графіку теплофікаційна турбіна працює як турбіна з протитиском: вона забезпечує вироблення тепла в заданій кількості та з заданими параметрами теплоносія, попутно виробляючи деяку кількість електроенергії. При зміні системою регулювання теплового навантаження автоматично змінюється і електричне навантаження. Режим роботи по тепловому графіку часто називають просто «теплофікаційним режимом», «режимом роботи з протитиском» або «режимом роботи із закритою діафрагмою».

За режимам роботи по теплофікаційному графіку в роботі знаходяться і конденсатор турбіни, в трубну систему якого (в основний і вбудовані пучки) надходить охолоджуюча вода (циркуляційна, мережева, підживлювальна і т.д.). Робота конденсатора забезпечує конденсацію невеликої кількості пари, що надійшов в ЦНТ через нещільності регулювальних органів (діафрагми).

Теплофікаційний режим є найбільш економічним режимом, головним чином через малі втрати тепла конденсації в конденсаторі (або їх відсутність взагалі). Правда, при цьому не може бути отримана електрична потужність більше тієї, яка визначається як максимально можлива теплофікаційна потужність турбоагрегату. Найчастіше турбоагрегат працює по тепловому графіку взимку, коли потрібна виробляти велику кількість тепла [25].

Режими роботи по електричному графіку – це режими, при яких теплове та електричне навантаження регулюються незалежно. Можна сказати, що це режими роботи за двома графіками – електричному та тепловому. При цьому режимі в конденсатор надходить охолоджуюча вода і через турбіну протікає два потоки пари: теплофікаційний та конденсаційний. Перший з них забезпечує використання тепла з найвищою, а другий – з найнижчою економічністю. Тому економічність роботи по електричному графіку залежить від співвідношення цих потоків: чим більше частка теплофікаційного потоку, тим більш економічною буде робота турбоустановки.

По тепловому стану турбіни режими роботи можна розділити на стаціонарні і перехідні.

Стаціонарний режим – це режим, при якому параметри пари всередині турбіни (температура, тиск, вологість, швидкість пари) та стан її деталей (температура, деформація) не змінюються в часі. Можна сказати що стаціонарних режимів не існує, оскільки завжди є деякі пульсації параметрів. Однак при стаціонарних режимах їх рівень малий на тлі середніх значень, а самі середні значення залишаються середніми в часі. Постійні значення параметрів турбіни досить довгий час визначають практично постійну напруженість її деталей та незмінне взаємне положення обертових і нерухомих елементів. Це зумовлює відносно високу надійність роботи при стаціонарних режимах.

Перехідний, або нестаціонарний режим роботи – це процес переходу від одного стаціонарного режиму до іншого. Оскільки параметри пари та температурний стан деталей на різних стаціонарних режимах різний, то в процесі перехідного періоду параметри пари та температурний стан деталей змінюються, що призводить до ряду нових явищ. Не дивлячись на те, що кожен із стаціонарних режимів може не нести для турбіни безпосередньої небезпеки, сам перехідний процес може бути дуже небезпечним, провокуючи в деяких випадках аварійну ситуацію. Особливу небезпеку при перехідних режимах викликає зміна температури: неоднаковість в часі температурних розширень обертових та нерухомих деталей викликає небезпеку виникнення аварії; виникають температурні напруження, не приводячи до якихось небезпечних ситуацій в поточний момент, при циклічному повторенні, часто через роки, призводять до появи тріщин малоциклової втоми [26, 27].

Стаціонарні режими парових турбін можна розділити на дві великі групи: ординарні та специфічні.

Ординарні стаціонарні режими – це режими нормальної експлуатації турбіни. Вони передбачені при проектуванні турбіни та не повинні мати обмежень по тривалості роботи. Ординарні режими в свою чергу можна розділити на три види: режим нормального навантаження; режим часткового навантаження; режим максимального навантаження.

Режим нормального навантаження для теплофікаційної турбіни – це режим, при якому досягається найбільша потужність, яку може довго розвивати турбоагрегат при номінальних значеннях теплових відборів всіх основних параметрів (свіжої пари, проміжного перегріву, у відборах та конденсаторі). При цьому використовуються всі нерегульовані відбори пари для постійних власних потреб енергоблоку, а регулювальні клапани повністю відкриті.

Режим номінального навантаження – це деякий гіпотетичний режим, на якому теплофікаційна турбіна буде працювати максимальний час. Це основний розрахунковий режим, для якого оптимізуються параметри, решітки проточної частини та система регенерації.

Незважаючи на те, що номінальний режим при проектуванні розраховується найбільш ретельно, явища, що виникають при його реалізації, представляють для турбіни певну небезпеку. Як правило, номінальні режими – це тривалі режими, при яких відбувається накопичення пошкоджень в деталях.

Режими часткового навантаження можуть відноситься як до електричної потужності, так і до відбору тепла, які є незалежними в рамках діаграм режимів турбіни.

При часткових навантаженнях умови роботи деяких елементів турбіни полегшуються, а частини елементів ускладнюється. Велика розмаїтість часткових навантажень теплофікаційних турбін призводить до необхідності кожен раз конкретно аналізувати зміну параметрів пари, що проходить через її окремі елементи.

Реалізація режимів часткового навантаження турбіни залежить від типу паророзподілу турбіни і способу узгодження роботи турбіни і котла. При підтримці тиску перед стопорними клапанами турбіни незмінним режим часткового навантаження в турбіні з дросельними або сопловим паророзподіленням забезпечується установкою між стопорними клапанами і проточною частиною турбіни додаткової системи дроселів, якими є регулюючі клапани. У ряді випадків режим часткового навантаження здійснюють зміною тиску (і відповідно витрати) перед турбіною за допомогою котла при повністю відкритих регулювальних клапанах і постійній температурі перед турбіною. Такий спосіб називають режимом змінного тиску. Іноді з метою можливості швидкого підхоплення потужності турбіною при зростанні навантаження в мережі регулюючі клапани встановлюють в деякому прикритому положенні.

Режим максимальної потужності теплофікаційної турбіни – це режим, при якому потужність, яку турбіна повинна довго розвивати на конденсаційному режимі або при певних співвідношеннях витрат відібраної пари та тисків пари у відборах або протитиску, при номінальних значеннях інших основних параметрів. Зокрема, для турбіни з протитиском максимальна потужність розвивається при повній витраті пари та мінімальному протитиску.

Специфічні стаціонарні режими – це режими, при яких умови роботи турбіни такі, при яких необхідні обмеження їх тривалості або зміна складу працюючого устаткування. Умовно до них можна віднести: режими з відхиленнями частоти обертання, початкових, кінцевих та проміжних параметрів пари; режими холостого ходу; режими з відключеними регенеративними підігрівачами; безпаровий та маловитратний режими; моторний режим [28]. Перехідні, або нестаціонарні режими можна умовно розділити на три види: зміна навантаження, пуски та зупинки.

У свою чергу зміни навантаження можна розділити на дві категорії: автоматичні та планові. Автоматична зміна навантаження відпрацьовуються системою регулювання турбіни з дуже великою швидкістю з метою підтримки постійної частоти мережі шляхом відкриття або закриття регулювальних клапанів в рамках регулювального діапазону турбіни або енергоблоку. При цьому в проточній частині дуже швидко змінюються тиск і температура та, як наслідок, починається перехідний процес від старого до нового стану. Як правило, внаслідок окремих турбоагрегатів порівнянні малої потужності В 3 потужністю енергосистеми, зміни параметрів не бувають дуже глибокими, проте їх число за термін експлуатації може бути дуже великим. Планові зміни навантаження здійснюються машиністом турбіни або енергоблоку на вимогу диспетчерської служби енергосистеми або з метою забезпечення оптимального вироблення електроенергії, або з метою зміни потужності енергосистеми відповідно до потреб графіка навантаження. Планові зміни потужності, як правило, більш глибокі, ніж автоматичні, проте число їх за термін служби набагато менше.

Пуском турбоагрегату називається процес його підготовки до розвороту, поштовху ротора та розвороту до синхронної частоти обертання, синхронізації і навантаження до необхідної потужності.

Головна особливість пускових режимів в загальному випадку складається в значній зміні температури та тиску пари всередині турбіни внаслідок зміни через неї витрати пари і температури пари перед нею. Зміна температури пари всередині турбіни призводить до зміни температур деталей та їх нерівномірного прогріву, що, в свою чергу, призводить до виникнення температурних напружень.

Зупинкою турбоагрегату називається процес його розвантаження з припиненням подачі пари в турбіну, відключення генератора від мережі і вибігання аж до моменту включення валоповоротного пристрою. Розрізняють три види зупинок: в резерв, з розхолоджування та аварійний.
Зупинку в резерв проводять з урахуванням подальшого пуску через відносно короткий час. Тому її проводять так, щоб по можливості зберегти температуру обладнання, що полегшує наступний пуск.

Зупинку з розхолоджуванням використовують при подальшому виведенні обладнання в ремонт, для початку якого необхідно його охолодження до достатньо низької температури [29].

Аварійна зупинка здійснюється при виникненні аварійних ситуацій, що загрожують аварією в даний час або в майбутньому, або безпосередньо при аваріях. Аварія – це подія, що полягає в переході турбіни з високого рівня працездатності на суттєво нижчий з великим порушенням режиму роботи. Аварія може привести до часткового або повного руйнування турбіни, створення небезпечних умов для людини та навколишнього середовища. При зупинках турбіни виникають такі ж явища, як і при пуску, проте проявляються вони більш специфічно і часто більш небезпечні, ніж при пусках.

Для парової турбіни К325-23.5 реалізовано сопловий спосіб паророзподілу. Клапани парових машин експлуатуються на перехідних і стаціонарних режимах роботи. Перехідні режими викликаються пуском турбіни з холодного, гарячого та неостиглого станів. Стаціонарні режими роботи системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Потужність турбіни, МВт	Сумарна витрата пари, тонн/год	Тиск на вході в клапан, МПа	Витрата пари через РК1, 2, тонн/год	Положення РК1, РК2, мм	Тиск за РК1, РК2, МПа	Витрата пари через РКЗ тонн/год	Положення РКЗ, мм	Тиск за РКЗ, MIIa	Витрата пари через РК4, тонн/год	Положення РК4, мм	Тиск за РК4, МШа
30	66,5	23,535	66,5	1,2	2,163	0	0	0	0	0	0
40	112,1	23,532	112,1	2,2	3,639	0	0	0	0	0	0
50	150,3	23,529	150,3	3,5	4,872	0	0	0	0	0	0
60	178	23,526	178	4,6	5,766	0	0	0	0	0	0
70	212,8	23,522	212,8	5,8	6,890	0	0	0	0	0	0
80	254,2	23,526	254,2	7	8,221	0	0	0	0	0	0

Стаціонарні режими роботи системи паророзподілу турбіни

Продовження таблиці 1.1

ужність ііни, МВт	арна витрата а, тонн/год	к на вході в тан, МПа	рата пари через , 2, тонн/год	оження РК1, , мм	k 3a PK1, PK2, a	рата пари через тонн/год	оження РКЗ,	k 3a PK3, MIIa	рата пари через , тонн/год	оження РК4,	k 3a PK4, MIIa
lor Typ(Сум тарі	Гисі Клаі	Вит РК1	Пол PK2	Гис	Вит РКЗ	Пол ММ	Гис	Вит РК4	ГоЛ ММ	Гис
90	296,8	23,508	296,8	8,1	9,592	0	0	0	0	0	0
100	347,5	23,498	347,5	9,4	11,224	0	0	0	0	0	0
110	365	23,487	365	10,5	12,753	0	0	0	0	0	0
120	466,6	23,467	466,6	11,8	15,060	0	0	0	0	0	0
130	513,8	23,453	513,8	12,9	16,581	0	0	0	0	0	0
140	583,2	23,429	583,2	14	18,820	0	0	0	0	0	0
150	629,7	23,411	629,7	15,2	20,316	0	0	0	0	0	0
160	659,3	23,399	659,3	16,5	21,269	0	0	0	0	0	0
170	675,1	23,392	675,1	17,8	21,779	0	0	0	0	0	0
176	681,3	23,390	681,3	18,6	21,979	0	0	12,478	0	0	0
180	699,4	23,382	682,9	19,1	22,031	16,5	0,6	12,915	0	0	0
190	738,1	23,364	684,1	20,8	22,185	54	2	13,877	0	0	0
200	774,4	23,347	678,6	22,7	22,327	95,8	3,5	15,179	0	0	0
210	811,8	23,328	665,8	24,6	22,434	146	5,3	16,866	0	0	0
220	853,6	23,306	643,5	26,4	22,526	210,1	7,6	19,117	0	0	0
230	885,6	23,289	622,1	28,2	22,592	263,5	10,4	21,114	0	0	0
234	893,9	23,284	616	29	22,613	277,9	11,5	22,674	0	0	16,830
240	908,6	23,276	603,8	30,1	22,646	284,5	13,2	22,116	20,3	0,7	17,213
250	926,4	23,266	588,7	31,8	22,700	284,3	16,1	22,412	53,4	1,9	17,723
260	942,6	23,256	570,9	33,3	22,711	280,4	19	22,579	91,3	3,3	18,319
270	963,5	23,244	548,3	34,7	22,743	271,6	21,8	22,683	143,6	5,4	19,677
280	978,9	23,234	531,3	36	22,766	264,4	24,7	22,745	183,2	7,4	20,775
290	989,2	23,228	519,3	37,3	22,781	259	27,5	22,778	210,9	9,5	21,583
300	995,8	23,224	511,4	38,4	22,792	255,2	30	22,791	229,2	11,5	22,136
310	998,9	23,222	507,7	39,3	22,796	253,4	32,4	22,797	237,8	13,5	22,401
325	1000	23,221	505,8	40,2	22,799	252,5	34,6	22,800	242,1	15,4	22,534

Для більш наглядного аналізу стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу значення витрати пари через блоки стопорно-регулювальних клапанів та безпосередню витрату через регулювальні клапани №1,2,3,4 та їх положення в залежності від потужності турбіни представленні на рис. 1.4 в графічному вигляді. Для дослідження стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу розгляд всіх представлених в табл. 1.1 варіантів потужності енергоустановки являється досить складним завданням. Для спрощення завдання

було запропоновано розглянути в першу чергу режими з якісною зміною параметрів роботи блоків регулювальних клапанів. Серед таких параметрів було розглянуто значення потужності, витрати пари та положення регулювальних клапанів.



Рис. 1.4. Залежність витрати пари і положення регулювальних клапанів в залежності від потужності турбіни

Так, для подальшого аналізу, було запропоновано розглядати блок клапанів №1, в який входять регулювальний клапан №1, регулювальний клапан №3 та один стопорний клапан. Це обумовлено тим, що як показано на рис. 1.4 цей блок клапанів має більшу масову витрату ніж у другого блоку клапанів на режимі роботи турбіни який відповідає потужності 240 МВт.

Для аналізу стаціонарних режимів роботи було вибрано декілька режимів роботи блоку клапанів на різних значеннях потужності турбіни, такі як:

 – режими роботи на потужності 30 і 325 МВт, розглядалися як режими з максимальною і мінімальною потужністю турбіни;

 – режими роботи на потужності 240 МВт, обрані для аналізу як режими з найбільшою витратою пари через блок регулювальних клапанів №1 (рисунок 1.4); – режими роботи на потужності 176 і 180 МВт, обрані для аналізу як режими, при яких здійснюється відкриття РКЗ (рисунок 1.4), і здійснюється подача пари на блок клапанів 1;

– режим роботи на потужності 100 та 220 МВт обрані як проміжні режими роботи енергоустановки.

Таким чином розглядалися не всі стаціонарні режими, але це дозволило оцінити як кожен з наведених факторів (потужність, витрата пари та положення регулювальних клапанів) впливатиме як на процеси течії пари та температурний стан регулювального клапана так і на термонапружений стан корпусу клапана.

Варто зауважити що у відповідності до [30] для парової турбіни К-325-23.5 кількість режимів регламентуються. Як показано в табл. 1.2 кількість розвантажень до нижньої межі регулювального діапазону також регламентуються. При цьому нижня межа регулювання для парової турбіни К-325-23.5 сягає 100 МВт. Турбіна може працювати довгий час в діапазоні навантажень від 100 до 325 МВт при номінальному тиску свіжої пари.

Таблиця 1.2

пуски з холодного стану	150
пуски з гарячого стану	2000
пуски з неостиглого стану	1000
скидання навантаження до холостого ходу	150
розвантажень до нижньої межі регулювального діапазону	10000

Допустима кількість циклів за термін експлуатації турбіни

При цьому ресурс деталей і складальних одиниць з жароміцних матеріалів для клапанів парової турбіни К-325-23.5 складає 200 тис. год.

1.3 Огляд наукових досліджень пов'язаних з проблемами розрахункової оцінки течії пари та міцності регулювальних клапанів

В даний момент у відкритому доступі наукових досліджень пов'язаних з розв'язанням задач оцінки термонапруженого стану, повзучості та ресурсу систем паророзподілу парових турбін небагато. Даному питанню приділяється недостатня

увага, так як більш важливішими питаннями є безпосередньо підвищення надійності та ефективності самої парової турбіни.

В роботах А. В. Бурлакова, Г. І. Львова, О. К. Морачковского та А. М. Підгорного [31-32] викладаються результати теоретичного дослідження повзучості. Значна увага приділена побудові основних рівнянь на основі технічної теорії. Вирішені осесиметричні та нові двовимірні задачі повзучості. Особливе місце відведено проблемі концентрації напружень біля отворів в елементах, що знаходяться в стані повзучості. Розроблено методи розв'язання зазначених нелінійних крайових задач, отримані їх числові розв'язання для ряду практично важливих випадків.

В роботах Є. М. Гораша, С. В. Лисенка та Г. І. Львова [33-34] розглянуто неізотермічну теорію довготривалої міцності на основі механіки руйнування суцільного середовища для корпусу клапана. Модель механіки руйнування розширена до варіанту, що враховує змінну температуру. Швидкості деформації та пошкоджуваності доповнені температурними залежностями. Виконано числовий розрахунок довготривалої міцності тривимірної моделі корпусу перепускного клапана парової турбіни. В роботі визначено час руйнування і закономірності параметрів перерозподілу В корпусі клапана основних повзучості та пошкоджуваності.

В роботах О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюка та В. А Пешко [35-36] виконано оцінку пошкоджуваності та залишкового ресурсу корпусів стопорних клапанів високого та середнього тиску парових турбін К-800-240 та К-200-130. При цьому розглядалося врахування пошкоджень під час ремонтно-відновлювальних змін конструкції за період експлуатації. Також варто зауважити, що в даних роботах розглядалися нестаціонарні режими роботи системи паророзподілу. Але в даних роботах не в повній мірі висвітлено отримання граничних умов для розв'язання цих задач. Варто зауважити, що від коректності граничних умов залежить якість отриманих результатів.

В роботах М. Ю. Дейча та А. Ю. Зарянкіна [37, 38-40] розглядаються питання розв'язання задач течії пари в системах паророзподілу парових турбін. Так в [21]

проводиться аналіз течії пари в новому регулювальному клапані який проектується з врахуванням впливу фільтрувального сита на паропотік в робочому тракті. Варто зауважити, що у випадку з фільтрувальним ситом для зменшення розмірності скінченно-елементної сітки використовували наступне спрощення: отвори в ситі замінялися суцільними щілинами постійної товщини.

В роботі В. Л. Швецова, І. І. Кожешкурта, В. О. Конєва, В. Г. Солодова та А. О. Хандримайлова [41] проведено розрахунково-конструкторські розробки та числове моделювання течій пари в стопорному клапані парової турбіни К-220-44 з врахуванням фільтруючого сита. Проведений аналіз впливу параметрів парового сита та проточної частини клапана показав значне зниження перепаду тиску в стопорному клапані та можливість відносно простої модернізації конструкції. При цьому вдалося значно спростити безпосередньо виготовлення деталей стопорного клапана. В роботі [41] проводилося дослідження по заміні конструкції фільтруючого сита задля зниження гідравлічних втрат при роботі енергоустановки. Але аналіз безпосередньої течії пари проводився достатньо просто, змінювали конструкцію сита та порівнювали перепади тиску на ньому.

В роботі А. І. Бабаєва [42] наводяться результати числового дослідження структури потоку в тракті, що включає регулювальний клапан, вхідний патрубок та сопловий сегмент. В [43] представлені результати числового дослідження видаткової характеристики регулювального клапана циліндра високого тиску турбіни К-300-240. Розглянуто поля газодинамічних параметрів в каналі регулювального клапана та отримана величина наведеної витрати в залежності від відносного підйому чаші клапана та відносного тиску.

Як видно з огляду приведених наукових досліджень до розрахункової оцінки надійності регулювальних клапанів, основною проблемою для розв'язання завдань міцності корпусів кланів є коректне визначення граничних умов (тиску на стінках корпусу та його температури). У більшості робіт з дослідження регулювальних клапанів приділяється увага ефективності роботи системи паророзподілу для подальшої оптимізації проточної частини клапанів і підвищення ефективності роботи енергоустановки в цілому. Частина наукових досліджень присвячена визначенню ресурсу елементів системи паророзподілу але не висвітлює в повній мірі безпосереднє визначення граничних умов для розв'язання цих задач.

Визначення граничних умов для подальшого розв'язання питань міцності вимагає спільного розв'язку задач течії пари і теплопровідності елементів корпусу клапана, оскільки ці процеси взаємопов'язані між собою. Так теплові витрати через стінки клапана та теплоізоляцію впливають на температуру пари, що в свою чергу змінює фізичні властивості та впливає на процеси паропотоку. При цьому зміна температури внаслідок значного підвищення швидкості та стиснення пари впливає на температуру корпусу клапана. Особливо даний вплив проявляється на нестаціонарних режимах роботи.

Варто зауважити, що можливе розв'язання не сумісної задачі, а окреме (послідовне) розв'язання течії пари та теплопровідності в корпусі клапана. Але при такому підході додатково по значенням швидкості пари в пристінній області доведеться визначати коефіцієнти теплообміну, які необхідні для розв'язання задачі теплопровідності в корпусі клапана. В такому випадку маємо додаткову задачу основна складність якої полягає в тому, що коефіцієнти теплообміну мають складний розподіл на внутрішніх поверхнях корпусу клапана.

Запропонований у роботі підхід дозволяє досліджувати як питання оптимізації робочих характеристик системи паророзподілу, так і автоматично отримувати всі граничні умови для задач визначення термонапруженого стану, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу всіх елементів системи паророзподілу. Хоча дане розв'язання призводить до ускладнення розрахункової моделі але такий підхід дозволяє дати ефективну оцінку роботі системи паророзподілу парової турбіни та дослідити надійність її регулювальних клапанів.

1.4 Висновки за розділом 1

Проаналізовано основні проблеми при проектуванні та експлуатації регулювальних клапанів парових турбін. Виконано огляд конструкційних особливостей сучасних регулювальних клапанів парових турбін. Проводиться докладний аналіз конструкції системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5. Висвітлено стан проблеми визначення термонапруженого стану, повзучості, оцінки ресурсу корпусу регулювального клапана та виконано постановку завдань наукового дослідження. Розглянуто та проаналізовано стаціонарні режими роботи регулювального клапана, на основі чого було вибрано сім найбільш представницьких режимів.

Проведено аналіз раніше виконаних робіт з оцінки течії пари та термонапруженого стану систем паророзподілу парових турбін. Встановлено, що більшість наукових робіт виконувалися для визначення параметрів паропотоку в проточній частині регулювальних клапанів. Ці роботи виконувалися для підвищення ефективності роботи системи паророзподілу та енергоустановки в цілому. Частина наукових праць була присвячена питанням термонапруженості, повзучості та оцінці ресурсу корпусів клапанів. В цих працях температурні поля для розв'язання задач міцності визначалися розв'язанням задачі теплопровідності де граничні умови бралися з аналітичних розрахунків. При цьому розподілення тиску на стінки корпусу не враховувалося і бралося як номінальне значення.

Проте, проведений аналіз наукових праць показав, що для коректного визначення граничних умов для задач термонапруженого стану, повзучості та оцінки ресурсу необхідне сумісне розв'язання задачі течії пари та теплопровідності для всіх елементів системи паророзподілу.

РОЗДІЛ 2

ГАЗОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В РЕГУЛЮВАЛЬНОМУ КЛАПАНІ ТА ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН КОРПУСУ КЛАПАНА

2.1 Математична модель для досліджень газодинамічних процесів і визначення температурного стану корпусу клапана

На сьогоднішній день базовим методом дослідження процесів течії пари та теплопровідності в складних конструкціях являється числовий експеримент. Моделювання руху робочого тіла в проточному тракті та теплопровідності в елементах конструкції проводиться з застосуванням сучасної обчислюваної техніки та числових методів, таких як CFD (Computation Fluid Dynamics). Для розв'язання даного типу задач можуть використовуватися різні математичні моделі течії пари. В останній час найбільший розвиток має метод прямого числового моделювання (DNS) та метод моделювання великих вихорів (LES). Однак дані методи мають високі вимоги до обчислювальних ресурсів. Тому для розв'язання прикладних задач течії пари та теплопровідності в сумісній постановці використовуються методи, що базуються на усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) в поєднанні з різними напівемпіричними моделями турбулентності.

Для розв'язання спільної задачі течії пари та теплопровідності корпусу клапана та його теплової ізоляції парової турбіни К-325-23.5 використовувалася математична модель, в основі якої лежать усереднені по Рейнольдсу-Фавру рівняння Нав'є-Стокса руху в'язкої стисливої рідини з урахуванням теплопередачі [44]. Так, система рівнянь (RANS) подається рівняннями нерозривності, зміни кількості руху та рівнянням повної енергії

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0; \qquad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_i U_j \right) = -\frac{\partial \rho'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right]; \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U\tau), \qquad (2.3)$$

де t – час; ρ – густина рідини; p – тиск; T – температура; U_i , U_j – складові швидкості; μ_{eff} – ефективна в'язкість; h_{tot} – повна ентальпія; p' – модифікований тиск.

Ефективна в'язкість знаходиться за залежностями

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \,, \tag{2.4}$$

де: μ , μ_t – коефіцієнти динамічної і турбулентної в'язкості.

Модифікований тиск знаходиться за залежностями

$$p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff} \frac{\partial U_m}{\partial x_m}, \qquad (2.5)$$

де $\frac{\partial U_m}{\partial x_m}$ – дивергенція швидкості; k – кінетична енергія турбулентності; U_m – швидкість;

Для моделювання перегрітої пари використовувалася база даних IAPWS-IF97. База даних IAPWS-IF97 є точним розв'язанням рівняння стану для властивостей води і пари [45]. У базі даних IAPWS використовуються формули для п'яти різних термодинамічних областей (рис. 2.1) для води та пари, а саме: недогрітої води (1); надкритичної води/пари (2); перегрітої пари (3); зона насичення (4); високотемпературної пари (5).



Рис. 2.1. Термодинамічний стан води та пари

При виконанні досліджень течії пари аналітичне рівняння стану використовувалося для визначення властивостей пари в табличній формі, яка ефективно оцінена при обчисленні в CFD. Ці таблиці IAPWS визначаються з точки зору тиску та температури, які потім інвертуються для оцінки стану з точки зору інших комбінацій властивостей (таких як тиск/ентальпія або ентропія/ентальпія). Тому при розробці бази даних IAPWS властивості оцінюються як функції тиску та температури. Здебільшого, це включає пряму реалізацію рівнянь, описаних в теорії IAPWS [45]. При цьому область 4 включає дані про насичення, в яких використовується тільки інформація про тиск або температуру.

Однак з'являються деякі труднощі при оцінці властивостей в області 3 (поблизу критичної точки), де рівняння стану явно визначається в термінах густини та температури. У цій області густина оцінена за допомогою ітерації Ньютона-Рафсона. Цей алгоритм додатково ускладнюється тим, що рівняння стану застосовується як на стороні переохолодженої рідини, так і на стороні перегрітої пари, що призводить до критичних умов. Отже, в залежності від стану тисктемпература, можна оцінювати як переохолоджену рідину або перегрітий пар з одним і тим же рівнянням стану. Щоб застосувати схему Ньютона-Рафсона надійним чином, необхідно визначити, на якій стороні насичення застосовується стан тиск-температура, та застосувати відповідне первинне припущення. Така схема ітерацій, що включає логіку для початкового припущення, була реалізована так, що можливе створення таблиць навколо критичної області.

Для моделювання процесів турбулентності і опису граничного шару на поверхні корпусу застосовується напівемпірична модель SST Ментера [46, 47].

Грунтуючись на тому, що моделі турбулентності типу $"k - \varepsilon"$ краще описують властивості вільних зсувних течій, а моделі типу $"k - \omega"$ мають перевагу при моделюванні пристінкових течій, Ментер запропонував модель, що поєднує в собі зазначені сильні сторони $"k - \varepsilon"$ та $"k - \omega"$ моделей. Для цього $"k - \varepsilon"$ модель переформулювати в термінах k та ω , а потім для отриманих в результаті модельних рівнянь введена емпірична функція F_1 , що забезпечує плавний перехід від $"k - \omega"$ моделі в пристінній області до $"k - \varepsilon"$ моделі далеко від твердих стінок. Відзначимо, що при цьому перехресний дифузний член автоматично з'являється в рівнянні для ω далеко від стінок і, відповідно, модель Ментера виявляється вільною від недоліків, властивих «старій» моделі Вілкокса ($"k - \omega"$) та пов'язаного з підвищеною чутливістю його моделі до граничних умов в зовнішньому потоці. Таким чином, модель Ментера записується шляхом суперпозиції $"k - \omega"$ та $"k - \varepsilon"$, помножених відповідно на вагову функцію F_1 та (1- F_1). Функція F_1 конструюється таким чином, щоб мати значення одиниці на верхній межі граничного шару і прагнути до нуля при наближенні до стінки. Наведене зшивання передбачається в області сліду граничного шару [48].

Другий важливий крок, зроблений Ментером, полягав у видозміні стандартної зв'язку між k, ω та турбулентною в'язкістю. В цей зв'язок був введений спеціальний обмежувач, що забезпечує перехід від неї до формули Бредшоу, згідно з якою турбулентні напруження тертя пропорційні кінетичній енергії турбулентності. Цей прийом, який отримав назву SST (shear stress transport), в подальшому з успіхом застосовувався і в інших моделях турбулентності з двома рівняннями [48].

Система отриманих рівнянь моделі турбулентності має такий вигляд [46, 47]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_j k \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega + P_k; \qquad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_j \omega\right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \times \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2, \qquad (2.7)$$

де $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 3}$ – коефіцієнти моделі турбулентності; ω – питома швидкість дисипації; P_k – виробництво турбулентності.

Теплопередача в корпусі моделюється рівнянням теплопровідності

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \qquad (2.8)$$

де с_p – теплоємність при постійному об'ємі; λ – теплопровідність.

На границі корпусу та проточного тракту використовується фізичний алгоритм перетину, щоб забезпечити повну свободу зміни топології сітки та фізичного розподілу параметрів теплового потоку по інтерфейсу.

Використані в даній роботі числові алгоритми, а також обробка поверхні передачі теплових потоків через інтерфейс, розроблено та реалізовано таким чином, щоб забезпечити максимальну надійність та точність. Обробка потоків інтерфейсу повністю неявна та повністю консервативна. Це означає, що багатосіточний вирішувач може застосовуватися безпосередньо, без будь-яких втрат з точки зору стійкості або швидкості збіжності, до завдань, що пов'язані з умовами інтерфейсів. Кожен з різних типів інтерфейсів має наступні властивості:

1. Суворе збереження підтримується по всьому інтерфейсу для всіх рівнянь.

2. Обробка інтерфейсу є повністю неявною, тому наявність інтерфейсу не впливає негативно на загальну збіжність розв'язання.

3. Інтерфейс застосовується до умов нестисливого, дозвукового, трансзвукового і надзвукового потоку, а також до всіх параметрів моделей.

При цьому можна говорити – приймається, що на границі корпусу його температура збігається з температурою пари.

Для розв'язання сумісної задачі течії пари та теплопровідності в елементах регулювального клапана використовується метод кінцевих об'ємів, який використовує сіткову дискретизацію просторової області. Розрахункова область розбивається на непересічні контрольні об'єми таким чином, щоб кожна вузлова точка містилася тільки в одному контрольному об'ємі. Сітка використовується для побудови кінцевих об'ємів, які використовуються для визначення відповідних параметрів, наприклад, маси, імпульсу та енергії.

Рівняння нерозривності, зміни кількості руху та рівняння повної енергії інтегрується по кожному контрольному об'єму. При цьому теорема дивергенції Гаусса застосовується для перетворення об'ємних інтегралів, що зв'язують дивергенції та градієнти операторів в поверхневі інтеграли. Для обчислення інтегралів використовуються кусочно-безперервні функції, що описують зміни залежних перемінних між вузлами сітки. При числовому розв'язанні скалярні величини визначаються в центральних об'ємах, а проекції швидкості – на гранях.

Масові параметри потоку в рівнянні збереження маси включають добуток густини та швидкості адвекції. Для стискаючої течій, дискретизація виконана в неявному вигляді. Це реалізовано з використанням лінеаризації Ньютона-Рафсона:

$$(\rho U)^{n} A \approx \rho^{n} U^{0} A + \rho^{0} U^{n} A - \rho^{0} U^{0} A, \qquad (2.9)$$

де індекси n та 0, відповідно, відносяться до поточної та попередньої ітерації. Це призводить до активної лінеаризації, що охоплює як нові значення густини та швидкість, так і умови для стискаючої течій для будь яких чисел Маха. Для значення ρ^n лінеаризація відбувається з точки зору тиску таким чином:

$$\rho^{n} = \rho^{0} + \frac{\partial \rho}{\partial p} \Big|_{T} \Big(p^{n} - p^{0} \Big).$$
(2.10)

При моделюванні турбулентних течій одним із найважливіших аспектів є моделювання в'язкого пограничного слою. Однак, використання розрахункових сіток із достатньою кількістю елементів всередині пограничного слою для високошвидкісних течій веде до збільшення обчислювальних витрат [49].

У методі пристінкових функцій використовується двошарова структура прикордонного шару. Передбачається, що поблизу твердої поверхні існує тонкий пристінковий шар з малим рівнем турбулентних пульсацій і домінуючим впливом в'язкості (в'язкий підшар), в той час як за межами вузького підшару формується розвинений прикордонний шар де, навпаки, турбулентні пульсації великі, а молекулярна в'язкість несуттєва. Спосіб розрахунку турбулентних характеристик в пристінному контрольному об'ємі залежить від того, знаходиться його центр всередині вузького підшару або в турбулентному прикордонному шарі [50].

Для реалізації пристінкових функцій використано такі припущення:

1. Градієнти компонент швидкості і скалярних величин (крім тиску) по нормалі до твердої поверхні набагато перевершують градієнти вздовж зазначеної поверхні.

2. Можна виключити з розгляду похідні за часом в рівняннях зміни кількості руху (в пристінній області потік пари вважається квазістаціонарним).

3. Нехтується внесок градієнта в рівняння руху.

4. Генерація і дисипація турбулентних параметрів (кінетичної енергії і швидкості її дисипації) врівноважують один одного.

При цьому пристінкові функції є розширенням методу Лаундер та Сполдинга [51]. У логарифмічній області дотична швидкість біля стінки пов'язана з напруженням зсуву біля стінки, τ_{ω} , за допомогою логарифмічного співвідношення.

В даному підході область підслою, яка залежить від в'язкості, перекривається за рахунок використання емпіричних формул для забезпечення пристінкових граничних умов для рівнянь перенесення потоку та турбулентності. Ці формули пов'язують умови на стінці (наприклад, напруження зсуву на стінці) з залежними змінними в вузлах пристінної сітки, які, як передбачається, знаходиться в повністю турбулентної області прикордонного шару.

Логарифмічні співвідношення для пристінної швидкості визначаються за виразом:

$$u^{+} = \frac{U_{t}}{u_{\tau}} = \frac{1}{k} \ln\left(y^{+}\right) + C, \qquad (2.11)$$

де: $y^+ = \frac{\rho \Delta y u_{\tau}}{\mu}$ – безрозмірна відстань від стінки; $u_{\tau} = \left(\frac{\tau_{\omega}}{\rho}\right)^2$ – швидкість тертя; u^+ – швидкість біля стінки, U_t – відома дотична швидкість до стінки на відстані Δy від стінки, τ_{ω} – напруження зсуву біля стінки, k – постійна Кармана; C – постійна, що залежить від шорсткості поверхні стінки (використовує натуральні логарифми).

У методі пристінкових функцій використовуються наближені аналітичні розв'язання для профілю швидкості у в'язкому підшарі та розвиненому прикордонному шарі.

При побудові розрахункових сіток проточного тракту регулювального клапана розташовуються центри пристінкових контрольних об'ємів в логарифмічній зоні повністю розвиненого турбулентного граничного шару, де

30 <y⁺ <100. Крім того, не допускається сильна зміна кроку сітки по нормалі (не більше ніж на 20-30%). Для забезпечення необхідної точності знадобилося 5 контрольних об'ємів, розташованих всередині прикордонного шару по нормалі до обтічної поверхні.

Для різних розрахункових режимів розмірність скінчено-об'ємної сітки була різною. Розмірність в основному залежала від значення відкриття регулювальних клапанів (PK1, PK3). Зі зменшенням відкриття регулювальних клапанів кількість скінченних об'ємів збільшувалася, що пов'язано зі складністю побудови якісної сітки на переходах в вузьких місцях. Найбільш складною при побудові якісної сітки була генерація елементів в області фільтруючого сита. Побудова якісної сітки в цьому місці призводить до збільшення кількості скінченних об'ємів. В середньому вона складається з 33 млн. елементів та 9 млн. вузлів з п'ятьма вузлами в пристінковому шарі. При вирішенні тієї ж задачі без врахування фільтруючого сита сітка зменшується до 2 млн. вузлів, що значно спрощує побудову розрахункової моделі. На рис. 2.2 показано розрахункову скінчено-об'ємну сітку проточної частини регулювального клапана для режиму роботи 325 МВт.



Рис. 2.2. Скінчено-об'ємна сітка проточної частини регулювального клапана

Оцінка якості розв'язання задач виконувалась за середньоквадратичним нев'язкими для рівнянь нерозривності, за зміною кількості руху та за рівнянням повної енергії (RMS P-Mass, RMS Mom, RMS H-Energy). Для всіх виконаних досліджень за даними параметрами середньоквадратичні неузгодженності складали менше 10⁻⁴. Це говорить про те, що для вирішених задач отримано максимально прийняте розв'язання та подальші ітерації не підвищать точність результатів.

В результаті аналізу стаціонарних режимів (п. 1.2) було вибрано 7 представницьких режимів, для яких проводилося дослідження течій пари та теплопровідності в корпусі клапана. В табл. 2.1 представленно розрахункові режими роботи парової турбіни К-325-23.5 та параметри системи паророзподілу.

Таблиця 2.1

Потужність, МВт	Витрата через блок клапанів, кг/с	Відкриття РК1, мм	Відкриття РКЗ, мм	Тиск за РК1, МПа	Тиск за РКЗ, МПа
30	9.23	1,2	0	2,163	12,478
100	48.26	9,4	0	11,223	12,478
176	94.62	18,6	0	21,979	12,478
180	99.43	19,1	0,6	22,031	12,478
220	147.7	26,4	7,6	22,525	19,116
240	162.8	30,1	13,2	22,646	22,115
325	140.3	40,2	34,6	22,798	22,799

Розрахункові режими та їх параметри

Граничними умовами на вході в блок клапанів були значення швидкості потоку, що визначаються через витрату пари, його щільність і площу поперечного перерізу. Швидкості потоку на стінках корпусу були нульовими. На виході із блоку клапанів граничні умови представлялися як значення статичного тиску пари. Температура внутрішньої поверхні корпусу відповідала температурі пари в пристінкових вузлах. На зовнішній поверхні теплоізоляції задавалися граничні умови вільної конвекції. На рис. 2.3 показано розрахункову схему клапана в CFD.



Рис. 2.3. Розрахункова схема клапана в CFD

Таким чином, було запропоновано математичну модель для розв'язання зв'язаної задачі течії пари та теплопровідності в тривимірній скінчено-елементній постановці на основі сумісного використання рівнянь Нав'є-Стокса для паропотоку та теплопровідності для корпусу, сита та теплоізоляції клапана на стаціонарних режимах роботи. Основною складністю використання запропонованої моделі є моделювання течії пари в клапані з врахування впливу парового сита, яке представляє собою циліндричну обичайку з 3024 отворами. При цьому спільна задача вирішується в тривимірній постановці з повним урахуванням геометричних особливостей та конструкції регулювального клапана. Облік цих чинників дозволяє дати ефективну оцінку роботи системи паророзподілу. Даний підхід до розрахунків системи паророзподілу застосовувався не тільки для аналізу параметрів течії пари, а й для отримання граничних умов у вигляді полів температури корпусу клапана і розподілу тиску на його стінки.

2.2 Течія пари в регулювальному клапані парової турбіни на стаціонарних режимах роботи

В результаті розрахункових досліджень отримано лінії течії пари в проточній частині клапана, тиск на стінки корпусу та розподілення його температури на різних стаціонарних режимах роботи.

Встановлено, що в задній частині пароприймальної камери утворюються завихрення течії пари. На режимі 325 МВт швидкість проходження пари по правій стороні пароприймальної камери (де встановлено фільтруюче сито) вища, ніж зліва на 15%. На інших режимах роботи з'являється нерівномірність потоку пари на вході в пароприймальну камеру та зі зменшенням потужності ця нерівномірність збільшується. Це пов'язано із зміною рівня відкриття регулювальних клапанів РК1 та РК3. При цьому за фільтруючим ситом потік вирівнюється. Зі зниженням потужності перепад тиску пари на ситі зменшується. Вихори і збільшення швидкості в вузьких місцях камери призводять до нерівномірного проходження пари через сито і утворення зон течії з малою швидкістю. На рис. 2.4 - 2.10 показано значення швидкості пари в перерізі Z для стаціонарних режимів роботи.

У перетині X, як показано на рис. 2.11 - 2.17, характер проходження пари в клапані і через сито зберігається на всіх режимах. Перед ситом швидкість падає, що пов'язано зі збільшенням об'єму проточної частини в пароприймальній камері. При цьому через верхні отвори фільтруючого сита витрата пари вища на 50%, ніж через нижні.



перерізі Z при потужності турбіни 325 МВт



Рис. 2.5. Розподіл швидкості пари в перерізі Z при потужності турбіни 240 МВт



Рис. 2.6. Розподіл швидкості пари в перерізі Z при потужності турбіни 220 МВт







Рис. 2.17. Розподіл швидкості пари в перерізі Х при потужності турбіни 30 МВт

У перетині Ү, як показано на рис. 2.18 - 2.24, можна бачити особливості відриву течії пари за регулювальними клапанами РК1 та РК3. На великих потужностях турбіни відриви відбуваються за сідлами регулювальних клапанів. При цьому швидкість пари вирівнюється швидко. А при зниженні потужності турбіни відрив починається безпосередньо в зоні закриття клапанів та має складну гвинтову форму. При малому відкритті РК швидкість пари може перевищувати число Маха. Максимальні швидкості пари при різних значеннях потужності турбіни склали:

- при 325 МВт 223,03 м/с;
- при 240 MBт 392,4 м/с;
- при 220 MBт 578,9 м/с;
- − при 180 MBт 450 м/с;
- при 176 МВт 434,4 м/с;
- − при 100 MBт 355,2 м/с;
- при 30 MBт 1339 м/с.

Дані результати свідчать про значне дроселювання пари при малих відкриттях клапанів внаслідок зменшення прохідного перетину безпосередньо між чашкою регулювального клапана та сідлом. Таке підвищення швидкості пари може призводити до підвищення рівня шуму та значного ерозійного зносу сідла регулювального клапану.

Процеси ерозії можуть поєднувати кілька видів поверхневого руйнування тіла під впливом динамічних потоків рідини, газу, твердих частинок або електричних розрядів. У більшості випадків в процесах ерозії відбувається інтенсивне руйнування матеріалів з утворенням каверн або раковин, які часто призводять до передчасної втрати працездатності елементів парових турбін [52].

Механічний ерозійний вплив може викликатися гомогенними (однорідними по фазовим складом) або гетерогенними (неоднорідними) течіями. У першому випадку – це ерозія під дією високошвидкісних газових потоків, у другому –

результат дії твердих або газових включень в рідку фазу або рідких включень в газову фазу [53].

Аналіз процесів ерозії ускладнюється різноманіттям фізичних механізмів, що викликають поверхневе руйнування матеріалів та їх поєднань, а також великою кількістю чинників, що впливають на характер і форми прояву цих процесів. Крім того, ерозійне руйнування матеріалів часто супроводжується процесами, що побічно пов'язані з ним та істотно впливають на його кінетику (наприклад, газова ерозія часто супроводжується процесами хімічної корозії, термічної втоми, цементації, азотування тощо).

Процеси ерозії нечасто протікають по одному механізму і це значно ускладнює картину руйнування. Однак, в кожному випадку можна виділити основний механізм, що лімітує надійність елемента.

Механохімічна ерозія проявляється, коли енергії потоку рідини, газу або твердих частинок недостатня для появи пластичної деформації, структурних або фазових змін матеріалу на глибині декількох мікрон і руйнування відбувається в поверхневих субмікроскопічних шарах в результаті руйнування і виносу плівок вторинних структур. Інтенсивність руйнування незначна в порівнянні з іншими видами ерозії, однак при неправильному виборі матеріалів або умов експлуатації механохімічна ерозія може призводити до передчасного виходу елемента з ладу. Крім того, швидкість ерозії може бути різною на різних ділянках поверхні, що часто призводить до виникнення хвиль, локальних поглиблень та раковин і може негативно позначитися на надійності [52].

При цьому ерозійний знос сідла регулювального клапана парової турбіни призводить до порушення герметичності при повному закритті регулювального клапану, та являється однією з причин порушень умов нормальної експлуатації самої системи паророзподілу. Як уже зазначалось, дані явища негативно впливають на безпеку експлуатації як самої системи паророзподілу парової турбіни, так і на її ефективність та надійність в цілому.





Рис. 2.24. Розподіл швидкості пари в перерізі У при потужності турбіни 30 МВт

На основі розрахункових досліджень вперше виявлено основні особливості течії пари через фільтруюче сито та камеру, де воно встановлено, області основних відривів течії пари та визначено значення тиску на стінки корпусу клапана.

Відриви потоку пари та характер їх проходження в пароприймальній камері і за сідлами регулювальних клапанів на різних режимах мають різну форму. Це вказує на можливість вдосконалення проточної частини системи паророзподілу та профілів окремих елементів з метою зменшення опору та завихрень потоку. З цією метою можуть бути використано результати, що отримано в даній постановці з урахуванням складної геометрії для різних режимів роботи турбіни.

2.3 Тепловий стан корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи

В результаті числового моделювання процесів течії пари та теплопровідності отримано значення температури корпусу клапана парової турбіни К-325-23.5. З результатів досліджень, наведених на рис. 2.26 - 2.32, видно, що температурне поле корпусу регулювального клапана для різних стаціонарних режимів роботи відрізняється. Температура пари перед регулювальними клапанами турбіни практично не відрізняється від температури перед стопорним клапаном. У самому ж корпусі за регулювальними клапанами при їх частковому відкритті може відбуватися суттєве зниження температури пари через дроселювання.

Дроселюванням називається незворотний процес, в якому тиск при проходженні газу через отвір, що звужується, зменшується без здійснення зовнішньої роботи. При цьому будь-який опір в трубопроводі може викликати дроселювання пари а, отже, і падіння тиску. Падіння тиску залежить від природи робочого тіла, його стану, звуження проточної частини та швидкості руху газу [54].

У більшості випадків дроселювання, що супроводжується зменшенням працездатності тіла, приносить безумовну шкоду. Але іноді воно є необхідним та створюється штучно, наприклад, при регулюванні парових енергоустановок, в холодильних установках, в приладах які заміряють витрату газу, та інше.

При проходженні пари через регулювальний клапан, що представляє елемент з відомим опором, кінетична енергія пари та його швидкість у вузькому перетині зростають, що супроводжується падінням температури та тиску. Пара протікаючи через регулювальний клапан, витрачає частину кінетичної енергії на роботу проти сил тертя, яка перетворюється в теплоту. В результаті чого температура пари змінюється.

В клапані швидкість пари зростає. За ним, коли пара знову тече по повному перетину вихідного патрубка, швидкість знову знижується, а тиск підвищується, але до початкового значення воно не доходить; деяка зміна швидкості відбудеться в зв'язку з захопленням питомого обсягу газу від зменшення тиску. Дроселювання, як вказувалося, є незворотнім процесом, при якому завжди відбувається збільшення ентропії і зменшення працездатності робочого тіла.

Значне зниження температури пари в регулювальних клапанах (на 100 °C) спостерігається при малій потужності з номінальним тиском пари за котлом. На рис. 2.25 приводяться значення температури стінок вихідних патрубків за регулювальними клапанами (PK1, PK3) при різній потужності турбіни.

Дані результати свідчать про значну відмінність теплового стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи, які потрапляють в діапазон регулювання парової турбіни. Це вказує на те, що значні зміни температурного стану можуть відбуватися з досить частою зміною, що в свою чергу буде впливали на ресурс системи паророзподілу.



Рис. 2.25. Температура стінок вихідних патрубків за регулювальними

клапанами



При цьому на режимі роботи турбіни, що відповідає потужності 100 МВт, виникає підвищення температури фільтруючого сита на 12°С по відношенню до температури пари на вході в систему паророзподілу (рис. 2.33).



Рис. 2.33. Температура фільтруючого сита на режимі роботи турбіни 100 МВт

Дане явище визвано тим, що під час набіганні потоку пари, який потрапляє із вхідного патрубка в пароприймальну камеру, на фільтруючому ситі відбуваються його гальмування. При цьому відбувається перехід кінетичної енергії потоку пари в теплову.

2.4 Течія пари в пароприймальній камері та через фільтруюче сито для режиму роботи турбіни 100 МВт.

Враховуючи отримані результати в п.2.2 та п.2.3, які показали підвищення температури фільтруючого сита на 12°С по відношенню до температури пари, що подається в систему паророзподілу, є актуальним завдання більш глибокого дослідження процесів течії пари в робочому тракті регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5 при стаціонарному режимі роботи, що відповідає потужності 100 МВт.

Так, для режиму роботи турбіни К-325-23.5, що відповідає потужності 100 МВт, проведено більш детальний аналіз течії пари в пароприймальній камері та через фільтруюче сито. В результаті було встановлено основні особливості течії пари через фільтруюче сито регулювального клапана. Для зручності виконання аналізу результатів дослідження сито умовно розбивали на 6 однакових секторів, як показано на рис. 2.34. У табл. 2.2 наводиться витрата пари через сектори сита в процентному співвідношенні до загальної витрати пари через клапан. За відзначити, отриманими результатами можна ЩО на першому секторі спостерігається найбільша витрата пари через сито. Це можна пояснити тим, що потужність турбіни на цьому режимі складає 30% від номінальної. При цьому основний опір течії пари в системі паророзподілу спостерігається в РК1 (рис. 2.35). Це пояснюється тим, що площа сумарних прохідних перетинів на ситі в 3 рази більше ніж в РК1. Якщо порівняти витрати по лівій і правій частині сита, то можна спостерігати незначну асиметрію проходження пари через сито. При цьому різниця витрат для даних секторів не перевищує 4%. Це пояснюється тим, що в розглянутому варіанті відкрито тільки один регулювальний клапан РК1.





Рис. 2.34. Камера сита та вхідний патрубок

Рис. 2.35. Перепад давления на РК1

Таблиця 2.2

№ сектора	Витрата пари, %
1	28,7
2	16,82
3	14,82
4	13,62
5	12,94
6	13,1

Значення витрати пари через сектори сита

У розгорнутому вигляді на плоскій поверхні представлена масова витрата пари через сито (рис. 2.36). За цими даними можна відзначити значну нерівномірність проходження пари, як по висоті, так і по периметру фільтруючого сита. Ця нерівномірність має складну геометричну форму. Відзначимо чотири області 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 (рис. 2.36), де не проходить протікання пари через сито. Зони 4.1, 4.4 мають різну форму і площу. Це обумовлено утворенням вихорів в задній частині камери парового сита (рис. 2.37). Вихори мають несиметричну форму, як наслідок відкриття тільки РК1. Це призводить до різної форми зон.

Зони 4.2, 4.3 симетричні і викликані збільшенням швидкості пари між секторами 6-5 та 2-3 (рис. 2.34). Потоки пари в областях 6.1, 6.2 (рис. 2.38) симетричні, а в центральній частині кожного зрізу швидкість падає на 10 м/с.



Рис. 2.36. Витрата пари через сито



Рис. 2.37. Лінії течії пари



Рис. 2.38. Швидкість пари в перерізі Х

Варто відзначити, що за ситом тиск пари вирівнюється (рис. 2.40). Є незначне збільшення тиску на 0,02 МПа в області 7.1 (рис. 2.39) навпроти вхідного патрубка. У зонах 7.2, 7.3, 7.4, 7.5, де сито не пропускає пар, перепад тиску на ситі відсутній,

тому що при збільшенні швидкості тиск падає. Можна сказати, що сито не тільки фільтрує паропотік (затримує тверді частинки), а й забезпечує відносну рівномірність проходження пари в стопорному клапані. При цьому середній перепад тиску пари на ситі становить 0,04 МПа.





Рис. 2.39. Тиск пари в перерізі Z

Рис. 2.40. Тиск пари в перерізі Х

Проведено числові дослідження течії пари через сито в системі паророзподілу. Можна відзначити, що вперше виявлена значна нерівномірність проходження пари через сито. Відзначається незначний вплив рівня відкриття регулювальних клапанів РК1, РК3 на проходження пари через сито. Встановлено, що сито не тільки фільтрує паропотік (затримує тверді частинки), а й забезпечує відносну рівномірність проходження пари в клапані.

2.5 Вплив пароприймальної камери на течію пари в клапані та температурний стан його корпусу

Враховуючи появу значних втомних дефектів в пароприймальній камері корпусу клапана та підвищення температури сита на 12°С по відношенню до температури пари, що подається в систему паророзподілу, має місце актуальне питання впливу форми даної камери на параметри напруженого стану корпусу та на характеристики ефективності роботи системи паророзподілу парової турбіни в цілому. Варто зауважити, що розрахункові дослідження проводилися для некардинальної зміни конструкції, а для мінімальної модернізації конструкції корпусу клапана. Запропонована в роботі методика дозволяє оцінювати комплексно зміни як самого робочого тракту так, і зміни в елементах конструкції регулювального клапана в цілому. При цьому можна проводити більш повне дослідження впливу ефективності роботи на надійність експлуатації системи паророзподілу.

Так, для двох варіантів клапана виконувалися дослідження течії пари з однаковими граничними умовами: витрата пари через клапан (задавалася на вході в клапан) і тиск пари за регулювальними клапанами (РК1, РК3). Розглядалося два види пароприймальної камери: циліндрична(перший варіант) та циліндрична з потовщеннями стінок(другий варіант) в зонах біля вихідних патрубків (рис. 2.41). Як показано в п.2.2, течія пари в системі паророзподілу має складний характер з нерівномірною масовою витратою пари через сито (в аксіальному напрямку) і утворенням великих вихорів. Розв'язання задачі в запропонованій постановці дозволяє врахувати основні геометричні особливості конструкції регулювального клапана, нерівномірність течії пари та вплив його на розподіл тиску на стінки корпусу та на температурні поля при визначенні граничних умов для розв'язання завдань термонапруженого стану.

Результати виконаних розрахунків, що відповідають стаціонарному режиму роботи клапана при потужності турбіни 325 МВт, свідчать про несиметричність проходження пари в центральній камері для першого варіанту. При цьому має місце збільшення швидкості течії пари зі сторони РК1 до 55 м/с та значне падіння з боку РКЗ до 20 м/с (рис. 2.42). У задній частині камери течія пари ускладняється при різкому зменшенні швидкості до 1-3 м/с (рис. 2.43). У той же час для другого варіанту течія пари симетрична щодо вхідного патрубка на відміну від першого варіанту. У місцях потовщення стінки корпусу швидкість течії пари досягає 60 м/с (рис. 2.42), а в задній частині камери утворюються завихрення (рис. 2.43).

У паророзподільній камері течія пари для розглянутих варіантів супроводжується утворенням вихорів, але для першого варіанту їх швидкість досягає 35 м/с, а для другого вона значно нижче (5-10 м/с) (рис. 2.44).

За регулювальними клапанами (РК1, РК3) в двох варіантах утворюється відрив течії від внутрішніх стінок вихідних патрубків (рис. 2.45). При цьому

розподіл витрати пари через РК1 і РКЗ різний. Для першого розрахункового варіанту витрата пари через РК1 – 80,525 т/год (57,44%), більша, ніж для другого – 74,605 т/год (53,64%); відповідно через РКЗ – 59,658 т/год (42,55%) і 64,454 т/год (46,35%) (табл. 2.3).

Таблиця 2.3

Витрата пари через регулювальні клапани (РК1, РК3) для різних пароприймальних камер

	РК1, т/год	РКЗ, т/год	РК1, %	РКЗ, %
Циліндрична камера	80,525	59,658	57,44	42,55
Циліндрична камера з потовщеннями	74,605	64,454	53,64	46,35
стінок				

Значення тиску пари на стінки корпусу в обох варіантах є близьким, в тому числі і максимальне значення тиску в центральній камері 23 МПа. Невеликі локальні відмінності, які не перевищують 1 МПа, спостерігаються на сідлах регулювальних клапанів, що пояснюється різними швидкостями течії пари (рис. 2.46).

Прогрів стінок корпусу клапана близький до рівномірного в обох варіантах, але для другого варіанту є більш рівномірний (рис. 2.48). Перепад температури на стінках не перевищує 4°C (рис. 2.47).



Рис. 2.41. Форма центральної камери: а) перший варіант; б) другий варіант




Рис. 2.45. Розподіл швидкості течії пари в перерізі Z: а) перший варіант; б) другий варіант



(C)

[C]



а) перший варіант; б) другий варіант

Здійснено числовий розв'язок в тривимірній постановці завдань течії пари і теплопровідності в системі паророзподілу для двох варіантів корпусу клапана на стаціонарному режимі роботи турбіни К-325-23.5 відповідно до потужності 325МВт. В результаті для двох варіантів виявлено відмінності течії пари в паророзподільній пароприймальній та камерах корпусу клапана: В пароприймальній камері для першого варіанту течія пари несиметрична, а в другому варіанті - симетрична відносно вхідного патрубка; у верхній камері для першого варіанту максимальна швидкість складає 55 м/с, а в другому – 20 м/с. Встановлено, що форма пароприймальної камери впливає також на розподілення витрати пари через РК1 і РК3: в першому варіанті витрата пара через РК1 складає 57,44% від загальної витрати через клапан (відповідно РКЗ – 42,55%), а в другому 53,64% (відповідно РКЗ – 46,35%).

2.6 Тепловий стан корпусу клапана при підвищених параметрах пари

Інтерес до підвищення початкових параметрів пари існував завжди. Він збільшувався щоразу з ростом цін на паливо та появою нових, більш жароміцних матеріалів та, з іншого боку, знижувався з появою нових більш дешевих видів палива, наприклад ядерного. Історія освоєння енергоустановок з супернадкритичних параметрами пари налічує вже майже 40 років. Вона почалася зі створення парових турбін потужністю 325 МВт на параметри 35,9 МПа, 648/565/565°С.

Експлуатація турбоагрегатів на супернадкритичних параметрах пари, побудованих в 50-60-ті роки XX ст., внесла серйозний науково-технічний внесок в розвиток світової теплоенергетики. Деякі агрегати вже виробили свій ресурс та виведені з експлуатації, але інші продовжують працювати.

У 80-х роках, узагальнивши результати роботи енергоблоку з турбіною СКР-100 на Каширської ГРЕС, було зроблено висновок про технічну можливість створення надійних та високоефективних парових котлів і турбін для енергоблоків потужністю 800 МВт та на більше на початкові параметри пари 30 МПа, 650°С. Було виконано розрахункове обґрунтування та ескізне проектування котла паропродуктивністю 2400 тон/год для турбіни типу К-800-30-650 з проміжним перегрівом до 565°С. З урахуванням ряду додаткових удосконалень енергоблоку К-800-30-650, який повинен дати економію до 130 тис. тон умовного палива на рік у порівнянні з типовим енергоблоком К-800-23.5.

В даний час практично всі провідні турбобудівних заводи створюють парові турбіни із супернадкритичними параметрами пари нового покоління.

Доцільність переходу до супернадкритичних параметрів пари необхідно оцінювати багатьох факторах: економічності, капіталовкладенням, по екологічності, експлуатаційних витрат, маневреності, економічності на часткових навантаженнях і інше. Причому всі оцінки необхідно робити в порівнянні з установками, альтернативними наприклад, парогазова установка 3 внутрішньоциклічною газифікацією, парогазова установка з циркулюючим киплячим шаром, а коли використовується природний газ – і з утилізаційними парогазова установка.

Ефект від підвищення параметрів пари в найбільш наочній формі представлено на рис. 2.49. З нього слідує, що в рамках температур, давно освоєних в Японії (566°С), при переході від 24,1 до 31 МПа і при введенні другого перегріву можна сумарно заощадити більше 4% палива в порівнянні з параметрами 24,1 МПа, 538°С/566°С, причому ефект буде таким же, якщо залишатися при початковому тиску 24,1 МПа, але підняти температури перед циліндрами до 593°С. Освоєння матеріалів і наявний досвід експлуатації дозволяють вже сьогодні перейти до температур 593°С та підвищивши ККД ще на 1,5%.



Рис. 2.49. Відносне підвищення ККД турбінної установки по відношенню до ККД турбін з параметрами 24,1 МПа, 538/566°С

Певні резерви підвищення економічності містяться в зниженні кінцевого тиску – тиску за турбіною. Зменшення кінцевого тиску на 1 кПа збільшує ККД турбоустановок ТЕС приблизно на 1%. Однак з урахуванням того, що типовий розрахунковий тиск в конденсаторах складає 3-5 кПа, стає зрозумілим, що забезпечити зниження тиску на 1 кПа – це досить складне завдання, пов'язане з необхідністю збільшення і без того величезної поверхні конденсації конденсатора, збільшення витрати дефіцитної охолоджуючої води та, в кінцевому рахунку – з істотним зростанням капітальних вкладень, які можуть мати тривалий термін окупності.

Останній значущий фактор, що визначає економічність – це температура живильної води. В теорії теплових циклів показано, що для кожної турбоустановки існує деяка термодинамічна оптимальна температура живильної води, при якій її ККД досягає максимального значення. При проектуванні турбоустановки фактичну температуру живильної води беруть менше термодинамічно

оптимальної. Це дозволяє зменшити капіталовкладення в систему регенерації, але знижує її ефективність.

До 1969 року розрахункова температура пари, що використовувався для елементів турбін, була прийнята 565°С. Тому на турбінах випуску до 1969 року корпусні деталі циліндрів та клапанів виготовлялися з жароміцної сталі марок 15Х2М2ФБС, 20Х12ВНМФ. У 1969 році розрахункову температуру знизили до 545°С, що дозволило застосовувати для корпусних деталей більш дешевшу леговану сталь марок 15Х1М1Ф, 25Х1М1Ф.

На початку 70-х років XX ст. на енергоблоках з надкритичними параметрами температура свіжої пари і проміжного перегріву була знижена з 565 до 540°С, що привело до втрати економічності турбоустановки тільки з цієї причини на значення

$$\Delta \eta = (0,02+0,015) \cdot (565-540) = 0,88\%$$

тобто майже на 1%. Якщо оцінити кількість палива, додатково використаного в котлах енергоблоків (а це приблизно 3 г умовного палива на кожен 1 кВт год. виробленої електроенергії при умові приблизної щорічної виробленої електроенергії в 300 млрд кВт год протягом 30 років), то його вартість багаторазово перекриває витрати на розв'язання проблеми повернення енергоблоків до параметрів, освоєним 30 років тому [24].

Друга оцінка – це економія палива при переході на супернадкритичні параметри пари. Якщо з параметрів 24 МПа, 540/540 °С перейти на параметри пари 30 МПа, 600/600°С та підвищити температуру живильної води з 275 до 300 °С, то економія теплової енергії складе

$$\Delta \eta = (0,02+0,015) \cdot 60 + 0,1 \cdot 6 + 0,02 \cdot 25 = 3,2\%$$

Якщо при цьому використовувати ще і другий проміжний перегрів пари, то економія теплової енергії складе 4,4%.

Виходячи з вищесказаного та враховуючи значний інтерес заводу виробника було проведено дослідження впливу підвищення температури пари, що подається в систему паророзподілу, до 565°С на розподілення тиску пари на стінки та температуру корпусу регулювального клапана. На рис. 2.50 та 2.51 показано розподіли температурних полів в корпусі клапана для різних температур пари, що подається в паро приймальну камеру. Як видно з результатів, підвищення температури незначно вплинуло на перепад температур в корпусі клапана. Значення максимальних градієнтів температур склало 4°C та 5°C для температури пари 540°C та 565°C відповідно. При цьому підвищилося тільки саме значення температур, а характер розподілу залишився подібним.

На рис. 2.52 показано розподіл тиску пари на стінки корпусу при різних значеннях її температури. З отриманих результатів випливає, що для двох значень температури пари, максимальні значення і характер розподіл тиску на стінах корпусу практично однакові.





Рис. 2.50. Температура зовнішньої поверхні корпусу клапана:

а) при 540°С; б) при 565°С



Рис. 2.51. Температура в перерізі корпусу клапана: а) при 540°С; б) при 565°С



Рис. 2.52. Тиск пари на внутрішні стінки корпусу клапана: а) при 540°С; б) при 565°С

Можна сказати, що підвищення температури з 540°С до 565°С майже не впливає на характер розподілу тиску на стінки корпусу (відмінності не перевищують 1%). При цьому зміна температури відбувається тільки в абсолютних значеннях із зберіганням перепадів(градієнтів) по товщині стінки. Дані результати свідчать про те, що зміна температури пари на 25°С не вплинула на показники ефективності роботи системи паророзподілу.

2.7 Висновки за розділом 2

Розглянуто задачі визначення газодинамічних процесів та температурного стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи. Приводиться математична модель для розв'язання спільної задачі течії пари та теплопровідності регулювального клапана. Наведена математична модель являється стандартною для розв'язання даного типу задач в інших наукових та інженерних галузях. Приводиться розрахункова схема та скінченно-елементні моделі для семи стаціонарних режимів роботи парової турбіни. Зазначається, що найбільш складним елементом даних моделей є врахування фільтруючого сита як обичайки з отворами, без застосування еквівалентних моделей для спрощення геометрії розрахункової моделі. Для семи режимів використовувались окремі розрахункові моделі, які відрізняються положенням регулювальних клапанів. Додатково були розроблені розрахункові моделі з використанням двох різних варіантів пароприймальної камери.

За результатами виконаних наукових досліджень виявлено значну нерівномірність протікання паропотоку через сито. Аналіз результатів показав, що сито виконує не тільки фільтруючі функції (запобігає попаданню твердих сполучень в парову турбіну), але й забезпечує відносну рівномірність проходження пари в пароприймальній камері. Відзначається, що найбільші відриви течії та завихрення утворюються за регулювальними клапанами, особливо при зменшенні відкриття клапана.

Для двох варіантів пароприймальної камери виявлено наступні відмінності протікання пари в проточній частині клапана: в пароприймальній камері для першого варіанту течія пари несиметрична, а в другому варіанті симетрична щодо вхідного патрубка; в пароприймальній камері для першого варіанту максимальні швидкості течії пари складають 55 м/с, а в другому – 20 м/с. Встановлено, що форма пароприймальної камери впливає на витрати пари через регулювальні клапани: в першому варіанті витрата пари через РК1 – 57,44% від загальної витрати через клапан (відповідно РК3 – 42,55% для другого варіанту пароприймальної камери), а в другому 53,64% (відповідно РК3 – 46,35% для другого варіанту пароприймальної камери). Підвищення температури пари, що подається в систему пароприймальної камери). Підвищення значень температури) в корпусі та тиску на його стінках.

На основі розрахункових досліджень визначено, що в окремих вузлах системи паророзподілу, наприклад на сідлі, температура може знижуватися більше ніж на 100°С. Це пояснюється процесами дроселювання пари при невеликому відкритті регулювальних клапанів. Виявлено підвищення температури сита та паропотоку, що його омиває, на 12°С в порівнянні з температурою пари на вході в клапан, що пояснюється переходом кінетичної енергії потоку пари в теплову.

Основні результати Розділу 2 опубліковано у роботах [1], [6], [11], [12], [2], [3], [14], [4], [15], [5] та [16].

РОЗДІЛ З

ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН КОРПУСУ КЛАПАНА

3.1 Математична модель для дослідження термонапруженого стану клапана

В даний час питання дослідження термонапруженого стану отримало значного розвитку в зв'язку з важливими проблемами, що виникають при експлуатації існуючих та розробці нових конструкцій парових турбін. Елементи цих конструкцій працюють в умовах нерівномірного нагріву, при якому змінюються фізико-механічні властивості матеріалів та виникають градієнти температур, що супроводжуються неоднаковим тепловим розширенням частин елементів [55].

Нерівномірне теплове розширення в загальному випадку не може відбуватися вільно в суцільному тілі, воно викликає теплові (термічні, температурні) напруження. Температурний вплив істотно змінює характер роботи елементів конструкцій парових машин. Це проявляється, головним чином, у виникненні неоднорідного об'ємного напружено-деформованого стану внаслідок температурних градієнтів, у виникненні додаткових температурних зусиль, прояві суттєвої неоднорідності міцнісних та деформаційних властивостей матеріалу, утворенні та додатковому розкритті мікротріщин. Знання величини та характеру дії теплових напружень необхідно для всебічного аналізу термоміцності конструкцій парових машин [56].

Теплові напруження самі по собі та особливо в поєднанні з механічними напруженнями від зовнішніх сил або тиску середовища можуть викликати появу тріщин та, як наслідок, призводити до руйнування матеріалу з підвищеною крихкістю. Повторна дія теплових напружень може в свою чергу призвести до термовтоми та руйнування елементів конструкцій енергетичного обладнання. Дія теплових напружень може викликати значну пластичну деформацію, що веде до повного або прогресуючого руйнування конструкцій [57].

При проектуванні та в процесі експлуатації складного енергетичного обладнання виникає необхідність чослового дослідження показників міцності,

жорсткості, термонапруженого стану, повзучості та ін. Для цього виконуються відповідні розрахунки методами механіки суцільного середовища [58].

В міру розвитку науки та техніки відбувається швидке ускладнення наукових теорій та методів розрахунку складних конструкцій, збільшується різноманітність конструкційних елементів, удосконалюються їх властивості, розширюються умови їх експлуатації, застосовуються нові матеріали. Все це призвело до того, що експлуатацією сучасному досліднику, пов'язаному з проектуванням або енергетичних установок, вже недостатньо стандартних методів розрахунків, заснованих на базі опору матеріалів та теоретичної механіки [59]. На їх основі багато сучасних конструкцій просто неможливо розрахувати з достатньою для практики точністю. Наприклад, з причин того, що їх форма не відповідає традиційним моделям типу балок або тонких пластин (складні оболонки та суцільні тіла); матеріал має нелінійні властивості чи може бути композиційним (пластики, багатошарові матеріали, стільникові панелі); навантаження можуть бути динамічним, причому змінюється в міру деформацій конструкції.

У таких випадках використовуються комп'ютерні технології та програмні системи САЕ (Computer Aided Engineering), що засновані на застосуванні числових методів розв'язання задач механіки суцільного середовища. До найбільш універсальних методів відносяться метод кінцевих різниць та метод скінченних елементів. Технологія методу скінченних елементів в даний час стала фактично світовим стандартом для аналізу міцності та надійності складних конструкцій енергетичного обладнання [60].

Основна ідея методу скінченних елементів полягає в тому, що будь-яку безперервну величину, таку як температура, тиск або переміщення, можна апроксимувати дискретною моделлю, яка будується на безлічі кусковонеперервних функцій, визначених на кінцевому числі підобластей. Ці кусковонепереривні функції визначаються за допомогою значень неперервної величини в кінцевому числі точок даної області. У загальному випадку безперервна величина заздалегідь невідома, та потрібно визначити значення цієї величини в деяких внутрішніх точках області. Аналіз термонапруженого стану корпусу регулювального клапана на стаціонарних режимах роботи виконувався методом скінченних елементів. При використанні методу скінченних елементів розрахунок конструкції зводиться до розв'язання завдань для систем лінійних алгебраїчних рівнянь, що включають співвідношення теорії напружень та деформацій. До таких рівнянь відносять: рівняння рівноваги, рівняння спільності, співвідношення між переміщеннями та деформаціями [61, 62].

Система визначених функцій складається з компонент вектору переміщень $\{q\} = \{u(x, y, z), v(x, y, z), w(x, y, z)\},\ a$ також компонент векторів напружень $\{\sigma\} = \{\sigma_x(x, y, z), \sigma_y(x, y, z), \sigma_z(x, y, z), \tau_{xy}(x, y, z), \tau_{yz}(x, y, z), \tau_{zx}(x, y, z)\}\$ та деформацій $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x(x, y, z), \varepsilon_y(x, y, z), \varepsilon_z(x, y, z), \gamma_{xy}(x, y, z), \gamma_{yz}(x, y, z), \gamma_{zx}(x, y, z)\}.$

Повні деформації в точці описуються співвідношенням між переміщеннями та деформаціями:

$$\left\{\varepsilon_{n}\right\} = \left\{\varepsilon^{th}\right\} + \left[D\right]^{-1} \left\{\sigma_{e}\right\}, \qquad (3.1)$$

де $\{\sigma_e\}$ – вектор пружних напружень; [D] – матриця механічних характеристик матеріалу; $\{\varepsilon_n\}$ – вектор пружних деформацій; $\{\varepsilon''^h\}$ – вектор температурної деформації.

Вектор температурної деформації визначаються за співвідношенням:

$$\left\{\varepsilon^{th}\right\} = \Delta T \begin{bmatrix} \alpha_x^{se} & \alpha_y^{se} & \alpha_z^{se} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T, \qquad (3.2)$$

де $\alpha_x^{se}, \alpha_y^{se}, \alpha_z^{se}$ – коефіцієнт температурного розширення по осям x, y та z.

При цьому $\Delta T = T - T_{ref}$, де T – поточна температура в даній точці; T_{ref} – початкова температура в даній точці.

Враховуючи що в дослідженнях використовувались типовий компонент, теплові деформації знаходяться за співвідношенням:

$$\varepsilon^{th} = \alpha^{se}(T) \left(T - T_{ref} \right), \tag{3.3}$$

де $\alpha^{se}(T)$ – коефіцієнт теплового розширення, що залежить від температури.

Елементи матриці [D] є постійними величинами, котрі характеризують пружні властивості (жорсткість) матеріалу та мають такий вигляд:

$$\begin{bmatrix} D \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -v_{xy}/E_x & -v_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0\\ -v_{yx}/E_y & 1/E_y & -v_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0\\ -v_{zx}/E_z & -v_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{bmatrix},$$
(3.4)

де E_x, E_y, E_z — модуль Юнга, $v_{yx}, v_{zx}, v_{xy}, v_{zy}, v_{xz}$ — коефіцієнти Пуассона, G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} — модулі зсуву.

Рівняння рівноваги записуються в наступному вигляді:

$$\left[\Phi\right]^{T}\left\{\sigma\right\} = \left\{G_{\nu}\right\},\tag{3.5}$$

де $\{G_v\} = \{X(x, y, z), Y(x, y, z), Z(x, y, z)\}$ – вектор-функція об'ємних сил, $[\Phi]$ – матриця диференціальних операторів,

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \end{bmatrix}.$$
 (3.6)

Рівняння спільності записуються в наступному вигляді:

$$\{\varepsilon\} = [\Phi]\{q\}. \tag{3.7}$$

Переміщення скінченного елемента процесі деформування В характеризується вузловими узагальненими переміщеннями. Вузловими переміщеннями можуть прийматися зміщення за напрямками осей координат. Позначаються узагальнені переміщення через {q}. Кількість вузлових узагальнених переміщень може бути різною. Це залежить від характеру деформування скінченного елемента в складі конструкції та від ступеня точності розрахункової моделі.

Кожному узагальненому переміщенню {*q*} може бути поставлено у відповідність деяке узагальнене вузлове зусилля {*P*}. Це або реакції взаємодії скінченних елементів один з одним, або зовнішні навантаження.

Система сил, що діють на скінченний елемент, приводиться до еквівалентної системи узагальнених вузлових зусиль, орієнтованих по напрямках можливих переміщень для скінченного елемента. До таких зусиль можуть бути зведені всі види навантажень (об'ємні, поверхневі, температурні, інерційні і ін.) [63].

Скінченний елемент являє собою пружне тіло. У напрямку кожного з можливих вузлових переміщень скінченний елемент працює як деякий пружній зв'язок. Це означає, що властивості скінченного елемента в напрямку кожного з переміщень $\{q\}$ характеризується коефіцієнтом жорсткості [K].

Так як у скінченного елемента кожне з зусиль $\{P\}$ пов'язано з кожним із можливих переміщень $\{q\}$, то його пружні властивості характеризуються деякою кількістю коефіцієнтів жорсткості [K]. Ці коефіцієнти жорсткості називають матрицею жорсткості скінченних елементів. Вони обчислюються шляхом підсумовування відповідних коефіцієнтів жорсткості скінченних елементів. При цьому матриця жорсткості [K] для скінчено елементної моделі володіє симетрією, має стрічкову форму та нещільне заповнення.

При побудові системи рівнянь рівноваги для всієї конструкції необхідно виконати наступні дії:

• обчислити матрицю жорсткості та вектори зовнішніх навантажень для окремих скінченних елементів;

• «зістикувати» скінченні елементи в цілу конструкцію;

• врахувати граничні умови.

Стиковка елементів виконується шляхом прирівнювання між собою реакцій взаємодії між сусідніми скінченними елементами в вузлах. В результаті утворюється система алгебраїчних рівнянь рівноваги для всієї конструкції

$$[K]{q} = {P}, (3.8)$$

де $[K] = \sum_{m=1}^{N} [K_e]$ — матриця жорсткості; $[K_e]$ — матриця жорсткості елементів, яка залежить від типу скінченного елементу; N — кількість скінченних елементів в задачі; $\{q\}$ — вузлові переміщення; $\{P\}$ — зовнішні вузлові зусилля для конструкції в цілому.

Дану формулу також можна розширити наступним чином

$$[K]{q} = {Pa} + {Pr}, \qquad (3.9)$$

де $\{P^r\}$ – вектор інерційного навантаження; $\{P^a\}$ – загальний вектор прикладеного навантаження.

В свою чергу загальний вектор прикладеного навантаження визначається як

$$\{P^a\} = \{P^{nd}\} + \{P^{ac}\} + \sum_{m=1}^{N} \left(\{P_e^{th}\} + \{P_e^{pr}\}\right), \qquad (3.10)$$

де $\{P^{nd}\}$ – прикладений вектор вузлового навантаження; $\{P^{ac}\} = -[M](a_c)$ – вектор навантаження силами прискорення; $[M] = \sum_{m=1}^{N} [M_e]$ – матриця загальної маси; $[M_e]$ – елементи матриці мас; (a_c) – сумарний вектор сил прискорення; $\{P_e^{th}\}$ – елементи теплового навантаження; $\{P_e^{pr}\}$ – вектор навантаження тиском.

Загальна система рівнянь рівноваги (3.8), що отримана методом скінченних елементів для лінійно пружної моделі конструкційного елементу, є з математичної точки зору системою лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР). Для розв'язання даної системи рівнянь необхідно правильно визначити граничні умови, які не повинні допускати руху моделі як абсолютно твердого тіла, та визначити матрицю жорсткості [K] яка не повинна дорівнювати нулю. Після цього можливо отримати єдине розв'язання даної системи рівнянь. Точність та ефективність різних способів розв'язання СЛАР (3.8) багато в чому залежить від структури та властивостей матриці [K]: розміру, обумовленості, симетричності, наповненості та ін.

Відомі алгоритми розв'язання СЛАР можна розділити в основному на дві групи - прямі методи та ітераційні методи.

Прямі («точні») методи дозволяють отримувати за допомогою кінечного числа операцій точні значення невідомих, якщо коефіцієнти та праві частини рівнянь задані точно та немає заокруглень при обчисленнях. Серед безлічі прямих методів найбільше застосування мають метод виключення невідомих Гауса, метод квадратного кореня, а також їх різновиди, зокрема, фронтальний метод та схема розкладання Холецького [64].

Ітераційні методи характеризуються тим, що спочатку задаються деякі наближенні значення невідомих. Потім за допомогою будь-яких алгоритмів їх послідовно уточнюють, наближаючись до точного розв'язання. Найбільш часто використовуються метод прямої ітерації, метод Гаусса-Зейделя, метод послідовної верхньої релаксації, градієнтні методи найшвидшого спуску та сполучених градієнтів.

При розв'язанні системи алгебраїчних рівнянь (3.8) для розв'язання задачі термонапруженого стану корпусу регулювального клапана визначаються вузлові переміщення $\{q\}$. Переміщення в інших точках елемента обчислюються інтерполяцією. Після апроксимації поля переміщень (в межах кожного елементу) відповідним поліномом, який називають «функцією форми», обчислюються деформації та напруження. При цьому найбільша точність досягається при визначенні переміщень в вузлах. Деформації обчислюються диференціюванням відповідних переміщень, тому максимальна точність обчислень деформацій та напружень буде в центрі елемента.

Скінченним елементом називається частина цілої конструкції, яка має геометрично просту форму, наприклад тетраедр суцільного тіла. Кожен скінченний елемент має деяку кількість вузлів, в яких він взаємодіє з іншими скінченними елементами.

Скінченні елементи можуть бути лінійними (елементи першого порядку) або параболічними (елементи другого порядку). Лінійні елементи мають прямі сторони та вузли тільки в кутах. Таким чином, мінімальне число вузлів тривимірного елемента дорівнює чотирьом. Параболічні елементи можуть мати проміжний вузол уздовж кожної зі сторін елемента. Саме завдяки цьому сторони елемента можуть бути криволінійними (параболічними). При рівній кількості елементів параболічні елементи дають більшу точність обчислень, тому що вони більш точно відтворюють криволінійну геометрію моделі та мають більш точні функції форми (апроксимуючі функції). При цьому для отримання заданого ступеня точності кількість розв'язання потрібна менша елементів. Однак розрахунок i3 застосуванням кінцевих елементів високих порядків (при умові такої ж кількості елементів) може призводити до збільшення повного часу розрахунку, тому що для складання матриць елементів необхідно використовувати методи числового інтегрування, які в свою чергу вимагають виконання великого числа арифметичних операцій [65].

Для прикладних задач, де градієнти величин, що визгачаються, не можуть бути належним чином апроксимовані системою кусочно-постійних функцій, використання елементів високого порядку дозволяє отримати більш точне розв'язання. Скорочення часу обробки вихідних даних в поєднанні з більшою точністю результатів розрахунку служить достатньо обґрунтованою підставою для застосування цих елементів.

Для розв'язання задач оцінки термонапруженого стану корпусу клапана використовувався скінченний елемент типу SOLID187. Даний елемент є тривимірним в якому 10 вузлів та використовується більш високий порядок інтерполяції. SOLID187 має квадратичне зміщення та добре підходить для моделювання складних конструкцій з використанням нерегулярних сіток.

Елемент визначається 10 вузлами (рис. 3.1), що мають три ступені свободи в кожному з вузлів (переміщення в вузлових напрямках х, у та z). Елемент застосовується для розв'язання задач пластичності, гіпереластичності, повзучості, володіє підвищенням жорсткості під напруженнями, великим прогином та великою здатністю до деформації.



Рис. 3.1. Графічне подання скінченного елемента типу SOLID187

Достовірність розрахунків із застосуванням методу скінченних елементів залежить від багатьох факторів, в тому числі і від кількості скінченних елементів. Для обґрунтування якості розрахункової моделі корпусу регулювального клапана парової турбіни було проведено аналіз напружено-деформованого стану з різною розбивкою сітки. Так, аналізувалися три сітки з різною щільністю скінченних елементів. В табл. 3.1 представленні параметри скінчено-елементної сітки корпусу клапана (кількість елементів та вузлів) та значення еквівалентних напружень в патрубках перед регулювальними клапанами та в пароприймальній камері. На рис. 3.2 - 3.4 показано скінчено-елементну сітку з різною щільністю: груба, середня, дрібна. На рис. 3.5 - 3.7 показано розподілення еквівалентних напружень для різної щільності сітки.

Таблиця 3.1

Параметр	1	2	3
Кількість елементів	103453	195280	761472
Кількість вузлів	155775	286440	1076872
Еквівалентні напруження в патрубках (максимальні), МПа	81,5	86,4	87,6
Еквівалентні напруження в паро приймальній камері, МПа	58,6	62,1	62,9

Параметри скінченно-елементної сітки та напруження в корпусі

Аналіз результатів напружено-деформованого стану показав, що при переході з середньої щільності скінченно-елементної сітки до дрібної, значення еквівалентних напружень істотно не змінюються. Похибка результатів для цих

розрахунків становить ~ 1.4%. При цьому різниця результатів при розгляді грубої та середньої щільності скінченно-елементної сітки показує похибку еквівалентних напружень в ~ 6%. Дані результати свідчать, що використання скінченно-елементної моделі корпусу регулювального клапана з середньою щільністю сітки є прийнятною з точки зору точності отриманих результатів та ефективного використання обчислювальних ресурсів [66].

Органи паророзподілу парової турбіни знаходяться під впливом пари з високими параметрами тиску і температури та внаслідок цього працюють в більш складних умовах ніж деякі інші елементи турбіни. Корпуси регулювальних клапанів тривалий час перебувають під впливом високих температур, зазнають в процесі експлуатації структурних змін, в результаті чого знижуються міцність та твердість матеріалу. Ці та інші явища значно підвищили вимоги до матеріалів деталей системи паророзподілу. Так, корпусні деталі регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5 виготовлені з жароміцної, низьколегованої сталі з вмістом хрому, молібдену та ванадію – 15Х1М1ФЛ. Механічні властивості сталі 15Х1М1ФЛ, яка використовувалася при проведенно досліджень представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

	θ, ° C [67]	<i>ψ</i> , % [67]	$\psi_{10^5}, \% [67]$	E·10 ⁻³ , MIIa [67]	σ _{0.2} , ΜΠa [67]	σ-1, MIIa [67]	<i>о</i> д.п., МПа [67]	m [67]	q [67]	λ, B _T /(M*K) [68]	$\alpha * 10^6, \mathrm{K}^{-1}[68]$
15Х1М1ФЛ	20	35	35	217	300	200		_	1	12,43	-
	400	35	35	187	240	170		_		13,75	36,85
	450	35	35	183	230	155	_	_		-	-
	475	35	30	181	220	145	220	4,0	8	-	-
	500	35	20	179	210	135	180	4,0	7	14,02	35,59
	520	40	18	177	210	125	145	4,0	6	-	-
	540	45	15	175	210	95	106	3,5	4	-	-
	570	50	10	171	190	80	78	3,2	4	-	-

Механічні властивості сталі 15Х1М1ФЛ



Рис. 3.2. Груба розбивка скінченноелементної сітки



Рис. 3.5. Напружено-деформований стан при грубій скінченно-елементній сітці



Рис. 3.3. Середня розбивка скінченноелементної сітки



Рис. 3.6. Напружено-деформований стан при середній скінченноелементній сітці



Рис. 3.4. Дрібна розбивка скінченно-

елементної сітки



Рис. 3.7. Напружено-деформований стан при дрібній скінченноелементній сітці

В табл. 3.2 ψ – мінімальне значення поперечного звуження; ψ_{10^5} – поперечне звуження при тривалому розриві для ресурсу 10⁵ год., $\sigma_{0.2}$ – межа плинності, σ_{-1} – межа втоми, $\sigma_{\text{Д.П.}}$ – межа тривалої втоми, m – показник статичного закону повзучості, q – показник статичного закону тривалої міцності в інтервалі часу (1-2)·10⁵ год. від температури.

Корпус блоку стопорно-регулювальних клапанів виготовляється методом лиття. Авторами [69] стверджується що найбільш напружені деталі статора парової турбіни – корпуси стопорно-регулювальних клапанів та зони паровпуску корпусів циліндрів, так як вони експлуатуються при максимальних значеннях температур та тисків пари. Через технології лиття ці деталі мають значну кількість дефектів, особливо на зовнішній та внутрішній поверхні виплавки. До таких зон також відносяться місця різкої зміни форми деталей: переходи від стінки до фланців, патрубкові зони, зміни товщини стінок та в місцях кріплення.

При цьому в [70] говориться про те, що на практиці основна причина появи експлуатаційних тріщин – мікродефекти лиття, що служили осередками їх розвитку. В даний час методи контролю виплавок не забезпечують повної гарантії відбракування всіх виробів з прихованими дефектами небезпечних розмірів: усадочних раковин з гострими краями, шлакових включень та внутрішніх тріщин. Ці дефекти, можуть розвиватися при експлуатації, особливо коли при робочій температурі в литті протікає процес повзучості.

Таким чином, була запропонована математична модель розв'язання задачі термонапруженого стану корпусу регулювального клапана парової турбіни в тривимірній скінчено-елементній постановці для стаціонарних режимів роботи. Поведено обгрунтування щільності скінченно-елементної розрахункової моделі для розв'язання поставленої задачі. Описаний тривимірний підхід дозволяє проводити аналіз складної геометричної форми та досліджувати термонапружений стан обладнання парових турбін в нерівномірному тепловому полі. Використана тривимірна модель дає можливість більш точно оцінювати напруженодеформований стан в місцях локальної концентрації напружень та враховувати складний характер розподілення граничних умов.

3.2 Термонапружений стан корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи

Як зазначалося раніше, система паророзподілу бере безпосередню участь в формуванні більшості режимів роботи парової турбіни, так як вона являється виконуючим органом. Для дослідження термоміцності корпусів та встановлення причин утворення значних втомних можливих пошкоджень стопорнорегулювальних клапанів парової турбіни К-325-23.5 спочатку необхідно оцінити термонапружений стан на стаціонарних режимах роботи. Це дозволить оцінити статичну міцність при роботі на довготривалих режимах роботи. В розділі 2 було числове дослідження процесів течії пари та теплопровідності виконано регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5. По результатам цих досліджень отримано розподілення температури корпусу та тиску на його стінки. Дані результати використовувалися як граничні умови для подальшого числового дослідження термонапруженого стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи.

В результаті числового розв'язання задачі визначення термонапруженого стану корпусу регулювального клапана парової турбіни в представленій в п.3.1 постановці було отримано напруження корпусу клапана при різних стаціонарних режимах роботи системи паророзподілу. Оцінка пружних еквівалентних напружень здійснювалася на внутрішній та зовнішній поверхнях корпусу клапана. Для зручності проведення аналізу термонапруженого стану в пароприймальній камері результати приводилися для чотирьох контурів. Для побудови кожного контуру вибиралися точки на перехідних радіусах пароприймальної камери, які утворюють незамкнуті окружності. Побудовані таким чином контури представлено на рис. 3.9 - 3.10. Дані області вибиралися тому, що в цих місцях було отримано максимальні еквівалентні напруження для пароприймальної камери.

Розрахунковими дослідженнями встановлено, що серед розглянутих режимів найбільші пружні напруження спостерігаються при потужності 180 МВт. Визначено, що для даного режиму на першому контурі напруженість досягає 100 МПа, при цьому з боку РКЗ вони складають 75 МПа, а в районі вхідного

патрубка – 90 МПа (рис. 3.11). На другому контурі напруження зростають до 160 МПа в центральній частині камери, з боку РК1 – до 110 МПа, РК3 – до 90 МПа, а біля вхідного патрубка – до 135 МПа (рис. 3.12). На 3-му і 4-му контурах спостерігається значний перепад напружень: з боку РК1 вони досягають 100 МПа, РК3 – 120 МПа, в задній частині камери – 30 МПа (рис. 3.13, 3.14).

При потужності 30 МВт в 1-му та 2-му контурах отримано такі напруження: з боку РКЗ – 45 МПа в першому контурі та 58 МПа – у другому. При цьому з боку РК1 напруження досягають 20 МПа. Для інших режимів роботи термонапружений стан практично однаковий. У першому контурі напруження досягають 40 МПа з незначним зменшенням в задній частині камери до 35 МПа. У другому контурі напруження досягають значень 45 МПа з підвищенням в районі вхідного патрубка до 60 МПа. У третьому контурі напруження досягають 30 МПа, а в четвертому – 40 МПа.



Рис. 3.8. Загальний вигляд регулювального клапана







Рис. 3.15. Переріз В-В. Патрубки перед регулювальними клапанами



Максимальні напруження в корпусі регулювального клапана спостерігаються в патрубках перед PK1 і PK3. Напруження в чотирьох точках, які показано на рис. 3.15, визначалися в залежності від потужності турбіни (рис. 3.16). На режимі роботи турбіни, що відповідає потужності 180 МВт, напруження в точках 1, 2 досягають значення 190 МПа, а в точках 3, 4 – 160 МПа та 130 МПа. Відповідно на режимі, що відповідає потужності турбіни 30 МВт, напруження перед входом в PK1 досягають значення 100 МПа, а перед входом в PK3 – 30 МПа. На інших режимах напруження в досліджуваних точках близькі до значення 80 МПа.

Внаслідок дослідження термонапруженого стану корпусу стопорнорегулювального клапану при роботі системи паророзподілу на стаціонарних режимах роботи з використанням температурних полів та тиску пари на стінки, що отримані при рішенні сумісної задачі течії пари та теплопровідності, були визначені розподілення напружень. Отримані результати показали значну відмінність напруженого стану корпусу клапана при роботі на різних стаціонарних режимах. Можна стверджувати, що врахування таких процесів як дроселювання та підвищення температури пари при сповільненні (набіганні потоку на перешкоди у вигляді фільтруючого сита) призводить до значної зміни термонапруженого тану високотемпературних елементів парових турбін.

Вперше показано, що зниження температури, викликане дроселюванням пари за двома регулювальними клапанами на 50°С за РКЗ і на 15°С за РК1, викликає більш високі напруження, ніж зниження температури тільки за одним клапаном (РК1) на 100°С. З отриманих результатів випливає, що найбільш небезпечним режимом при аналізі статичної міцності корпусу регулювального клапана є не номінальний режим роботи турбіни при потужності 325 МВт, а проміжний – 180 МВт.

3.3 Вплив форми пароприймальної камери корпусу регулювального клапана на його термонапружений стан

Як зазначалось раніше, для модернізації та підвищення ефективності або надійності елементів енергоустановок в деяких випадках вони виконуються з

невеликими змінами в конструкції. В п.2.5 досліджувався вплив пароприймальної камери на течію пари в клапані та температурний стан його корпусу. В результаті отримано розподілення температури корпусу та тиск на його стінки для двох варіантів корпусу клапана з використанням циліндричної та циліндричної камери з потовщенням стінок в області вихідних патрубків (рис. 2.41). В подальшому, використовуючи отримані граничні умови у вигляді тиску пари на стінки корпусу та розподілення температури в клапані, проводиться дослідження впливу форми пароприймальної камери на його термонапружений стан при стаціонарному режимі роботи парової турбіни, що відповідає потужності 325 МВт.

Так, числовими дослідженнями було встановлено, що пружні напруження зовнішніх стінок корпусу від спільного впливу температури та тиску пари в клапані в основному не перевищують 20 МПа та не залежать від форми пароприймальної камери. Але для другого варіанту пароприймальної камери спостерігається підвищення напружень до 60 МПа в районі верхнього переходу від вхідного патрубка (рис. 3.17). На внутрішніх стінках максимальні величини пружних напружень спостерігаються в зоні патрубків перед регулювальними клапанами (~ 82 МПа). На нижній частині центральної камери в районі вхідного патрубка напруження досягають 55 МПа, в задній частині – 43 МПа (рис. 3.18).

В пароприймальній камері відмінності напружень спостерігаються в районі потовщення стінки корпусу: в першому варіанті напруження досягають 39 МПа, а в другому 30 МПа (рис. 3.18). У верхній частині пароприймальної камери напруження більші та досягають 54 МПа – для першого варіанту та 42 МПа – для другого (рис. 3.19). У той же час в районі вхідного патрубка для першого варіанту напрження досягають 63 МПа. Зазначені відмінності пов'язані зі зміною товщини стінки корпусу в пароприймальній камері(рис. 3.19).



Рис. 3.17. Пружні напруження зовнішніх поверхонь корпусу клапана: а) перший варіант; б) другий варіант



Рис. 3.18. Пружні напруження в корпусі клапана:

а) перший варіант; б) другий варіант



Рис. 3.19. Пружні напруження у верхній частині центральної камери: а) перший варіант; б) другий варіант

Отримані результати дослідження показали, що зміна форми пароприймальної камери (потовщення стінок в області вхідних патрубків) в цілому мало вплинула на термонапружений стан корпусу стопорно-регулювального клапана. Відмінність спостерігається тільки безпосередньо в місцях самого потовщення стінок. Варто відмітити, що в пароприймальній камері спостерігається накопичення пошкоджень при експлуатації. Але для можливого усунення даного негативного явища необхідно потовщувати товщину стінок у всій пароприймальній камері. Потовщення стінок, в свою чергу, призведе до збільшення часу прогріву регулювального клапана при пускових режимах з холодного стану. Також потовщення стінок призведе до підвищення ціни на виробництво корпусу клапана.

3.4 Термонапружений стан корпусу клапана при підвищених параметрах температури пари

Як вже зазначалося раніше, підвищення температури пари в парових турбінах призводить до підвищення ефективності роботи енергоустановки. При цьому неправильний вибір матеріалів для виготовлення деталей, які працюють при безпосередній взаємодії з парою, може призводити до значного зниження міцності та як наслідок надійності енергоустановки. Тому актуальною є задача дослідження термонапруженого стану корпусу клапана при підвищенні температури пари з 540°С до 565°С. В п.2.6 проведено дослідження впливу підвищення температури пари, що подається в систему паророзподілу, до 565°С на розподілення тиску пари на стінки та температуру корпусу регулювального клапана. Отримані граничні подальшого дослідження умови використовувалися при проведенні термонапруженого стану корпусу клапана на стаціонарному режимі роботи, що відповідає потужності 325 MBт.

На рис. 3.20 та 3.21 показано результати розв'язання задачі напруженодеформованого стану для різних температур пари. Результати розрахунків свідчать, що підвищення температури пари несуттєво впливає на напружений стан корпусу клапана. Встановлено, що для температури пари 565°C пружні напруження зовнішніх поверхонь корпусу від спільного впливу температури і тиску пари в клапані не перевищують, в основному, 60 МПа. Максимальні пружні напруження на зовнішніх поверхнях спостерігаються в районі верхнього переходу вхідного патрубка. На внутрішніх поверхнях максимальні величини пружних напружень спостерігаються в зоні патрубків перед регулювальними клапанами ($\sigma_{max} = 82$ МПа). У нижній частині центральної камери, в районі вхідного патрубка, напруження досягають 55 МПа, у верхній частині – 43 МПа.



Рис. 3.20. Пружні напруження на зовнішніх поверхнях корпусу клапана:

a) при 540°С; б) при 565°С



Рис. 3.21. Пружні напруження в корпусі клапана: а) при 540°С; б) при 565°С

Можна сказати, що підвищення температури пари до 565°С незначно впливає на напружений стан корпусу клапана (не більше 1%). Однак варто зауважити, що при підвищенні температури відбувається також зміна властивостей матеріалу 15Х1М1ФЛ, з якого виготовлений корпус регулювального клапану. Дана зміна

призводить до зменшення межі плинності, межі втоми та межі тривалої втоми, що призводить до зменшення характеристик міцності матеріалу, та, як наслідок, до зменшення ресурсу та підвищення пошкоджуваності деталей енергоустановок. Так, аналізуючи межу плинності сталі 15Х1М1ФЛ можна сказати, що при збільшенні температури пари з 540°С до 565°С вона зменшується з 210 МПа до 195 С. Як видно з отриманих результатів для режиму роботи турбіни на потужності 325 МВт дана зміна не суттєво впливає на показники статичної міцності корпусу клапана, так як максимальні напруження складають 82 МПа. Але враховуючи результати отримані для інших стаціонарних режимів роботи (п.3.2) дана зміна температури пари призводить до зменшення межі плинності до значень, що близькі до отриманих в результаті розрахунків еквівалентних напружень (максимальні еквівалентні напруження 190 МПа, межа плинності – 195 МПа).

3.5 Висновки за розділом 3

Розглянуто задачу термонапруженого стану корпусу регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5. Приводиться математична модель та скінченно-елементна модель корпусу клапана. Для розрахунку термонапруженого стану використовувалась одна розрахункова модель з використанням граничних умов у вигляді розподілу тиску на стінках, та температурних полів корпусу клапана, які відповідали заданому режиму.

В результаті виявлено значне підвищення напруженості в корпусі клапана при режимі роботи турбіни, який відповідає потужності 180 МВт. Так, зниження температури від дроселювання пари на 50°С за регулювальним клапаном №3 та на 15°С за регулювальним клапаном №1 призводить до більш високих напружень, ніж зниження температури на 100°С тільки за регулювальним клапаном №1. Отримані результати свідчать про те, що найбільші напруження виникають не при максимальній потужності турбіни 325 МВт, а при роботі на проміжному режимі роботи 180 МВт.

В пароприймальній камері корпусу клапана напруження знижуються в місцях збільшення товщини стінок. В інших місцях (як в пароприймальній камері так і в зонах з максимальними напруженнями) напружений стан не змінюється, та можна стверджувати, що вказана зміна форми пароприймальної камери майже не впливає на напружений стан корпусу клапана.

При підвищенні температури пари, що подається в систему паророзподілу, зміна напруженого стану корпусу клапана не перевищує 1%. Але зміна властивостей матеріалу з підвищенням температури буде впливати при оцінці термонапруженого стану.

Основні результати Розділу 3 опубліковано у роботах [11], [12], [7], [13], [8] та [9].

РОЗДІЛ 4

ПОВЗУЧІСТЬ КОРПУСУ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА

4.1 Математична модель розрахунку повзучості

Для механіки деформованого твердого тіла важливе місце займають теорії, основною особливістю яких є залежність від часу співвідношень між напруженнями та деформаціями. Явища, що пов'язані з урахуванням часу в задачах механіки деформованого тіла та розрахунках конструкцій можна узагальнити як теорія повзучості.

Час є найважливішим фактором при дослідженні реальної поведінки енергетичного обладнання при різних впливах і це визначає відмінність теорії повзучості від теорій пружності та пластичності, для яких приймається незмінність напруженого стану при сталих навантаженнях від часу.

Вплив часу в розрахунках енергетичного обладнання також враховується в задачах динаміки, де визначається залежність параметрів конструкції від швидкостей та прискорень. Особливістю теорії повзучості є те, що в ній враховується час в повільних процесах деформування, де сили інерції можна вважати малими. Повзучість можна охарактеризувати як зміна в часі деформацій та напружень, які виникли при початковому навантаженні.

Зміна деформацій при постійному напруженні (повзучість) або зміна напружень при постійній деформації (релаксація) з плином часу може призвести до порушення працездатності високотемпературних елементів енергетичного обладнання. Тому вивчення повзучості має велике практичне значення. Оцінка фактору часу необхідна при вирішенні принципових питань проектування та особливо при розрахунках ресурсу обладнання. Для різних конструкцій особливості поведінки матеріалу, пов'язано з повзучістю, проявляються порізному. Вони істотно залежать від типу конструкцій, матеріалів, виду навантаження, температури та ін. Відповідно підходи до дослідження повзучості для різних класів матеріалів різні [71].

Елементи системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 працюють при умовах високої завантаженості та підвищених температурах. Істотним для оцінки міцності таких конструкцій можна вважати необхідність врахування явища повзучості. Характерні ізохроні криві повзучості для сталі 15Х1М1ФЛ при осьовому розтягу наведено на рис. 4.1. На цих кривих можна виділити дві ділянки: ділянку несталої повзучості, та ділянку усталеної повзучості.

Перша стадія (нестала повзучість) повзучості для більшості матеріалів характеризується падінням швидкості деформацій. На другій стадії повзучості (усталена повзучість) швидкість деформацій близька до постійної. Ця ділянка усталеної повзучості при невеликих значеннях напружень складає основну частину кривої повзучості. Також для кривих повзучості характерна і третя ділянка повзучості. На цій ділянці швидкість деформації повзучості зростає та відбувається руйнування матеріалу. В конструкціях третя стадія повзучості не допускається, тому розрахункові дослідження в цій області не проводять.



Рис. 4.1. Ізохронні криві повзучості для сталі 15Х1М1ФЛ

Необхідність врахування явища повзучості особливо актуальна для елементів конструкцій теплової та атомної енергетики, так як більшість елементів цих установок працюють при температурах, що близькі до 540С.

Для отримання достовірних даних про поведінку матеріалів при повзучості експериментатори ставлять завдання екстраполяції кривих для великої тривалості навантаження. Як показує досвід, на початковій стадії навантаження виявляється іноді велика відмінність даних, особливо для вуглецевих та малолегованих сталей.

Тому прагнуть найбільш надійно отримати прямолінійну ділянку кривої повзучості. При цьому, як показують експерименти, збільшення температури при одному й тому ж навантаженні призводить до збільшення швидкості повзучості, тому задану величину деформацій можна отримати за більш короткий час. Цю властивість використовують для проведення прискорених дослідів на повзучість при підвищеній температурі, а потім для отримання кривих повзучості при заданій температурі. Для цього потрібно отримати залежність швидкості повзучості від температури для фіксованого значення деформацій [72].

Відзначимо особливе значення експериментальних досліджень при вивченні повзучості металів, на підставі яких встановлюються залежності, що лежать в основі методів розрахунку. Зазначимо, що експериментальні дані по повзучості великого числа матеріалів, наведено в довідковій літературі [73, 74] та ін. Для різних металів явище повзучості має свої особливості. Для аналізу характеристик матеріалу, що описують процес повзучості, вводять умовну характеристику – межу повзучості. Ця характеристика пов'язана з напруженням, при якому деформація за заданий проміжок часу досягає значення, що визначається технічними умовами, які характеризують особливості експлуатації конструкції.

Експериментальні дослідження процесів повзучості пов'язані зі значними технічними труднощами, що полягають в необхідності підтримки високої температури. Як правило, зразки особливої (зазвичай циліндричної) форми поміщаються в піч та за допомогою спеціальних пристроїв піддаються розтягуванню [75]. Спеціальний регулятор температури забезпечує її сталість із заданим допуском температури. При цьому важко забезпечити сталість напружень, оскільки сталість навантаження не означає сталість напружень, так яка в процесі подовження зразка площа його поперечного перерізу зменшується. Зміна площі поперечного перерізу зазвичай проявляється при великих деформаціях. Але сучасні жароміцні сплави руйнуються, як правило, при малих подовженнях. В цьому випадку забезпечення коригування навантаження для підтримання сталості напружень не має сенсу [76]. Пристрої для нагріву повинні враховувати необхідність швидкого встановлення необхідного режиму температури. Найбільший ефект досягається за рахунок застосування електричного струму, спеціальних дзеркал, або електронного пучка. Значні технічні труднощі характерні для експериментальних досліджень повзучості при стисненні. Особливо складним є випробування елементів реальних конструкцій. Зокрема, в ряді дослідницьких центрів є великі теплові камери, де можуть проходити випробування на повзучість реальних елементів конструкцій.

При феноменологічному підході до вивчення процесів повзучості поведінка матеріалу характеризується на базі спостережень на макрорівні, а не на основі досліджуваного явища фізичних процесів. Такий підхід є звичайним при дослідженні напруження та в матеріалознавстві. Однак до теперішнього часу досягнуто досить глибоке розуміння фізичних механізмів повзучості [77].

Існують два основних механізми - так звані дислокаційна повзучість та дифузійна повзучість. Дефекти кристалічної решітки металу, відомі як дислокації, рухаються крізь решітку, долаючи природну міцність решітки. Також вони долають опір різних домішок які містяться в решітці. Даний опір решітки перешкоджає процесам повзучості. При невеликих напружених рух дислокацій припиняється або сповільнюється, однак повзучість триває через рух великої кількості атомів. Це явище називають дифузійною течією із зони стиснення в зону розтягування. Дислокаційна повзучості реалізується приблизно лінійна залежність від напруження. При дифузійній повзучості реалізується приблизно лінійна залежність вія в'язкого типу від напружень. Слід підкреслити, що найбільш важливим механізмом повзучості стають помітними при температурі, приблизно рівній $0,3T_M$, де T_M - температура плавлення матеріалу [78, 79].

Для процесів повзучості металів можна виділити найбільш суттєві дві основні особливості: нелінійність залежності швидкості повзучості від напруження; незворотність деформації повзучості. Ці особливості не враховуються лінійною теорєю в'язкопружності. Тому є необхідним зовсім інші підходи до вивчення явища повзучості металу. Слід зазначити, що при дослідженні даного
явища в значній мірі залучаються експериментальні дані. При цьому багато залежностей є емпіричними. Відзначимо істотну особливість експериментів по повзучості та, зокрема, кривих повзучості та релаксації – їх значну відмінність.

Математична модель для розв'язання задачі термонапруженого стану корпусу регулювального клапана в тривимірній постановці представлена в п.З.1. При вирішені задач повзучості використовувався ітераційний розрахунок, де деформація визначалася за модифікованою формулою. Рівняння повзучості інтегруються за допомогою алгоритму на основі явної схеми Ейлера, яка є ефективною при малих значення накопиченої деформації повзучості [80].

З усіх існуючих схем числового інтегрування найбільшого поширення в методі скінченних елементів (стосовно розв'язання покрокових задач теорії повзучості) отримала явна схема Ейлера. Реалізується дана схема наступним чином:

1. Будується розв'язання початкової пружної задачі, в рамках якого формуються вектор зусиль та матриця жорсткості. При цьому приймається, що у всіх скінченних елементах в початковий момент часу деформації повзучості відсутні. Далі для всіх вузлів розрахункової області інтегруванням обчислюються значення напруження.

2. Задається крок за часом Δt, і з визначального рівняння повзучості обчислюються безпосередньо самі значення деформації повзучості.

3. Визначається збільшення деформацій повзучості

$$\varepsilon^{cr} = \varepsilon^{cr} + \Delta t \varepsilon^{cr}, t = t + \Delta t \tag{4.1}$$

4. Формується локальний вектор вузлових сил (*P*), який еквівалентний дії деформацій повзучості в обсязі даного скінченного елементу та вектор вузлових сил (*P_c*) - еквівалентний дії деформацій повзучості в обсязі всього тіла. При цьому *P_c* визначається за виразом:

$$P_c = \sum_{j=1}^G c_j \left[B_j \right]^T \left[D \right]_{\varepsilon^{cr}}.$$
(4.2)

5. Формується і розв'язується рівняння

$$[K][q] = \{P\} + \{P_c\}.$$
(4.3)

6. Обчислюється вектор напружень.

7. Якщо заданий інтервал часу пройдено, то обчислення закінчуються, в іншому випадку робиться перехід до пункту (2).

Глобальна матриця жорсткості [K] будується на кожному кроці за часом тільки в тому випадку, якщо її компоненти змінюються, наприклад, залежно від температури, яка, в свою чергу, залежить від часу. Очевидною перевагою цієї схеми є її простота і економічність. Однак, явна схема чутлива до вибору величини кроку Δt за часом [81, 82].

Загальна пружна деформація визначалася так [47]:

$$\{\varepsilon_n\} = \{\varepsilon_n\} - \{\varepsilon_n^{pl}\} - \{\varepsilon_n^{rh}\} - \{\varepsilon_n^{cr}\}, \qquad (4.4)$$

де $\{\varepsilon_n^{pl}\}$ – вектор деформації пластичності; $\{\varepsilon_n^{th}\}$ – вектор температурної деформації; $\{\varepsilon_{n-1}^{cr}\}$ – вектор деформації повзучості.

Залежності теорії повзучості використовуються, щоб зв'язати між собою величини, які можна виміряти дослідним шляхом. До таких величин відносяться напруження, деформації, швидкість деформацій, температура та час. Таким чином, використовувана теорія полягає в створенні математичної моделі деформування матеріалу та в отриманні фізичного співвідношення, що описує його повзучість. Часткові форми запису загальної теорії приводять до часткових теорій повзучості. Ці теорії будуються на основі дослідів на повзучість та відтворюють з певним ступенем точності основні особливості поведінки матеріалу. Як правило, теорії повзучості описують дві перші стадії повзучості. До найбільш поширених теорій повзучості можна віднести теорію старіння, теорію плину, теорію зміцнення і теорію спадковості. Для моделювання повзучості корпусу стопорнорегулювального клапана використовувалося теорія зміцнення.

При цьому еквівалентна деформація повзучості знаходиться як скалярна величина із рівняння

$$\varepsilon^{cr} = C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3 + 1} e^{-C_4/T} / (C_3 + 1) + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T} , \qquad (4.5)$$

де $C_1...C_7$ – константи, t – час, T – температура.

Комбінований закон тимчасового зміцнення — це закон, який може моделювати як несталу, так і усталену повзучість. Як видно з рівняння (4.5), модель включає як модель тимчасового зміцнення, так і модель Нортона. По мірі збільшення часу зміцнюючий компонент згасає, залишаючи тільки модель Нортона для режиму усталеної повзучості [83].

Застосовувалася повна модель, здатна враховувати ефекти, що пов'язані як з несталою, так і з усталеною повзучістю. Включення як несталих, так і усталених моделей дозволяє більш точно описати криву повзучості, коли несталі або усталені моделі окремо не описують повну криву повзучості.

Загальна еквівалентна деформація визначається за співвідношенням

$$\varepsilon_{et} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu)} \left[\left(\varepsilon_x' - \varepsilon_y' \right)^2 + \left(\varepsilon_y' - \varepsilon_z' \right)^2 + \left(\varepsilon_z' - \varepsilon_x' \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\gamma_{xy}' \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\gamma_{yz}' \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\gamma_{zx}' \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$
 (4.6)

Еквівалентні пружні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_e = 3G\varepsilon_{et}, \qquad (4.7)$$

1

де $G = E/(2(1+\nu))$ – модуль зсуву; E – модуль Юнга; ν – коефіцієнт Пуассона.

Міра збільшення деформації повзучості в заданій точці інтегрування знаходиться з виразу $C_s = \Delta \varepsilon^{cr} / \varepsilon^{et}$. Так як використовується явна процедура інтегрування (всі значення в рівняннях, які збільшуються, крім температури, відносяться до моменту часу t_{n-1}) стійкість розв'язання визначається величиною кроку за часом. При вирішенні задачі використовувався такий крок, щоб найбільше значення C_s для всіх елементів у всіх точках інтегрування не перевищувало значення 0.05, що дозволило отримати стійке розв'язання.

Збільшення компонент деформації повзучості можна подати у вигляді повного тензора деформацій [47]:

$$\Delta \varepsilon_x^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{\left(2\varepsilon_x' - \varepsilon_y' - \varepsilon_z'\right)}{2(1+\nu)}, \ \Delta \varepsilon_y^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{\left(2\varepsilon_y' - \varepsilon_z' - \varepsilon_x'\right)}{2(1+\nu)}, \ \Delta \varepsilon_z^{cr} = -\Delta \varepsilon_x^{cr} - \Delta \varepsilon_y^{cr}, \tag{4.8}$$

$$\Delta \varepsilon_{xy}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma_{xy}', \ \Delta \varepsilon_{yz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma_{yz}', \ \Delta \varepsilon_{xz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma_{xz}'. \tag{4.9}$$

Пружні деформації та сумарні деформації повзучості обчислюються за залежностями:

$$\left(\varepsilon_{x}^{el}\right)_{n}=\left(\varepsilon_{x}'\right)_{n}-\Delta\varepsilon_{x}^{cr},\qquad(4.10)$$

$$\left(\varepsilon_{y}^{el}\right)_{n} = \left(\varepsilon_{y}^{\prime}\right)_{n} - \Delta\varepsilon_{y}^{cr}, \qquad (4.11)$$

$$\left(\varepsilon_{z}^{el}\right)_{n} = \left(\varepsilon_{z}'\right)_{n} - \Delta\varepsilon_{z}^{cr}, \qquad (4.12)$$

$$\left(\varepsilon_{x}^{cr}\right)_{n} = \left(\varepsilon_{x}^{cr}\right)_{n-1} + \Delta\varepsilon_{x}^{cr}, \qquad (4.13)$$

$$\left(\varepsilon_{y}^{cr}\right)_{n} = \left(\varepsilon_{y}^{cr}\right)_{n-1} + \Delta\varepsilon_{y}^{cr}, \qquad (4.14)$$

$$\left(\varepsilon_{z}^{cr}\right)_{n} = \left(\varepsilon_{z}^{cr}\right)_{n-1} + \Delta\varepsilon_{z}^{cr}.$$
(4.15)

З огляду на граничні пружні напруження та тепловий стан корпусу клапана, які були визначено в п.2.2 та п.2.3, для розрахунку констант моделі повзучості використовувалися криві сталі 15Х1М1ФЛ, що відповідали температурам 550°С, 525°С та напруженням 80 МПа, 60 МПа (рис. 4.2). Константи $C_1...C_7$ наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Значення констант С1....С7

C ₁	C ₂	C ₃	C4	C5	C ₆	C ₇
1,4627E-19	3,2952	-0,4408	27260	3,0817E-22	1,1303	3196

Таким чином, запропонована математична модель розв'язання задачі повзучості корпусу стопорно-регулювального клапана парової турбіни в тривимірній скінченно-елементній постановці для стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу. Вибрана модель повзучості, яка відповідає теорії зміцнення, дозволяє визначати деформації як для несталої, так і усталеної повзучості. Описаний підхід розв'язання задачі дозволяє врахувати складну геометрію корпусу клапана, нерівномірне розподілення температурного поля його стінок та оцінити складні деформації повзучості під час роботи в тривимірній постановці.









4.2 Повзучість корпусу клапана

Як показано в результатах, що приведені, в попередньому розділі (п.3.2) еквівалентні напруження для термонапруженого стану корпусу стопорнорегулювального клапана не перевищують допустимі значення при роботі системи паророзподілу на стаціонарних режимах роботи. Виходячи з цього, для дослідження причин утворення пошкоджень при експлуатації стопорнорегулювального клапана парової турбіни К-325-23.5 актуальною задачею є розрахунок повзучості. Як уже зазначалося раніше, повзучість матеріалу може призводити до утворення значних пошкоджень при тривалій експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання. В п.2.2, п.2.3 та п.3.2 представлено розрахункові дослідження течії пари з врахуванням теплопровідності та термонапруженого стану корпусу регулювального клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 на стаціонарних режимах роботи. На основі даних досліджень та з використанням скінченно-елементних моделей, що представлені в п.3.2, проводиться подальший аналіз повзучості матеріалу корпусу клапана.

Розрахунковими дослідженнями процесів повзучості визначено деформації корпусу клапана на стаціонарному режимі роботи, який відповідає потужності турбіни 325МВт в неоднорідному тепловому полі. За результатами дослідження можна сказати, що деформації повзучості в основному спостерігаються на внутрішніх стінках корпусу клапана, при цьому поверхні зовнішніх стінок практично не відчувають повзучості (рис. 4.3). Максимальні значення деформацій, які приблизно дорівнюють значенню 0,136% в момент часу t = 200 тис. год. (рисунок 4.4), зосереджені в патрубках перед регулювальними клапанами. У центральній камері клапана інтенсивність деформацій менше. Варто зауважити, що накопичення втомних дефектів на практиці спостерігається в патрубках перед регулювальними клапанами та в пароприймальній камері.

На рис. 4.5 показана зміна деформації в залежності від часу в точках A, B, C, D, E, F в процесі повзучості. Слід зазначити, що повзучість протікає інтенсивніше в нижній частині пароприймальної камери. В точках D і E деформації повзучості не перевищують 0,03%. Аналіз отриманих залежностей деформацій повзучості від часу, можна відмітити, що усталена повзучість настає приблизно після 30 тис. год. роботи системи паророзподілу. З огляду на те, що на практиці в корпусі клапана виявляють утворення значних втомних дефектів після чотирьох років експлуатації (близько 35 тис. год.), та виходячи з отриманих результатів можна стверджувати, що повзучість матеріалу не являється єдиним фактором який призводить до утворення даних пошкоджень за цей період.



Рис. 4.3. Деформації повзучості корпусу регулювального клапана



Рис. 4.4. Деформації повзучості в патрубку перед регулювальними клапанами



Рис. 4.5. Деформації повзучості в центральній камері клапана

Виконано числове дослідження повзучості корпусу клапана парової турбіни К-325-23.5 на стаціонарному режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 325 МВт. Питання повзучості корпусу клапана вперше розглянуто комплексно з результатів розрахунків течії використанням пари та 3 урахуванням теплопровідності корпусу по тривимірним моделям. З огляду отриманих максимальних значень деформацій повзучості, які спостерігаються в патрубках перед регулювальними клапанами, можна відмітити адекватність результатів за розрахунковою моделлю, тим, що спостерігаються на практиці зони підвищеної повзучості відповідають місцям утворення пошкоджень матеріалу корпусу клапана при експлуатації. Деформації повзучості, які складають 0,136% за 200 тис. год. експлуатації, не перевищують допустимих значень (менші за 1%), то можна сказати, що явище повзучості на стаціонарному режимі роботи турбіни з потужністю 325МВт, не є єдиним чинником, що викликає утворення пошкоджень під час роботи корпусу клапана.

4.3 Повзучість корпусу клапана зі зміненою формою пароприймальної камери

В попередньому розділі (п.3.3) розглядалося питання термонапруженого стану двох варіантів корпусу стопорно-регулювального клапана із використанням різної формами пароприймальної камери. Для аналізу міцності при зміні конструкції необхідно додатково оцінити вплив форми пароприймальної камери на

104

процеси повзучості при довготривалій експлуатації системи паророзподілу. Варто зауважити, що дослідження впливу незначних змін, з точки зору конструкційних особливостей, в обладнанні парових турбін на ефективність та надійність експлуатації має важливе практичне значення. Це обумовлено тим, що незначні конструкційні зміни можуть бути швидко та з мінімальними економічними затратами реалізовані при планових ремонтах парових турбін. В п.2.5 та п.3.3 представлено розрахункові дослідження течії пари з врахуванням теплопровідності та термонапруженого стану корпусу регулювального клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 для двох варіантів виконання форми пароприймальної камери. На основі даних досліджень проводиться подальший аналіз впливу форми пароприймальної камери на повзучість матеріалу корпусу клапана.

Розрахунковими дослідженнями повзучості матеріалу визначено деформації корпусу клапана на стаціонарному режимі роботи в неоднорідному тепловому полі для різних варіантів форми пароприймальної камери за час роботи системи паророзподілу 100 тис. год. Можна відзначити, що деформації повзучості для обох варіантів корпусу клапана спостерігаються на внутрішніх поверхнях корпусу клапана, при цьому зовнішні поверхні практично не деформуються від повзучості. Максимальні значення деформацій повзучості, які перевищують 0,1% в момент часу t = 100 тис. год. (рис. 4.6), зосереджені в патрубках перед стопорними клапанами. У центральній камері клапана деформації повзучості зростають.

На рис. 4.7 представлено зміну деформації в часі в точках А, В, С при повзучості (штрихованої лініями показано значення для другого варіанту пароприймальної камери). Відзначимо, що в центральній камері для першого варіанту повзучість протікає в 2 рази інтенсивніше, ніж для другого варіанту форми пароприймальної камери клапана. Максимальні деформації повзучості спостерігаються у верхній частині (точка А) і не перевищують 0,05% для першого варіанту та 0,025% для другого. З аналізу отриманих залежностей деформацій від часу можна зробити висновок, що усталена повзучість має місце після 30000 год роботи системи паророзподілу.

Як показали розрахункові дослідження, значення деформації повзучості в корпусі клапана значно менші допустимих деформацій (близько 1%) з урахуванням коефіцієнтів запасу.



Рис. 4.6. Деформації повзучості в патрубку перед регулювальним клапаном: а) деформації повзучості: б) значення максимальних деформацій повзучості від

часу



Рис. 4.7. Деформації повзучості в центральній камері клапана: а) місця утворення тріщин; б) значення деформацій повзучості від часу в точках А, В, С

Розв'язання задач повзучості корпусу для двох варіантів пароприймальної камери в тривимірній постановці показало, що максимальні деформації повзучості

спостерігаються в патрубках перед регулювальними клапанами. Значення максимальних деформацій повзучості майже не змінилися (приблизно 0.1%). Це свідчить про те, що форма пароприймальної камери не вплинула на значення деформацій в патрубках перед регулювальними клапанами. Проте значення деформацій повзучості в пароприймальній камері свідчать про те, що другий варіант можна вважати раціональнішим. Це обумовлено тим, що максимальні деформації повзучості в 2 рази менші ніж для першого варіанту.

4.4 Повзучість корпусу клапана при підвищеній температурі пари

Як було показано раніше (п.2.6), підвищення температури пари для парової турбіни на 25°С дає помітне підвищення ефективності енергоустановки. Але це неминуче призводить до зниження міцністних властивостей матеріалів, з яких В п.3.4 виготовлено обладнання. приведено результати дослідження термонапруженого стану корпусу регулювального клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 при різних значеннях температурах пари. Ці дослідження показали незначний вплив підвищення температури на напруженодеформований стан корпусу. При цьому зміна температури матеріалу значно впливає на характеристики повзучості. Виходячи з цього, актуальність дослідження повзучості при зміні параметрів пари має велике значення для практичного використання при проектуванні нових, більш економічних та ефективніших енергоустановок.

В п.2.6 та п.3.4 представлено розрахункові дослідження течії робочого тіла при різній температурі пари з врахуванням теплопровідності та термонапружений стан корпусу клапана. На основі даних досліджень проводиться подальший аналіз впливу температури пари на повзучість матеріалу корпусу клапана.

Розрахунковими дослідженнями визначено деформації повзучості корпусу регулювального клапана на стаціонарному режимі роботи, що відповідає потужності 325 МВт в неоднорідному тепловому полі для двох варіантів температури пари. Можна відзначити, що для двох різних значень температури пари деформації повзучості спостерігаються на внутрішніх поверхнях корпусу клапана, при цьому зовнішні поверхні практично не мають деформацій повзучості. На рис. 4.8 показано максимальні деформації повзучості в залежності від часу для різних температур пари. Отримані за 200 тис. год. експлуатації деформації повзучості не перевищують 0,136% для температури пари 540°С. Для температури пари 565°С максимальні деформації повзучості склали 0,32% за 200 тис. год. експлуатації.

Як показали розрахункові дослідження, значення деформації повзучості в корпусі клапана для обох варіантів температури пари значно менше допустимих деформацій (близько 1%) з урахуванням коефіцієнтів запасу. При цьому можна стверджувати, що за отриманими результатами дослідження з підвищенням температури пари до 565°C, повзучість матеріалу не є єдиною причиною утворення втомних пошкоджень при експлуатації клапана.



Рис. 4.8. Деформації повзучості в патрубку перед регулювальним клапаном

Розв'язання задачі повзучості корпусу регулювального клапана для двох варіантів температури пари в тривимірній постановці показало, що підвищення температури пари на 25°С має значний вплив на деформування корпусу. Так, при температурі пари 540°С, отримані деформації повзучості не перевищують 0,136% за 200 тис. год. експлуатації. При температурі пари 565°С, максимальні деформації повзучості склали 0,32% за 200 тис. год. експлуатації. Виходячи з цього можна сказати, що підвищення температури пари на 25°С

деформації повзучості в 2,3 рази після 200 тис. год. експлуатації. Отримані результати свідчать про значний вплив на повзучість корпусів регулювальних клапанів парової турбіни К-325-23.5 навіть незначного підвищення температури пари. Для підвищення ефективності енергоустановки шляхом підвищення температури пари необхідно враховувати отримані результати, оскільки без використання більш термостійких матеріалів для системи паророзподілу ефективна та надійна робота регулювальних клапанів може бути неможливою.

4.5 Висновки за розділом 4

Розглянуто задачі повзучості корпусу регулювального клапана парової турбіни. Розв'язання задач повзучості корпусу клапана показало, що при температурі пари 540°С деформації повзучості складають 0,136% за 200 тис. год. При підвищенні температури пари, що подається в систему паророзподілу до 565°С, максимальні деформації повзучості склали 0,32% за 200 тис. год. експлуатації. Це свідчить про те, що підвищення температури пари не вплинуло на перепад температур по стінці корпусу та напружений стан, але зміна властивостей матеріалу призвела до підвищення деформації повзучості в 2,3 рази після 200 тис. год. експлуатації.

Основні результати Розділу 4 опубліковано у роботах [11], [13], [9] та [10].

РОЗДІЛ 5

МІЦНІСТЬ КОРПУСУ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА

5.1 Математична модель розрахунку циклічної пошкоджуваності та оцінки ресурсу

Поведінка матеріалу корпусу клапана при різних видах навантаження привертає свою увагу в зв'язку з появою втомних дефектів під час експлуатації системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 та має прикладне значення. Властивість матеріалу чинити опір втомному руйнуванню набуває особливого значення у зв'язку зі складністю досліджуваної конструкції, посиленням режимів експлуатації та інтенсифікацією його роботи. При цьому аналіз руйнувань більшості деталей машин та конструкцій енергетичного обладнання показує, що велика кількість з них відбувається внаслідок втоми матеріалу. Спостерігається поступове накопичення пошкоджень в матеріалі в умовах дії змінних навантажень, що призводить до виникнення втомної тріщини, її розвитку та остаточного руйнування.

Часті випадки втомного руйнування пояснюються недостатньою вивченістю характеризується явища втоми металів, яке винятковою складністю та різноманітністю процесів, що відбуваються в матеріалах в умовах дії змінних навантажень, великою чутливістю цих процесів до впливу різних технологічних, експлуатаційних та конструктивних факторів. Більшість деталей з конструкційних матеріалів, що використовуються в енергетичному машинобудуванні, працюють в умовах циклічних знакозмінних навантажень та напружень. Як приклади, можна відмітити зміну напружень, виникають при зміні режимів роботи ЩО енергоустановки.

Небезпека руйнування деталей машин при багаторазовому повторюваному навантаженні, поряд з яким вирішальне значення мають різні чинники, особливо гостро постала в даний час, коли значно збільшилася частота навантаження теплових енергоустановок. Це вимагає більш достовірного визначення міцності та довговічності їх елементів як на стадії проектування, так і на стадії експлуатації. Численні дослідження по втомі металів не дають достатньої інформації про

природу та кінетику розвитку втомного процесу. Достовірність прогнозування довговічності та міцності конструкційних матеріалів в умовах циклічного навантаження залежить від структурного стану та різних факторів, таких як температура, вид термічної обробки, частота та асиметрія циклічного навантаження, концентрація напружень та ін. Причому кожен фактор дає комплексний вплив діючих паралельно з ним інших факторів. Ці фактори, як правило, є причиною, яка знижує міцність та довговічність конструкційних матеріалів, деталей та елементів конструкцій. Все це обумовлює великий інтерес по дослідженню проблеми накопичення втомного пошкодження в елементах парових турбін [84].

Варто зауважити, що однією з найважливіших проблем в машинобудуванні є зниження витрат на виробництво та експлуатацію машин. У комплексі заходів, що забезпечують розв'язання цієї задачі, важлива роль належить розробці розрахункових методів прогнозу міцності та довговічності елементів регулювання парових турбін.

Випробування натурних деталей машин в заводських умовах в більшості випадків є коштовним, а в деяких і неможливим. Це пов'язано зі складністю виготовлення та застосуванням трудомістких технологічних та механічних операцій. Перш ніж виготовити та випробувати будь-яку деталь, необхідно виявити (спрогнозувати), чи витримає матеріал, з якого її планують виготовляти, необхідну кількість циклів при максимальному заданому навантаженні.

На цей час розроблено розрахункові методи оцінки міцності, надійності та довговічності натурного обладнання та конструкцій. Однак деталі машин та елементи конструкцій руйнуються. При цьому більшість руйнувань носить втомний характер. Це пов'язано з тим, що в розрахунки вводяться допущення без урахування взаємообумовленого впливу різних чинників. Крім того, не завжди вдається передбачити всі складні фізичні явища, що відбуваються в матеріалі деталей машин та конструкцій [85].

Перш ніж вирішувати питання міцності та довговічності устаткування енергетичного обладнання, необхідно виявити слабкі місця, тобто перевірити ті

деталі та вузли, які руйнуються в умовах роботи, та встановити можливі причини руйнування. На міцність та довговічність деталей впливає велика кількість чинників. Вплив повзучості матеріалу пов'язується з поверхневими ефектами, що відбуваються в деталях. Оцінка ефекту повзучості разом з впливом опору втоми матеріалів значно ускладнює задачу. Особливо це стосується отримання закономірностей, що дозволяють прогнозувати довговічність деталей машин з врахуванням різних впливів.

Явище, що призводить до руйнування під дією змінних напружень, величина яких істотно нижче межі текучості, має враховуватися при проектуванні та експлуатації обладнання парових машин. Якщо метал піддається дії циклічно змінних напружень (наприклад, чергуються розтягування і стиснення), то після великої кількості циклів відбувається руйнування навіть в тому випадку, якщо максимальні значення напружень значно менші межі текучості при випробуванні на розтяг. Це має велике значення в умовах, коли металеві деталі піддаються впливу змінних напруження. Вважається, що 80-90% всіх випадків руйнування металу на практиці відбувається внаслідок втоми [86].

При цьому важливими є практичні заходи для зведення до мінімуму можливості втомного руйнування. Як показує досвід експлуатації, найбільшу небезпеку становлять концентратори напружень у вигляді надрізів, які можуть бути результатом невдалого виготовлення. Такі дефекти можуть виникати внаслідок неправильної технології обробки, наприклад при грубій остаточній обробці поверхні деталі. При цьому концентраторами напружень можуть служити також металургійні дефекти лиття, наприклад включення або тріщини, що з'явилися в процесі термічної обробки. Тому при виготовленні деталей, які будуть сприймати тривалі втомні навантаження, слід виконувати кожну технологічну операцію на всьому протязі процесу її виготовлення. При виготовленні деталей методом лиття слід забезпечити отримання матеріалу з однорідною структурою [87].

Варто враховувати, що навіть найкращий матеріал може зруйнуватися в результаті циклічної втоми, якщо концентрація напружень притаманна

конструкції, буде досить високою. При цьому багато що залежить від середовища, в якому працює конструкція. Багато випадків втомного руйнування відносяться до корозійної втоми. При цьому часто тріщину не помічають до тих пір, поки не відбудеться руйнування.

Поведінка металів та сплавів при циклічній втомі найкраще вивчається методом багаторазового періодичного навантаження стандартних зразків однаковими напруженнями. Випробування повторюються для ряду різних максимальних напружень. За результатами таких випробувань будують графік залежності рівня максимального напруження від логарифма кількості циклів до руйнування, отримуючи так звані *S-N* криві. На рис. 5.1 представлено два типи подібних кривих.



Погарифт числа циклов (N)

Рис. 5.1. Типові S-N криві для матеріалу

Обидві криві при високому напруженні круто йдуть вниз, а при менших напруженнях стають пологішими. Для матеріалів типу А характерна яскраво виражена горизонтальна ділянка на кривій втоми. При таких напруженнях нижче цього рівня руйнування ніколи не настає навіть при тривалих випробуваннях. Напруження, яке відповідає горизонтальній ділянці кривої, називають межею втоми. Така поведінка типова для багатьох сталей. Для більшості кольорових сплавів характерна поведінка, що описується кривою В, на якій також є злам, однак після нього крива продовжує знижуватися зі зменшенням рівня максимального напруження. Такі матеріали не мають межі втоми, але мають межу витривалості, яка визначається як напруження, що призводить до руйнування після певного числа циклів (зазвичай 10⁸). Тенденція до втоми сильно зростає при наявності концентраторів напружень, таких, як дефекти лиття, які при певному розташуванні можуть призводити до зародження тріщин циклічної втоми. Зростання тріщини відбувається протягом більшої частини періоду випробування зразка на втому. Поверхня руйнування має дві основні зони: перша зона відповідає періоду росту тріщини, вона покрита тонкими лініями, що представляють собою сліди періодичного поширення тріщини. При цьому тріщина просувається потроху від точки виникнення за кожен цикл. Друга зона має більш рівномірну зернисту поверхню та відноситься до заключного періоду швидкого поширення тріщини, який починається з моменту, коли перетин зразка стає занадто малим, щоб витримувати прикладені напруження.

Так, в [69] приводяться дані про час напрацювання регулювальних та стопорних клапанів деяких парових турбін. Наприклад, на одній із турбін К-200-130 було демонтовано лівий та правий стопорні клапани циліндру високого тиску після напрацювання 210 та 230 тис. год. через інтенсивне розтріскування. У 2003 р. в корпусі стопорного клапана циліндра високого тиску парової турбіни К-200-130 після напрацювання 110 тис. год. при 275 пусках виявлено наскрізну тріщину, що розвивалася з внутрішньої поверхні. При цьому тріщина мала довжину 75 мм при товщині стінки корпусу клапана 45 мм. Тріщина була оброблена та заварена. При обстеженні турбіни типу ПТ-50-130-4 ТМЗ після 378 тис. год. експлуатації при 474 пусках на внутрішній поверхні корпусу стопорного клапана була виявлена тріщина.

Розрахунок циклічної втоми та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 в даній роботі проводився з використанням двох різних методик: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52 [88, 89] — розроблено в ІПМаш НАН України (2011р.) та РТМ 108.021.103 [90] — розроблено в НВО ЦКТІ (1986р.). Дані методики відрізняються підходами до сумування

пошкоджень від циклічного навантаження та повзучості. Так в [88] використовується лінійна сума статичного та циклічного пошкодження.

Високотемпературне обладнання парових турбін при експлуатації зазнає протягом терміну служби різноманітний спектр циклічних навантажень, амплітуда напруження яких може бути нижче або вище межі витривалості. Найпростіший та найпоширеніший метод розрахунку накопичення або кумулятивного ефекту різних режимів циклічного навантаження полягає у використанні лінійного закону накопичення пошкоджень. Якщо N_1 - число циклів до руйнування при напруженні σ_1 , то відносна частка сумарної довговічності при числі циклів n_1 буде функцією відносини n_1/N_1 . Згідно лінійним законом підсумовування пошкоджень (або довговічності) руйнування визначається сумою відношень $n_1/N_1+n_2/N_2+n_3/N_3+...=1$.

Правило лінійного підсумовування пошкоджень має ряд недоліків, пов'язаних з тим, що воно не враховує послідовність додавання циклічних навантажень. При цьому високі напруження, що з'являються в початковий період терміну служби, можуть привести до серйозних пошкоджень матеріалу, який потім на більш пізніх стадіях буде більш чутливий до менших напружень за значеннями. Відомо, що при послідовному збільшенні прикладеного циклічного навантаження межа витривалості матеріалу може підвищитися в порівнянні зі стандартними випробуваннями. Якщо матеріал на ранній стадії випробування піддається більш високим напруженням, то параметр підсумовування пошкоджень при руйнуванні може бути меншим одиниці, а при зворотній послідовності додавання різних режимів навантаження – більше одиниці. Це положення підтверджується рядом експериментальних робіт.

Аналіз багатьох практичних результатів показує, що незважаючи на зазначені недоліки лінійний закон підсумовування пошкоджень є доцільним для використання в конструкторських розрахунках. Експерименти показують, що цей закон особливо придатний в тих випадках, коли циклічні навантаження з різним рівнем напружень на протязі всього терміну служби рівномірно розподілені порівняно невеликими блоками (по числу циклів). Точніші розрахунки слідують

тільки в тих випадках, коли заздалегідь та досить детально відома послідовність циклічного навантаження. Однак, при розрахунку обладнання зазвичай такої інформації немає. Крім того, жодна з більш складних теорій не має вичерпного та повного обґрунтування зважаючи на величезну різноманітність різних факторів, що впливають на процес та кінцевий результат підсумовування пошкоджень, таких як деформаційне зміцнення (наклеп) або ослаблення, концентрація напружень, та всі інші фактори, які впливають на процес зростання тріщини [91].

При цьому в [90] використовується складне сумування статичного (пошкодження від повзучості) та циклічного пошкодження.

Згідно з [88] сумарне пошкодження П, накопичене в зоні дослідження корпусу, за час експлуатації в умовах спільної дії повзучості та циклічного навантаження визначається за формулою:

$$\Pi = \Pi_{cT} + \Pi_{II} = \sum_{j=1}^{q} \frac{t_j}{t_{pj}} + \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_{pi}}.$$
(5.1)

Допустиме сумарне пошкодження [П] з урахуванням коефіцієнтів запасів визначається за формулою:

$$[\Pi] = \max\left\{ \left(\left[\Pi_{cr}\right] + \left[\Pi_{u}\right] \right), n_{u}\Pi \right\} = \max\left\{ \left(\sum_{j=1}^{q} \frac{t_{j}}{\left[t_{p}\right]_{j}} + \sum_{i=1}^{k} \frac{n_{i}}{\left[N\right]_{i}} \right), n_{u}\Pi \right\},$$
(5.2)

де П_{ст}, П_ц – статичне і циклічне пошкодження; [П_{ст}], [П_ц] – статичне та циклічне пошкодження з урахуванням коефіцієнтів запасу; t_j – час роботи на *j*-му стаціонарному режимі роботи з еквівалентними напруженнями повзучості σ_j^c ; t_{pj} – час до настання граничного стану появи тріщини під дією еквівалентних напружень повзучості σ_j^c , які визначаються по діаграмі довговічності матеріалу (рис. 5.3); $[t_p]_j$ – допустимий час роботи на *j*-му режимі за умови довгострокової міцності визначений по діаграмі довговічності матеріалу (рис. 5.3), але з еквівалентними напруженнями повзучості $n_{\rm ДM}\sigma_j^c$. Для корпусів відповідно до [92] в даній роботі приймається $n_{\rm ДM} = 1,5$; n_i – кількість *i*-х експлуатаційних циклів; N_{pj} – число циклів до появи тріщини при *i*-му експлуатаційному циклі яке відповідає амплітуді інтенсивності деформацій ε_{ai} та визначаються по експериментальним кривим втоми при ізотермічному симетричному циклі напружень (рисунок 5.2); $[N]_i$ – допустима кількість циклів *i*-го типу; n_{Π} – коефіцієнт запасу по сумарним пошкодженням, відповідно до [92] приймається 5; q – кількість стаціонарних циклів, що характеризуються температурою T_j та усталеними еквівалентними напруженнями повзучості σ_j^c ; k – кількість різних експлуатаційних циклів, які характеризуються різною наведеною амплітудою деформацій ε_{ai} .

На рис. 5.2 наводяться експериментальні криві втоми сталі 15Х1М1ФЛ при ізотермічному симетричному циклі напружень у вигляді залежності амплітуди деформацій ε_{ai} від числа циклів N до появи тріщин при температурах 400°С-565°С.



Рис. 5.2. Експериментальні криві втоми для сталей марок 15Х1М1Ф, 15Х1М1ФЛ при ізотермічному симетричному циклі напружень [89, 93]

На рис. 5.3 показано діаграми тривалої міцності для сталі 15Х1М1Ф в початковому стані: відцентрово литі труби (1), деформованих труб (2) та литих

конструкцій (3). Залежності 2 та 3, що представлені в роботі [46], отримано на підставі статистичної обробки випробувань великого числа зразків конкретного матеріалу та фактично являють собою середньомарочні діаграми тривалої міцності сталі 15Х1М1Ф в різному технологічному стані. Порівняльний аналіз отриманих даних свідчить про те, що тривала міцність для однієї і тієї ж марки сталі проявляє високу чутливість до методів виготовлення.

При цьому литий матеріал володіє більш низькими значеннями тривалої міцності в порівнянні з деформованим трубами. Відцентрово литі труби займають за своїми характеристиками тривалої міцності проміжне положення по відношенню до деформованого та литого матеріалу.



Рис. 5.3. Криві середньо марочних значень довговічності сталі 15Х1М1Ф в початковому стані (T = 545 °C): 1 – відцентрово литі труби; 2 – деформовані труби; 3 – литі конструкції [94, 95]

Значення [N], отримуємо за співвідношенням:

$$[N]_{i} = \min(N_{1i}, N_{2i}), \qquad (5.3)$$

де $N_{1i} = N_{pi} / n_N$ — число циклів до зародження тріщини з урахуванням коефіцієнту запасу по циклам n_N (відповідно до [90] приймаємо $n_N = 5$).

 N_{2i} – число циклів до зародження тріщини з урахуванням коефіцієнта запасу по амплітуді інтенсивності напружень $n_{\varepsilon}\varepsilon_{ai}$, визначаються за експериментальними кривими втоми при ізотермічному симетричному циклі напружень (рисунок 5.2). Відповідно до [90] приймаємо $n_{\varepsilon} = 1,5$.

При значеннях інтенсивності пружних деформацій, які відповідають умові

$$\frac{0,75}{1+\nu} \left(E_1 \varepsilon_{i\max} - E_2 \varepsilon_{i\max} \right) < \overline{\sigma}_{0,2}^{\mathrm{u}}$$
(5.4)

де

$$\overline{\sigma}_{0,2}^{u} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{\tau 1}^{u} + \sigma_{\tau 2}^{u} \right); \ \sigma_{\tau 1}^{u} = \frac{E}{E_{1}} \sigma_{0,2}^{u} \left(\theta_{1} \right); \ \sigma_{\tau 2}^{u} = \frac{E}{E_{2}} \sigma_{0,2}^{u} \left(\theta_{2} \right); \tag{5.5}$$

амплітуда деформації визначається за результатами розрахунку деталі в пружному стані. При розрахунку використовуються розмахи напружень і деформацій, а також крива пружно циклічного деформування (рис. 5.2).

У формулі (5.4): *E*, *E*₁, *E*₂ – значення модуля пружності матеріалу при розрахунковій температурі та температурах θ_1 , θ_2 , що відповідають максимальному та мінімальному значенню інтенсивності деформацій; ν – коефіцієнт Пуассона; $\sigma_{0,2}^{\mu}$ – межа плинності матеріалу при циклічному деформуванні, що залежить від температури.

Згідно з [92] для сталі 15Х1М1ФЛ вважаємо, що $\sigma_{0,2}^{\pi} = \sigma_{0,2}$.

Амплітуда інтенсивності номінальних деформацій визначається за значеннями інтенсивності протягом циклу навантаження з використанням виразу

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_{i\max} - \varepsilon_{i\min} \right). \tag{5.6}$$

Інтенсивність номінальних деформацій визначаються за формулою

$$\varepsilon_{i} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[\left(\varepsilon_{1} - \varepsilon_{2} \right)^{2} + \left(\varepsilon_{2} - \varepsilon_{3} \right)^{2} + \left(\varepsilon_{1} - \varepsilon_{3} \right)^{2} \right]^{\frac{1}{2}} sign\left(\varepsilon_{j} - \varepsilon_{k} \right), \tag{5.7}$$

де ε_1 , ε_2 , ε_3 – головні лінійні деформації; $\varepsilon_j - \varepsilon_k$ – значення різниці деформацій.

Значення різниці деформацій визначаються у відповідності до

$$\max\left\{\left(\varepsilon_{j}-\varepsilon_{k}\right)_{\max}-\left(\varepsilon_{j}-\varepsilon_{k}\right)_{\min}\right\}, (j,k=1,2,3; j\neq k).$$
(5.8)

Інтенсивність напружень в стані усталеної повзучості матеріалу в номінальному режимі експлуатації визначається за формулою

$$\sigma^{c} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[\left(\sigma_{1}^{c} - \sigma_{2}^{c} \right)^{2} + \left(\sigma_{2}^{c} - \sigma_{3}^{c} \right)^{2} + \left(\sigma_{1}^{c} - \sigma_{3}^{c} \right)^{2} \right]^{\frac{1}{2}} sign(\sigma_{j}^{c} - \sigma_{k}^{c}), \qquad (5.9)$$

де σ_1^c , σ_2^c , σ_3^c – головні напруження при усталеній повзучості; $\sigma_j^c - \sigma_k^c$ – значення різниці напружень при усталеній повзучості.

Значення різниці деформацій визначаються у відповідності до

$$\max\left\{\left(\sigma_{j}^{c}-\sigma_{k}^{c}\right)_{\max}-\left(\sigma_{j}^{c}-\sigma_{k}^{c}\right)_{\min}\right\}, (j,k=1,2,3; j\neq k).$$
(5.10)

Основна особливість методики СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52, яка була розроблена в ШМаш НАН України (2011р.) являється вибір коефіцієнтів запасу за пошкодженням від повзучості $n_{\varepsilon}(t_{p})$ та циклічної втоми $n_{N}(N_{p})$, за графіками, наведеними на рис. 5.4, де представленні залежності коефіцієнтів n_{ε} - від часу t_{p} , та n_{N} - кількості циклів N_{p} до зародження тріщини.



Рис. 5.4. Залежність коефіцієнтів запасу:

(а) від часу для повзучості; (б) від кількості циклів до руйнування для циклічної

втоми

Авторами [96] отримано дані графіки (рис. 5.3) на основі аналізу кривих довготривалої міцності та циклічної втоми для турбінних роторних та корпусних сталей. При цьому дотримувалися умови зближення запасів за напруженнями (деформаціями) та пошкодженнями. Так, графік $n_N(N_p)$, (рис. 5.4, а) будувався на основі аналізу кривих циклічної втоми та аналізу коефіцієнтів запасу для сталей 25Х1М1ФА, 20Х3МВФА, 15Х1М1Ф, 15Х1М1ФЛ в діапазоні температур від 400 до 550 °C [90]. При цьому графік $n_e(t_p)$ (рисунок 5.4, б) будувався на основі використання кривих тривалої міцності сталей Р2МА (520°С), ЭИ-415 (540 °C) та 15Х1М1ФЛ (500 та 540°С) [97].

Збільшення коефіцієнта запасу за пошкодженням від циклічної втоми зі збільшенням числа циклів пояснюється зменшенням нахилу кривої циклічної втоми та необхідністю забезпечення достатнього запасу за деформаціями.

Як зазначають автори запропонованого підходу, введення оновлених коефіцієнтів запасу дозволяє зменшити консервативність оцінки розрахункового ресурсу високотемпературних елементів парових машин. Вони рекомендують використання такого підходу при високому ступені достовірності даних про властивості матеріалу та якісно розрахованому термонапруженому стану конструкції. При цьому доцільність оновлення коефіцієнтів запасу значною мірою пояснюється зрослою точністю визначення термонапруженого стану та накопиченої пошкодженості елементів турбін на стаціонарних та змінних режимах роботи. В той же час є можливість одержання реальних характеристик матеріалів енергетичного обладнання, що вже експлуатуються тривалий час.

Згідно з [90], граничне число циклів в зоні дослідження корпусу, за час експлуатації в умовах спільної дії повзучості та циклічного навантаження визначається за формулою:

$$N_{\mathcal{A}} = \left[1 - \left| \frac{1,25\sigma^{c}}{\sigma_{\mathcal{A}.\Pi}} \right|^{q} \right] \min\left\{ \frac{N_{1}}{n_{N}}; N_{2} \right\},$$
(5.11)

де q – показник ступеня в рівнянні тривалої міцності ($t = B\sigma^{-q}$) в інтервалі часу (1-2)×10⁵ год. експлуатації; N_1, N_2 – число циклів, відповідні на кривій втоми

амплітудам $\varepsilon_{a.np}$ та $n_{\varepsilon}\varepsilon_{a.np}$; $n_{N} = 5$, $n_{\varepsilon} = 1,5$ – коефіцієнти запасу міцності по числу циклів і деформації.

Сумарне пошкодження П в даному випадку знаходиться з наступного співвідношення

$$\Pi = \sum_{i=1}^{\kappa} \frac{n_i}{N_{\mathcal{A}i}} \,. \tag{5.12}$$

При підвищених температурах, коли проявляється повзучість матеріалу в номінальному режимі експлуатації, амплітуда інтенсивності деформації, що приведена до симетричного ізотермічного циклу, визначається за залежністю

$$\varepsilon_{\text{a.np}} = C\varepsilon_a + \frac{1+\nu}{1,5E} \left(\min\left\{\sigma_{-1}; \sigma_{\mathcal{A}.\Pi}\right\} - \min\left\{\sigma_N; \sigma_N^c\right\} \right), \qquad (5.13)$$

де C – коефіцієнт концентрації інтенсивності деформації; ε_a – амплітуда інтенсивності номінальних деформацій; σ_{-1} – межа втоми при розрахунковій температурі; $\sigma_{\mathcal{A}.\Pi}$ – межа тривалої міцності матеріалу за термін служби при розрахунковій температурі; σ_N – межа втоми при несиметричному циклі напружень; σ_N^c – межа втоми для несиметричного циклу напружень при повзучості.

Межа втоми для несиметричного циклу напружень при повзучості визначається за формулою

$$\sigma_{N}^{c} = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_{a}\sigma_{\mathcal{A}.\Pi}(\theta_{1})}{|\sigma_{\max}|}; \frac{\sigma_{a}\sigma_{\mathcal{A}.\Pi}(\theta_{2})}{|\sigma_{\max}-2\sigma_{a}|}\right\} & \text{при } \sigma_{a} < \overline{\sigma}_{0,2}^{u} \\ \min\left\{\sigma_{\mathcal{A}.\Pi}(\theta_{1}); \sigma_{\mathcal{A}.\Pi}(\theta_{2})\right\} & \text{при } \sigma_{a} > \overline{\sigma}_{0,2}^{u} \end{cases}, \qquad (5.14)$$

де σ_{д.п}(θ₁), σ_{д.п}(θ₂) – межі тривалої міцності за термін служби при відповідній температурі; σ_{max} – максимальне напруження в циклі; σ_a – розрахункова амплітуда інтенсивності циклічних умовних напружень.

Коефіцієнт концентрації інтенсивності деформації визначається так

$$C = \begin{cases} 1 & \text{при } N \le 10^4 \\ \frac{\overline{K}_T}{\overline{K}_T} & \text{при } N \big|_{C=1} > 10^4 \end{cases},$$
(5.15)

де $\overline{K}_T = 1 + p(K_T - 1)$ – ефективний коефіцієнт концентрації інтенсивності напружень; p – коефіцієнт чутливості сталі до концентрації напружень [98]; K_T – наведений теоретичний коефіцієнт концентрації інтенсивності напружень.

Межа втоми при несиметричному циклі напружень визначається за відношенням

$$\sigma_{N} = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{B}} \frac{1 + r}{1 - r}},$$
(5.16)

де r – коефіцієнт асиметрії циклу напружень; σ_{B} – межа міцності матеріалу при розтягуванні.

Коефіцієнт асиметрії циклу напружень обчислюється за виразом

$$r = \begin{cases} \max\left\{\frac{\sigma_{\max} - 2\sigma_a}{\sigma_{\max}}; -1\right\} & \text{при } \sigma_{\max} > 0\\ -1 & \text{при } \sigma_{\max} < 0 \end{cases}$$
(5.17)

де максимальні напруження в циклі знаходиться за формулою

$$\sigma_{\max} = \begin{cases} \overline{\sigma}_{i\max} & \Pi p \mu \quad \overline{\sigma}_{i\max} < \sigma_{r1}^{\mu} \quad \mu \quad 2\sigma_{a} - \overline{\sigma}_{i\max} < \sigma_{r2}^{\mu} \\ \min\left\{2\sigma_{a} - \sigma_{r2}^{\mu}; \, \overline{\sigma}_{0,2}^{\mu}\right\} \quad \Pi p \mu \quad \overline{\sigma}_{i\max} < \sigma_{r1}^{\mu} \quad \mu \quad 2\sigma_{a} - \overline{\sigma}_{i\max} > \sigma_{r2}^{\mu} \\ \sigma_{r1}^{\mu} & \Pi p \mu \quad \overline{\sigma}_{i\max} > \sigma_{r1}^{\mu} \end{cases}$$
(5.18)

Розрахункова амплітуда інтенсивності циклічних умовних напружень визначається по відношенню:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2} (\varepsilon_{i\max} - \varepsilon_{i\min}).$$
(5.19)

Поточні значення інтенсивності напружень визначаються за залежністю

$$\sigma_{i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \Big[(\sigma_{1} - \sigma_{2})^{2} + (\sigma_{2} - \sigma_{3})^{2} + (\sigma_{1} - \sigma_{3})^{2} \Big]^{\frac{1}{2}} sign(\sigma_{j} - \sigma_{k}), \qquad (5.20)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження; $\sigma_j - \sigma_k$ значення різниці напружень

Значення різниці деформацій визначаються за формулою

$$\max\left\{\left(\sigma_{j}-\sigma_{k}\right)_{\max}-\left(\sigma_{j}-\sigma_{k}\right)_{\min}\right\},\ (j,k=1,2,3;\ j\neq k).$$
(5.21)

Таким чином, розглянуто математичні моделі для оцінки спрацювання ресурсу стопорно-регулювального клапана парової турбіни від дії циклічного навантаження та повзучості на стаціонарних режимах роботи (без врахування можливих початкових недосконалостей клапана після виготовлення). Представлені методики дозволяють оцінити ресурс корпусу на стаціонарних режимах роботі системи паророзподілу та обґрунтувати достовірність результатів.

5.2 Результати розрахунку циклічної міцності

Згідно з методиками, описаними в пункті 5.1, було виконано розрахунок циклічної пошкоджуваності та оцінка ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 від циклічного навантаження та повзучості на стаціонарних режимах роботи.

Варто зауважити, що оцінка пошкоджуваності проводилася без врахування можливих початкових недосконалостей клапана після його виготовлення. Як показує практика після виготовлення складних конструкційних елементів методами лиття можливе утворення початкових дефектів. Згідно з нормативною документацією [99, 100] дозволяється використання відливок деталей парових турбін з дефектами до 5 мм. Також в процесі лиття виникають залишкові напруження, які також можуть впливати на напружений стан корпусу клапана.

В табл. 1.2 вказано кількість допустимих циклів за термін експлуатації турбіни. При цьому кількість розвантажень до нижньої межі регулювального діапазону регламентується як не більше 10000 за 200 тис. год. експлуатації. Нижня межа регулювального діапазону для парової турбіни К-325-23.5 складає 100 МВт. Як зазначалося в п.1.2, турбіна може працювати тривалий час в діапазоні навантажень від 100 до 325 МВт. Тобто маючи результати розрахунків термонапруженого стану для режимів роботи 100, 176, 180, 220, 240 та 325 МВт (п.1.2) та результати розрахунків повзучості (п.4.1) можна провести оцінку циклічної пошкоджуваності та ресурсу корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи з використанням методик, що описані в п.5.1. Циклічна пошкоджуваність та оцінка ресурсу виконувалась для трьох розрахункових періодів експлуатації – 40 тис. год., 200 тис. год. та 300 тис. год. При цьому 40 тис. год. вибирався як

ймовірний період утворення помітних пошкоджень в корпусі клапана, 200 тис. год. – як проектний ресурс корпусу, 300 тис. год. – як понад проектний ресурс корпусу клапана.

Результати розрахунку сумарного пошкодження корпусу регулювального клапана для трьох періодів експлуатації представлено в табл. 5.1. Значення пружних напружень, які використовувалися для оцінки пошкодження отриманно при розрахунках термонапруженого стану (п. 3.2) і наводяться в табл. В.1 – В.7. (Додаток В), та були Значення інтенсивності напружень в стані усталеної повзучості матеріалу на номінальному режимі експлуатації, які використовувалися для оцінки пошкодження, представленно в таблиці В.8 (Додаток В). Їх отриманно при розрахунках повзучості корпусу клапана (п. 4.2). Властивості матеріалу 15Х1М1ФЛ, з якого виготовлено корпус регулювального клапана, представлено в табл. 3.2 п. 3.1.

Таблиця 5.1

Елемент корпусу	Розрахунковий період часу										
	40 тис. год.			200 тис. год.			300 тис. год.				
	$[\Pi_{cT}]$	$[\Pi_{II}]$	[Π]	$[\Pi_{cT}]$	$[\Pi_{II}]$	[Π]	$[\Pi_{cT}]$	$[\Pi_{II}]$	[Π]		
клапана	СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52										
Камера	0,02	0,028	0,048	0,102	0,139	<u>0,241</u>	0,154	0,208	<u>0,362</u>		
Патрубок	0,108	0,036	<i>0,143</i>	0,538	0,178	<u>0,716</u>	0,807	0,267	<u>1,075</u>		
	PTM 108.021.103										
Камера	-	-	0,035	-	_	<u>0,177</u>	-	-	0,266		
Патрубок	_	-	0,176	-	-	0,879	-	-	1,319		

регулювального клапана

Результати розрахунку сумарного пошкодження корпусу

Оцінка спрацювання ресурсу клапана за циклічною втомою і повзучістю на стаціонарних режимах роботи свідчить, що після 40000. та 200000. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються. Різниця між результатами пошкоджуваності за різними методиками не перевищує 23%. При цьому результати досліджень показали, що основний внесок в накопичення пошкоджень вносить повзучість корпусу клапана. З отриманих результатів повзучість корпусу

регулювального клапана вносить в сумарне пошкодження на стаціонарних режимах роботи до 70% загального пошкодження.

Врахування параметрів складного розподілення температурних полів в корпусі регулювального клапана та тиску на його стінки дозволило отримати значення пошкоджуваності в місцях, що збігаються з зонами утворення дефектів при експлуатації системи паророзподілу парової турбіни. Врахування цих чинників дозволило дати ефективну оцінку ресурсу корпусів при роботі на стаціонарних режимах роботи. Отримані значення сумарного пошкодження корпусу регулювального клапана може бути використано при модернізації працюючих енергоблоків теплових електростанції або при проектуванні нових систем паророзподілу парових турбін.

5.3 Висновки за розділом 5

Виконано дослідження циклічної міцності та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5. Розрахунок пошкоджуваності корпусу клапана виконувався з використанням двох різних методик. Результати досліджень показали, що основний внесок в накопичення пошкоджень вносить повзучість корпусу клапана. Оцінка спрацювання ресурсу клапана за циклічною втомою і повзучістю на стаціонарних режимах роботи (без врахування можливих початкових недосконалостей клапана після виготовлення) свідчить, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються. Різниця між результатами пошкоджуваності за різними методиками не перевищує 23%.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі наведено результати вирішення актуальної науковотехнічної задачі - розробка методики розв'язання спільної задачі течії пари і теплопровідності в елементах системи паророзподілу з подальшим розв'язанням задач термонапруженості, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу.

Сутність запропонованої методики полягає в тому, що визначення температурних полів корпусу, внутрішніх клапанів (двох регулювальних і одного стопорного) та фільтруючого сита, необхідних для розв'язання задач термоміцності, виконано на основі пов'язаної системи рівнянь течії пари та теплопровідності.

Створено тривимірні скінченно-елементні моделі стопорно-регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5, особливістю яких є врахування всіх конструкційних елементів клапана, в тому числі фільтруючого сита.

Вперше розв'язано сумісну задачу течії пари та теплопровідності в регулювальному клапані на основі рівнянь Нав'є-Стокса та теплопровідності корпусу і теплоізоляції системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 на стаціонарних режимах роботи, що відповідають потужностям турбіни 30, 100,176, 180, 220, 240 та 325 МВт.

Виявлено нерівномірність течії пари в проточній частині клапана і області, де виникає відрив течії і завихрення паропотоку на стаціонарних режимах роботи.

Виявлено, що на режимі роботи турбіни з потужністю 100 МВт можливе підвищення температури частин фільтруючого сита, що омиваються паропотоком, на 12°С відносно температури пари на вході в систему паророзподілу.

Дослідженнями стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу встановлено, що на сідлах регулювальних внутрішніх клапанів можливе зниження температури на 100°С відносно температури пари на вході в систему, що пов'язано з дроселюванням пари при малих рівнях відкриттях клапанів.

Визначено граничні умови для розв'язання задач оцінки термонапруженості, повзучості, циклічної міцності та ресурсу. Граничні умови отримано у вигляді розподілу температурних полів в корпусі клапана та тиску пари на його стінки. На основі дослідження напружено-деформованого стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи вперше визначено, що найбільші напруження мають місце на режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 180 МВт, а не за максимальної потужності 325 МВт. Це викликано тим, що на даному режимі роботи спостерігається значний перепад температур корпусу клапана. При цьому зони з максимальними еквівалентними напруженнями відповідають місцям появи пошкоджень при експлуатації клапана.

Розрахункові дослідження показали, що місця з максимальними деформаціями повзучості також відповідають зонам появи пошкоджень при експлуатації. Деформації повзучості корпусу клапана за 200 тис. год. роботи не перевищують допустимих значень.

Дослідженнями впливу двох видів пароприймальної камери на процеси течії пари і міцність корпусу клапана (циліндричної форми та циліндричної форми з потовщеннями стінок в зонах біля вихідних патрубків) показано, що зміна конфігурації пароприймальної камери впливає на розподіл масової витрати пари на регулювальних клапанах і мало впливає на напруження корпусу клапана.

Оцінка спрацювання ресурсу клапана за циклічною втомою і повзучістю на стаціонарних режимах роботи (без врахування можливих початкових недосконалостей клапана після виготовлення) свідчить про те, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються, але ресурс корпусу клапана вичерпується після 300 тис. год. експлуатації. Ці результати методиками оцінки накопичуваного пошкодження, отримано за двома розробленими НВО ЦКТІ та ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України.

Результати досліджень передані АТ «Турбоатом» наукових В та використовуються при оцінці умов експлуатації системи паророзподілу для вирішення питання підвищення надійності її експлуатації на різних режимах результатів роботи роботи. Практичне значення підтверджується довідками (Додаток Г).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106-110.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Авиационно-космическая техника и технология.: Материалы опубликованы по решению XVII международного конгресса двигателестроителей. 2012. № 7(94). С. 85-90.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Численный анализ процессов течения пара и теплопроводности в корпусе регулирующего клапана паровой турбины. Труды VII Международной научной конференции «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела». Т.1. Донецк. ДонНУ. 2013. С. 205-209.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Тези доповідей XVI Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний унт «Харк. авіац. ір-т». 2011. С. 33.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Тези доповідей XVII Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ір-т». 2012. С. 101.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Анализ течения пара через сито регулирующего клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме роботы. Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2013. №14(988). С. 19 –24.
- A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes. Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.

- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка напряженного состояния корпуса регулирующего клапана паровой турбины. Тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання» Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. 2019. С. 16. (http://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/01/Abstracts-of-section-4-of-UE-2019.pdf).
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Аналіз напружено-деформованого стану та повзучості корпусу регулюючого клапана при підвищеній температурі пари, що подається. Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. 2020. С. 68-69. (<u>http://ipmach.kharkov.ua/wp-</u>

content/uploads/2020/07/%d1%81%d0%b5%d0%ba%d1%86%d0%b8%d1%8f1. pdf).

- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ», 2014. №11(1054). С. 125–131.
- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины. Проблемы машиностроения. 2015. Т.18. №3. С. 45-53.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана турбины при повышенной температуре параю.Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. НТУ «ХПІ». 2020. №1 С. 31 –36.
- Микола Шульженко, Андрій Колядюк Термонапружений стан і повзучість корпуса регулювального клапана парової турбіни. 14 й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. м. Львів 2016. С. 18-20.

- 14. Колядюк А.С. Исследование газодинамических процессов в проточной части регулировочного клапана паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2010. С. 7.
- 15. Колядюк А.С. Совместная задача турбулентного течения пара и теплопроводности в корпусе регулировочного клапана турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2011. С. 10.
- 16. Колядюк А.С. Исследование процессов течения пара и распределение температуры в системе парораспределения паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування», Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2012. С. 9.
- Иванов, В.А. Режимы мощных паротурбинных установок. М.: Энергия. 1971.
 280 с.
- Трухний А.Д., Ломакин. Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. М.: Издательство МЭИ. 2002. 540 с.
- 19. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапана паровых турбин. М.: МЭИ. 2005. 360 с.
- 20. Плоткин, Е.Р., Лейзерович А.Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия 1980. 192 с.
- 21. ТИ 792.04.00 СБ Теплозвукоизоляция блока парораспределения
- Заключение 10 Т-06/11 от 26.10.2011 // О состоянии металла блоков высокого давления (БКП в.д.) зав. №114113, чертеж № Б 035-10-05 ст. №6 в капитальный ремонт 2011
- 23. Розенберг С.Ш., Сафонов Л.П., Хоменок Л.А. Исследование мощных паровых турбин на электростанциях. Москва. Энергоатомиздат. 1994. 272 с.

- 24. Трухний А.Д., Изюмов М.А., Поваров О.А., Малышенко С.П. Основы современной энергетики. Том 1. М.: Издательский дом МЭИ, 2016. 512 с.: ил.
- 25. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение. 1968. 523 с.
- 26. Косяк Ю.Ф. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ. М.: Энергоатомиздат. 1982.
 272 с.
- 27. Смоленский А.Н. Конструкция и расчет деталей паровых турбин. М.: Машиностроение. 1964. 465 с.
- 28. Булыгин И.П., Власова П.Т., Горбодей А.Т. и др. Атлас диаграмм растяжения при высоких температурах, кривых ползучести и длительной прочности сталей и сплавов для двигателей
- 29. Костюка А.Г., Фролова В.В. Турбины тепловых и атомных электрических станций. М.: МЭИ. 2001. 488с.
- 30. Турбіна парова К-325-23.5. Типові технічні умови. ТУ У 29.1-05762269-025:2011 Инструкция по продлению срока эксплуатации паровых турбин сверх паркового ресурса: СО 153-34.17.440-2003 (Інструкція по продовженню терміну експлуатації парових турбін понад парковий ресурс: СО 153-34.17.440-2003). М.: ОАО «НТЦ «Промышленная безопасность». 2008. 158 с.
- 31. Бурлаков А.В., Львов Г.И., Морачковский О.К. Длительная прочность оболочек. Харьков. Вища школа. 1981. 102 с.
- А.Н. Подгорний. Ползучесть элементов машиностроительных конструкций.
 Киев. Наукова думка. 1984. 262 с.
- 33. Гораш Е.Н, Лысенко С.В., Львов Г.И. Неизотермическая ползучесть и повреждаемость элементов паровых турбин. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук.робіт. Темат. випуск: "Динаміка та міцність машин". Вип. 21. 2006. С. 75-88.
- 34. Львов Г.И., Лысенко С.В., Гораш Е.Н. Длительная прочность клапана высокого давления с учетом неоднородного распределения температуры.
Збірник наукових праць "Вісник НТУ "ХПІ": Динаміка та міцність машин №22. 2007. С. 98-107.

- 35. Черноусенко О.Ю. Поврежденность и остаточный ресурс стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 Славянськой ТЕС. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». 2013. №12. С.100-106.
- 36. Черноусенко О.Ю., Рындюк Д.В., Пешко В.А., Горяженко В.Ю. Оценка индивидуального ресурса литых корпусов автоматических защитных клапанов энергоблоков мощностью 200 мвт. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». 2018. №13. С.26-32.
- 37. Зарянкин А.Е., Носков В.В., Арианов С.В., Зарянкин В.А. Результаты математического моделирования течения в новом стопорно-регулирующем клапане. Арматуростроение. 2007. № 4. С. 53-56.
- Дейч, М.Е., Сапунов О.Г., Шанин В. К. Течение перегретого и влажного пара в регулирующих клапанах паровых турбин. Теплоэнергетика. 1979. № 4. С. 27–31.
- Дейч, М. Е., Зарянкин А. Е. Гидрогазодинамика. М. : Энергоатомиздат. 1984.
 384 с.
- 40. Зарянкин, А. Е. Вопросы совершенствования и профилирования регулирующих клапанов паровых турбин. Энергомашиностроение. 1986. № 11. С. 25–29.
- Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Конев В.А., Солодов В.Г., Хандримайлов А.А. Газодинамический анализ эффективности стопорных клапанов с паровыми ситами турбин типа К-220-44. Проблемы машиностроения. 2012. Т.15. №3-4. С. 16-22.
- 42. 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.

- 43. 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.
- 44. Темам Р. Уравнения Навье-Стокса, теорія и чисельный анализ. М.: Мир. 1981.408 с.
- 45. W.Wagner, and A. Kruse, The Industrial Standard IAPWS-IF97: Properties of Water and Steam. Springer. Berlin. 1998.
- Menter F. R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to ^{k-ω} the Model. NASA Technical Memorandum 108854. November 1994.
- 47. Menter F.R. Two–Equation Eddy–Viscousity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA J. 1994. 32. № 8. P. 1598-1605.
- 48. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. Учебное пособие. СПб: БГТУ. 2001. 107с.
- 49. Егорычев, В.С., Шаблий В.С., Егорычев Л.С., Зубанов В.М. Моделирование внутрикамерного рабочего процесса РДМТ на газообразных кислороде и водороде в ANSYS CFX. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2016. 136 с.
- Снегирев Ю.А. Высокопроизводительные вычисления в технической физике.
 Численное моделирование турбулентных течений. СПб. : Изд-во Политехн.
 ун-та. 2009. 143 с.
- Launder, B.E. and Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows. Comp Meth Appl Mech Eng. 3:269-289. 1974.
- Невзоров, В.Н., Сугак Е.В. Надежность машин и оборудования. Красноярск: Сиб. Гос. Тех. уни. 1998. 264 с.
- 53. Перельман Р.Г., Пряхин В.В. Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат. 1986. 184 с.
- 54. Злобин В.Г., Горбай С.В., Короткова Т.Ю. Техническая термодинамика. Часть 1. Основные законы термодинамики. Циклы тепловых двигателей: учебное пособие. СПбГТУРП. СПб.: 2011. 149 с

- 55. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. Термопрочность деталей машин. М.: Машиностроение. 1975. 455 с.
- 56. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Изд-во МЭИ. 2000.
- 57. Розин Л.А. Метод конечных элементов в применении к упругим системам. Москва, Стройиздат. 1977. 129 с.
- Журбин О.В., Чижиумов С.Д. Анализ инженерных конструкций методом конечных элементов. Комсомольск-на-Амуре: ГОУВПО «КнАГТУ». 2004. 157 с.
- 59. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Зайцев Б.Ф. Задачи термопрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов. Модели, методы, результаты исследований. LAP LAMBERT Academic Publishing. 2011. 370 с.
- Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. Москва. Мир. 1986. 318 с.
- 61. Клованич С.Ф. Метод конечных элементов в нелинейных задачах инженерной механики. Запорожье. ООО «ИПО». 2009. 400 с.
- 62. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир. 1975. 541 с.
- Фролов К.В., Израилев Ю.Л., Махутов Н.А., Морозов Е.М., Партон В.З. Расчет термонапряжений и прочности роторов и корпусов турбин. М., Машиностроение. 1988. 239 с.
- 64. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. М.: Мир. 1976. 349с.
- Работнов Ю.И. Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука. 1979.
 744 с
- 66. Єпіфанов С. В., Симбірський Д. Ф., Марценюк Є. В. Міцність і ресурс деталей авіаційних газотурбінних двигунів. Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін-т». 2017. 81 с.
- 67. ОСТ 108.961.02-79 Отливки из углеродистых и легированных сталей для деталей паровых стационарных турбин с гарантированными характеристиками прочности при высоких температурах. Технические условия.

- 68. Масленков С.Б., Масленкова Е.А. Стали для высоких температур. М.: Металлургия. 1991.
- 69. Судаков А.В., Гаврилов С.Н., Георгиевская Е.В., Левченко А.И., Федорова Л.В. Обоснование продления срока службы паровых турбин, имеющих детали с отклонениями от требований нормативной документации. Neftegaz.RU. 2015. Т.2. №1. С. 42–47.
- 70. Доброхотов, В.И., Доброхотов В.И., Жгулев Г.В. Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат. 1987. 255с
- 71. Дудченко А.А. Основы теории ползучести. М.: Изд-во МАИ. 1985. 36 с
- 72. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука. 1966. 752с.
- Аршакунин А.П., Локощенко А.М., Киселевский В.Н. и др. Закономерности ползучести и длительной прочности. Справочник / Под общ. ред. С.А. Шестерикова. М.: Машиностроение. 1983. 102с.
- 74. Лебедв А.А., Ковальчук Б.И., Гигиняк Ф.Ф., Ломашевский В.П. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Изд. дом «Ин Юре». 2003. 540с.
- 75. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение. 1968. 400 с.
- 76. Гудрамович В. С. Теория ползучести и ее приложения к расчету элементов тонкостенных конструкций. Киев. 2005. 224 с.
- 77. Локощенко А. М. Моделирование процесса ползучести и длительной прочности металлов. М.: МГИУ. 2007. 264 с.
- 78. Ржаницын А.Р. Теория ползучести. М.: Стройиздат, 1968. 419 с.
- 79. Качанов Л.М. Теория ползучести. М.: Физматгиз. 1960. 256 с.
- Г.Ф. Лепин. Ползучесть металлов и критерий жаропрочности. М.: Металлургия. 1976. 343 с.
- 81. Бойл Дж., Спенс Дж. Анализ напряжений в конструкциях при ползучести. М.:
 Мир. 1986. 360 с.
- Киев: Киев: Киева думка, 1983. 224 с.

- Bareth Howard Finite Element Modelling of Creep for an Industrial Application / University of Pretoria, 2017. 89p.
- Мыльников В.В., Кондрашкин О.Б., Шетулов Д.И. Циклическая прочность и долговечность конструкционных материалов. Н. Новгород: ННГАСУ. 2018. 177 с.
- 85. Стрижало В.А. Циклическая прочность и ползучесть металлов при малоцикловом нагружении в условиях низких и высоких температур. К.: Наук. Думка. 1978. 238 с.
- Серенсен С.В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. М.: Атомиздат. 1975. 192 с.
- 87. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей на прочность. М.: Машиностроение. 1975. 485 с.
- 88. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки.
- Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наук. Думка. 1987.
- 90. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1986. 48 с.
- 91. Никольс Р. Конструирование и технология изготовления сосудов давлення.М.: Машиностроение. 1975. 464с.
- 92. ОСТ 108.020.132-85. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на почность корпусов цилиндров и клапанов.
- 93. ГОСТ 34484-2018. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов.
- 94. Перевезенцева Т.В., Злепко В.Ф., Калугин Р.Н. Структурные особенности и жаропрочность металла центробежнолитых труб из стали 15Х1М1Ф. Тепловые електростанции. 2002. №6. С. 47-53
- 95. Бугай Н.В., Березина Т.Г., Трунин И.И. Работоспособность и долговечность металла энергетического оборудования. М.: Энергоатомиздат. 1994.

- 96. Шульженко М.Г., Гонтаровський П.П., Матюхін Ю.І. Про коефіцієнти запасу для визначення допустимого ресурсу високотемпературних елементів парових турбін. Енергетика та електрифікація. 2009. № 8. С. 34-40.
- 97. Ланин А.А., Балина В. . Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы. СПб.: Энерготех, 2006. 224 с.
- 98. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.
- 99. ОСТ 108.961.02-79. Нормы на приемку отливок деталей паровых турбин по результатам контроля просвечиванием проникающим излучением.
- 100. ПНАЭ Г-7-025-90. Остальные отливки для атомных энергетических установок. Правила контроля.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106-110.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Анализ течения пара через сито регулирующего клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме роботы Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2013. №14(988). С. 19–24.
- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Х.: НТУ «ХПІ». 2014. №11(1054). С. 125 –131.
- Шульженко, Н.Г., Колядюк А.С. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины. Проблемы машиностроения. 2015. Т.18. №3. С. 45-53.
- A.S. Koliadiuk, M.H. Shulzhenko «Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes» // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol.22. №2. P. 37-44.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана турбины при повышенной температуре пара. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. НТУ «ХПІ». 2020. №1. С. 31 –36.
- 7. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Авиационно-космическая техника и технология.: Материалы опубликованы по решению XVII международного конгресса двигателестроителей. 2012. № 7(94). С. 85-90.
- 8. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Численный анализ процессов течения пара и теплопроводности в корпусе регулирующего клапана паровой турбины. Труды

VII Международной научной конференции «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела». Т.1. Донецк: ДонНУ. 2013. С. 205-209.

- Микола Шульженко, Андрій Колядюк. Термонапружений стан і повзучість корпуса регулювального клапана парової турбіни». 14 й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. м. Львів. 2016. С. 18-20.
- 10. Колядюк А.С. Исследование газодинамических процессов в проточной части регулировочного клапана паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2010. С. 7.
- Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Тези доповідей XVI Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2011. С. 33.
- 12. Колядюк А.С. Совместная турбулентного задача течения пара И теплопроводности в корпусе регулировочного клапана турбины. Тези доповідей конференції спеціалістів «Сучасні проблемі молодих вчених та машинобудування», Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2011. С. 10.
- 13. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. Тези доповідей XVII Міжнародного конгресу двигунобудування. Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». 2012. С. 101.
- 14. А.С. Колядюк Исследование процессов течения пара и распределение температуры в системе парораспределения паровой турбины. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування». Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України. 2012. С. 9.
- 15. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Оценка напряженного состояния корпуса регулирующего клапана паровой турбины. Тези доповідей XVII міжнародної

науково-технічної конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. 2019. С. 16. (<u>http://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/01/Abstracts-of-section-4-of-UE-2019.pdf</u>)

16. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г. Аналіз напружено-деформованого стану та повзучості корпусу регулюючого клапана при підвищеній температурі пари, що подається. Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні: тези доповідей ІІ Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 2020. С. 68-69. (<u>http://ipmach.kharkov.ua/wp-</u>

content/uploads/2020/07/%d1%81%d0%b5%d0%ba%d1%86%d0%b8%d1%8f1.pdf)

додаток б

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ЦИКЛІЧНОЇ МІЦНОСТІ

Таблиця Б.1

Результати розрахунку циклічної міцності по СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52

.Nº																		
аналізованої			4000	0 год.					20000) год.					30000	0 год.		
точки	Пст	Пц	П	[П _{ст}]	[П _ц]	[Π]	Пст	Пц	П	[П _{ст}]	[П _ц]	[Π]	Пст	Пц	П	[П _{ст}]	[П _ц]	[Π]
Ver1	0,0055	0,0023	0,0078	0,020	0,028	<u>0,048</u>	0,028	0,011	0,039	0,102	0,139	<u>0,241</u>	0,041	0,017	<u>0,059</u>	0,154	0,208	<u>0,362</u>
Ver2	0,0057	0,0015	0,0072	0,023	0,0076	0,036	0,028	0,0076	0,036	0,117	0,038	0,179	0,042	0,011	0,054	0,175	0,057	0,269
Ver3	0,0046	0,0025	0,0071	0,010	0,031	0,041	0,023	0,012	0,036	0,050	0,155	0,204	0,035	0,019	0,053	0,074	0,232	0,306
Ver4	0,0057	0,0016	0,0074	0,025	0,0082	0,037	0,029	0,0082	0,037	0,123	0,041	0,184	0,043	0,012	0,055	0,185	0,062	0,276
Ver5	0,0051	0,0020	0,0071	0,015	0,012	0,036	0,026	0,010	0,036	0,073	0,060	0,179	0,039	0,015	0,054	0,109	0,089	0,268
Niz1	0,0053	0,0016	0,0069	0,017	0,0078	0,034	0,027	0,0078	0,034	0,086	0,039	0,172	0,040	0,012	0,052	0,128	0,058	0,259
Niz2	0,0043	0,0015	0,0058	0,0077	0,0077	0,029	0,021	0,0077	0,029	0,039	0,039	0,145	0,032	0,012	0,044	0,058	0,058	0,218
Niz3	0,0040	0,0015	0,0055	0,0066	0,0076	0,028	0,020	0,0076	0,028	0,033	0,038	0,138	0,030	0,011	0,041	0,050	0,057	0,207
Niz4	0,0042	0,0017	0,0060	0,0076	0,0087	0,030	0,021	0,0087	0,030	0,038	0,043	0,149	0,032	0,013	0,045	0,057	0,065	0,224
Niz5	0,0052	0,0016	0,0068	0,016	0,0080	0,034	0,026	0,0080	0,034	0,078	0,040	0,171	0,039	0,012	0,051	0,117	0,060	0,256
Patrubok1	0,0110	0,0024	0,013	0,112	0,030	0,142	0,055	0,012	0,067	0,561	0,149	0,710	0,083	0,018	0,101	0,841	0,224	1,066
Patrubok2	0,0108	0,0027	0,013	0,108	0,036	<u>0,143</u>	0,054	0,014	0,067	0,538	0,178	<u>0,716</u>	0,081	0,020	<u>0,101</u>	0,807	0,267	<u>1,075</u>

Таблиця Б.2

Результати розрахунку циклічної міцності по РТМ 108.021.103

№ аналізованої тописи			F											Pec	урс, тис	.год.
точки	${m arepsilon}_{imin}$	ε _{i max}	ε _a	r	$\sigma_{\scriptscriptstyle N}$	σ_N^c	е _{а.пр}	σ	σ_0^c	$\pmb{\sigma}_{_{ m H}}$	N ₁	N ₂	Nд	40	200	300
Ver1	0,028	0,084	0,028	0,339	62,9	29,7	0,058	47,0	36,942	55,1	174603	72100	59043	0,034	0,169	0,254
Ver2	0,017	0,040	0,012	0,416	58,9	26,3	0,043	44,9	37,498	51,3	264373	648557	224321	0,009	0,045	0,067
Ver3	0,022	0,085	0,032	0,259	66,5	33,4	0,060	43,0	32,075	55,2	161539	64707	56481	<u>0,035</u>	<u>0,177</u>	<u>0,266</u>
Ver4	0,023	0,052	0,015	0,440	57,6	25,2	0,047	45,5	37,711	52,3	242566	485007	203942	0,010	0,049	0,074
Ver5	0,030	0,074	0,022	0,405	59,5	26,8	0,053	44,4	35,064	51,8	200302	168031	143716	0,014	0,070	0,104
Niz1	0,024	0,043	0,010	0,547	51,1	20,4	0,044	47,7	36,049	58,8	257635	598024	207912	0,010	0,048	0,072
Niz2	0,012	0,043	0,016	0,281	65,5	32,3	0,044	33,8	29,41	36,1	258272	602799	245753	0,008	0,041	0,061
Niz3	0,016	0,018	0,001	0,904	15,8	4,3	0,043	33,8	27,378	40,7	263693	643461	250829	0,008	0,040	0,060
Niz4	0,018	0,057	0,019	0,316	64,0	30,8	0,049	33,3	29,188	35,2	229975	390572	219421	0,009	0,046	0,068
Niz5	0,026	0,048	0,011	0,532	52,0	21,0	0,045	47,3	35,52	58,7	250545	544847	203757	0,010	0,049	0,074
Patrubok1	0,034	0,091	0,028	0,376	61,1	28,1	0,059	68,5	49,536	90,6	165494	66945	12010	0,167	0,833	1,249
Patrubok2	0,039	0,102	0,031	0,386	60,5	27,6	0,062	68,0	49,236	89,8	146375	56126	11373	<u>0,176</u>	<u>0,879</u>	<u>1,319</u>

ДОДАТОК В

НАПРУЖЕННЯ В КОРПУСІ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ТУРБІНИ

	σ _x , MΠa	σ_y , МПа	σ _z , MΠa	$ au_{xy},$ МПа	$ au_{yz},$ МПа	τ _{xz} , MΠa	σ _i , MΠa	$\sigma_1, { m M}\Pi$ а	$σ_2$, ΜΠα	σ ₃ , ΜΠa	$σ_I$, ΜΠα
Ver1	13.639	3.0111	17.577	4.3119	15.642	26.577	55.49	47.067	2.1088	-14.949	62.016
Ver2	13.312	24.098	4.4018	-1.032	-0.58746	25.62	47.594	34.986	23.974	-17.148	52.135
Ver3	19.272	-5.818	25.372	1.66E+00	-23.953	1.7903	50.585	38.391	19.38	-18.945	57.336
Ver4	11.526	24.708	5.8512	1.0808	-0.71314	-24.599	45.838	33.634	24.525	-16.074	49.709
Ver5	13.421	3.3166	17.577	-4.0217	16.189	-26.799	56.131	47.352	2.5844	-15.622	62.974
Niz1	17.138	-0.86976	10.013	3.5237	-12.87	-24.373	50.626	41.202	0.60216	-15.523	56.725
Niz2	5.1539	16.53	-6.2421	-0.39075	0.3615	-18.5	37.637	18.93	16.413	-19.902	38.832
Niz3	14.162	5.2514	-6.6068	-5.79E-02	18.449	-1.57E-02	36.699	18.702	14.161	-20.056	38.758
Niz4	2.3565	17.645	-3.2738	0.56469	0.41297	18.613	37.314	18.791	17.221	-19.283	38.074
Niz5	16.032	-0.97112	13.392	-2.6917	-13.486	24.981	51.872	42.698	1.2145	-15.46	58.159
Patrubok1	4.2348	59.347	-12.833	-1.6211	-26.036	-0.77128	79.452	67.785	4.2675	-21.304	89.089
Patrubok2	4.3836	61.9	-12.654	0.3482	-25.694	1.3658	81.023	69.897	4.4624	-20.73	90.627

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 325 МВт

		Normal			Shear		Von	Max	Middle	Min	Intonsity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	Mises	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	17.483	3.8164	25.817	3.4484	19.166	32.45	68.313	59.488	4.6708	-17.043	76.531
Ver2	11.505	21.729	4.7535	-1.054	-0.47458	25.371	46.414	33.825	21.631	-17.469	51.294
Ver3	18.859	-4.4023	24.269	1.57E+00	-25.19	1.6466	51.141	38.937	18.964	-19.177	58.114
Ver4	10.861	22.333	5.2242	1.1206	-0.80465	-24.715	45.457	33.093	22.159	-16.833	49.926
Ver5	12.196	9.03E-02	25.2	-2.114	17.21	-29.058	62.516	52.716	1.8433	-17.073	69.789
Niz1	17.194	1.6205	13.916	4.4406	-14.125	-27.002	55.202	46.407	1.5704	-15.247	61.654
Niz2	4.647	14.235	-5.1593	-0.55002	0.45792	-18.842	36.725	19.314	14.134	-19.726	39.04
Niz3	13.003	7.2624	-8.5083	4.16E-02	18.233	3.78E-02	37.007	19.243	13.002	-20.488	39.73
Niz4	3.5248	15.579	-4.6111	0.59417	0.45426	18.931	37.235	18.984	15.415	-19.906	38.891
Niz5	16.299	0.66012	13.165	-4.2885	-13.449	25.318	52.214	43.707	0.87246	-14.455	58.162
Patrubok1	3.307	57.396	-13.273	-1.6499	-25.398	-0.67316	77.73	65.607	3.3301	-21.507	87.114
Patrubok2	4.1072	59.821	-12.238	1.6447	-25.339	0.56883	78.849	67.87	4.1208	-20.301	88.17

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 240 МВт

		Normal			Shear		Von	Max	Middle	Min	Intensity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	Mises	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	8.8988	-3.1395	17.533	3.6832	15.281	27.33	57.493	45.033	-3.1192	-18.622	63.655
Ver2	4.6677	7.3325	-4.0772	-0.92516	-0.54506	18.343	33.462	19.247	7.2384	-18.563	37.81
Ver3	13.558	-7.1112	18.088	1.30E+00	-21.831	1.5046	44.531	30.719	13.639	-19.824	50.542
Ver4	12.07	23.001	3.5101	1.0644	-0.74215	-24.823	46.259	33.144	22.837	-17.399	50.543
Ver5	11.436	-0.4775	24.024	-1.931	16.47	-28.477	60.894	50.837	1.2904	-17.145	67.982
Niz1	10.168	-4.2813	8.1566	5.0898	-11.96	-22.965	47.673	35.761	-5.1054	-16.613	52.374
Niz2	-2.9479	-1.2199	-10.419	-0.40039	0.31305	-13.37	24.673	7.2292	-1.2504	-20.565	27.795
Niz3	8.4787	4.2176	-9.9999	-0.66452	16.062	-0.39145	32.506	14.768	8.3843	-20.456	35.224
Niz4	2.0399	15.728	-4.4936	0.55285	0.37678	18.136	36.16	17.457	15.472	-19.655	37.112
Niz5	15.558	0.22755	11.715	-4.1895	-13.305	25.153	51.697	42.416	0.39745	-15.313	57.73
Patrubok1	1.7111	48.79	-14.061	-2.8011	-22.498	-0.20364	68.919	56.138	1.6345	-21.332	77.47
Patrubok2	3.5004	59.511	-12.826	0.7889	-25.529	1.1916	79.244	67.616	3.5751	-21.005	88.621

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 220 МВт

		Normal			Shear		Von	Max	Middle	Min	Intonsity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	Mises	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	44.991	44.027	96.54	19.495	61.33	67.293	169.46	172.75	25.075	-12.268	185.02
Ver2	43.627	41.023	20.923	-11.002	-8.2588	42.537	80.368	81.03	36.294	-11.751	92.782
Ver3	54.958	38.738	133.74	9.02E-03	-85.227	6.4069	172.22	184.04	54.882	-11.492	195.54
Ver4	58.001	74.525	39.913	10.885	-9.4939	-56.378	105.17	111.67	68.911	-8.1423	119.81
Ver5	39.597	37.263	92.111	-12.842	54.096	-58.959	150.29	154.29	25.536	-10.856	165.15
Niz1	23.894	2.4126	36.235	14.501	-21.355	-39.708	87.223	78.866	-4.7977	-11.527	90.393
Niz2	45.996	66.977	17.253	4.7918	-3.2623	-43.652	87.674	80.134	64.425	-14.333	94.467
Niz3	-11.06	4.4411	-8.5113	0.27694	19.014	0.42489	35.953	18.059	-11.064	-22.125	40.184
Niz4	60.012	104.18	21.746	-6.0806	-3.7578	51.048	114.35	108.17	91.407	-13.638	121.81
Niz5	38.989	7.3774	44.499	-10.79	-20.335	47.044	97.123	94.545	5.0644	-8.7435	103.29
Patrubok1	13.298	158.29	-0.94442	-15.159	-56.682	4.4295	183.52	177.92	11.789	-19.065	196.99
Patrubok2	17.92	183.42	-0.1715	10.922	-60.709	-2.0117	205.28	202.34	17.301	-18.471	220.81

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 180 МВт

		Normal			Shear		Von	Max	Middle	Min	Intonsity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	Mises	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	16.184	2.9597	27.114	3.0683	19.102	33.009	69.502	60.029	3.9619	-17.733	77.762
Ver2	14.422	25.021	6.7614	-1.1866	-0.52265	26.878	49.239	37.86	24.905	-16.561	54.422
Ver3	18.107	-4.6958	23.7	1.60E+00	-24.032	1.4708	49.25	37.427	18.217	-18.533	55.96
Ver4	9.918	19.139	2.4629	1.0091	-0.72518	-23.135	42.658	29.768	18.995	-17.243	47.012
Ver5	11.917	-0.51271	25.914	-2.7995	17.352	-29.465	63.686	53.644	0.70273	-17.028	70.672
Niz1	18.021	1.1419	15.246	3.6868	-14.39	-27.651	56.581	47.794	2.1119	-15.497	63.291
Niz2	5.2315	17.743	-3.4345	-0.48987	0.4474	-20.328	39.762	21.791	17.634	-19.886	41.678
Niz3	13.501	5.4426	-6.7769	0.24651	18.756	0.14345	36.991	19.073	13.487	-20.393	39.466
Niz4	2.608	13.238	-6.0677	0.48245	0.36857	17.837	35.158	16.733	13.133	-20.087	36.82
Niz5	15.215	-0.57207	12.696	-4.3014	-13.296	24.939	51.649	42.496	-0.27403	-14.883	57.38
Patrubok1	2.5772	59.615	-13.112	-0.9244	-26.096	-0.76866	80.26	68.016	2.6135	-21.55	89.566
Patrubok2	2.5969	58.467	-12.594	0.83783	-25.297	1.0838	78.272	66.556	2.6644	-20.751	87.307

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 176 МВт

Напруження в корпусі регулювального клапана на режимі роботи турбіни 100 МВт
--

		Normal			Shear		Von Misos	Max	Middle	Min	Intonsity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	v on ivnses	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	15.526	2.4828	26.12	3.7548	19.922	33.369	70.669	60.111	2.9031	-18.886	78.997
Ver2	13.436	22.199	6.2345	-1.116	-0.66191	26.389	47.811	36.582	22.088	-16.799	53.381
Ver3	18.059	-6.3619	24.44	1.68E+00	-23.577	1.5121	49.757	37.215	18.173	-19.251	56.466
Ver4	13.279	23.234	4.1752	1.1597	-0.72929	-24.993	46.392	34.298	23.068	-16.678	50.976
Ver5	13.884	0.73773	25.72	-2.6923	17.445	-30.44	64.676	55.142	2.1147	-16.915	72.056
Niz1	17.285	0.39292	13.934	4.198	-13.602	-26.583	54.478	45.69	0.86524	-14.944	60.634
Niz2	6.5394	14.204	-5.5485	-0.50671	0.31971	-19.11	37.338	20.594	14.148	-19.547	40.141
Niz3	13.68	6.5567	-6.7566	-0.21914	19.664	-0.20903	38.511	20.673	13.667	-20.86	41.533
Niz4	4.7355	16.384	-5.2693	0.53404	0.35249	18.744	37.518	19.274	16.244	-19.667	38.942
Niz5	17.947	1.8601	12.444	-4.7547	-14.112	26.264	54.178	45.544	1.7496	-15.043	60.586
Patrubok1	2.5458	59.374	-13.107	-0.74516	-25.705	-0.66865	79.682	67.568	2.573	-21.329	88.897
Patrubok2	2.801	60.698	-13.45	0.38957	-26.225	1.509	81.409	69.036	2.899	-21.885	90.921

T					•	<i>•</i>	· · ·	7 ()	
- 1-1	οπηνωσιμα ε) IMANHAVAI	Ι ΝΔΓΥΠΙΔΒΑΠΙ ΠΔΓΔ	илопоно но	nonum		nom	411	VIKT
	аниу ження г	> KUDHIVU	Ι ΟΓΙ Υ.ΙΕΥΒΑ.ΙΒΕΟΙ Ο	клана на					
					p • · · · · · · · · p				

		Normal			Shear		Von Misos	Max	Middle	Min	Intonsity
	X	Y	Z	XY	YZ	XZ	v on ivnses	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	-2.4054	-12.222	3.0671	2.1018	10.115	19.687	40.779	22.58	-11.57	-22.571	45.151
Ver2	19.113	28.353	-5.0591	-1.6335	-1.0808	27.609	56.491	37.581	27.937	-23.111	60.692
Ver3	-13.517	-18.411	-9.5618	1.95E+00	-10.378	-1.3318	19.972	-2.2766	-13.875	-25.338	23.061
Ver4	-19.813	-26.822	-33.688	0.7135	-0.35726	1.1271	12.252	-19.657	-26.863	-33.804	14.147
Ver5	-16.408	-20.47	-9.8592	-6.7099	8.1257	-10.646	27.553	2.7717	-24.048	-25.461	28.232
Niz1	-5.8645	-11.319	-4.4262	1.8649	-8.7784	-13.906	29.35	11.435	-11.366	-21.679	33.115
Niz2	-1.8484	11.785	-10.768	-0.18357	0.24857	-16.734	35.034	11.886	10.909	-23.627	35.512
Niz3	-15.189	-40.451	-23.045	3.27E-02	0.64216	5.6154	24.439	-12.26	-25.949	-40.476	28.216
Niz4	-23.526	-13.31	-20.2	7.2881	7.7099	4.1632	21.706	-4.5979	-25.113	-27.324	22.727
Niz5	-16.482	-19.768	-13.849	-10.718	-7.5739	8.6525	27.708	1.3933	-22.522	-28.97	30.363
Patrubok1	4.0824	77.537	-14.653	-2.0703	-32.325	-0.43642	101.35	87.782	4.0792	-24.895	112.68
Patrubok2	-5.2774	16.939	-21.246	4.4871	-13.498	-0.32555	41.361	21.933	-5.9262	-25.591	47.524

		Normal			Shear		Von Misos	Max	Middle	Min	Intonsity
	Χ	Y	Z	XY	YZ	XZ	v on ivnses	Principal	Principal	Principal	Intensity
Ver1	2,242	-6,731	0,923	-3,086	6,437	16,413	32,116	18,221	-3,065	-18,721	36,942
Ver2	3,886	17,446	-0,498	-3,289	-2,355	16,885	34,160	22,161	14,011	-15,337	37,498
Ver3	5,557	-9,819	7,678	1,038	-13,355	1,275	28,578	14,938	5,616	-17,137	32,075
Ver4	4,421	17,750	-0,555	3,265	-2,486	-16,920	34,325	22,540	14,248	-15,171	37,711
Ver5	3,043	-5,645	-0,073	2,811	6,045	-15,663	30,453	17,404	-2,418	-17,661	35,064
Niz1	4,506	-0,189	1,412	0,921	-11,709	-13,490	31,255	20,427	0,924	-15,622	36,049
Niz2	-2,991	6,365	-8,086	2,972	-2,235	-12,878	26,461	10,743	3,213	-18,667	29,410
Niz3	3,968	-1,735	-7,704	-0,028	13,359	-0,019	25,251	8,970	3,968	-18,408	27,378
Niz4	-2,436	6,852	-7,870	-3,050	-2,506	12,520	26,140	11,223	3,288	-17,965	29,188
Niz5	5,135	0,433	1,065	-1,105	-11,421	13,335	30,790	20,413	1,327	-15,108	35,520
Patrubok1	-3,181	24,631	-15,494	-2,635	-14,320	-0,143	43,630	29,403	-3,315	-20,132	49,536
Patrubok2	-3,143	24,963	-15,559	2,524	-13,794	0,067	43,393	29,388	-3,279	-19,848	49,236

Інтенсивності напружень в стані усталеної повзучості матеріалу на номінальному режимі експлуатації

ДОДАТОК Г АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ



26,032014 02/112-414

ДОВІДКА

про використання результатів розрахункового дослідження течії пара в регулюючому клапані парової турбіни К-1000

Цим документом підтверджується, що результати розрахункових досліджень течії пара в клапані парової турбіни К-1000, які проведено Інститутом проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України під керівництвом завідувача відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, доктора технічних наук, професора Шульженка М.Г., передані для використання ВАТ «Турбоатом». Вони включають дані про перепади тиску та швидкості течії пара для різних варіантів відкриття регулюючого та стопорного клапанів турбіни К-1000.

Отриманні результати використані при оцінці можливості роботи системи паророзподілу після підвищення потужності енергоблоку в результаті модернізації, що дозволило вирішити питання надійності його роботи.

Головний конструктор парових і газових турбін ВАТ «Турбыатомохара кандидат технічних наук акціонерне TOBSDMCTRO "TYPSOATOM" Me05762289 AOKYMEHT

В.Л. Швецов



тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 факс: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua вip/dtd *L.6. 11. Lotg* № *02/01 – 499*

Ha/ref №

Moskovsky ave. 199, Knarkiv, 61037, Ukraine tel.+ 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 fax: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua 155

Довідка

Про використання результатів розрахункових досліджень термонапруженого стану та повзучості корпусу регулюючого клапану парової турбіни К-325.

Наступним підтверджується, що результати розрахункових досліджень течії пари в клапані парової турбіни К-325 та термонапруженості і повзучості його корпусу на стаціонарних режимах роботи, які проведено в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України д.т.н., професором Шульженком М.Г. та Колядюком А.С. і передані для використання в АТ "Турбоатом". Вони включають дані про перепади тиску і швидкості течії пари, температуру, повзучість та термонапруженість корпусу для різних варіантів відкриття регулюючих клапанів турбіни К-325.

Отримані результати використовуються при оцінці умов експлуатації системи паророзподілу для вирішення питання підвищення надійності її експлуатації на різних режимах роботи.

Головний конструкто SAPHCI парових турбін АТ «Турбоатом» для **ДОКУМЕН** канд. техн. наук 2010y No5767

В. Л. Швецов



пр. Московський 199, м. Харків, 61037, Україна тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 факс: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua від/dtd ∠3 D∠. LOL1 № D∠ - J9 на/ref №

Moskovsky ave. 199, Kharkiv, 61037, Ukraine tel.+ 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 fax: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatorn.com.ua, www.turboatorn.com.ua

Довідка

Про використання результатів розрахункових досліджень термонапруженого стану, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу корпусу регулювального клапана парової турбіни К-325-23,5.

Наступним підтверджуються, що результати розрахункових досліджень термонапруженості, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу корпусу клапана парової турбіни К-325-23,5 на стаціонарних режимах роботи, які проведено в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України д.т.н., професором Шульженком М.Г. та Колядюком А.С. і передано для використання в АТ «Турбоатом». Вони включають дані про розподілення напружень, деформацій повзучості та результати оцінки циклічної втоми та ресурсу корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи парової турбіни К-325-23,5.

Отримані результати використовуються при оцінці умов експлуатації системи паророзподілу для вирішення питання підвищення надійності тексплуатації на різних режимах роботи.

CTBO Головний конструктор парових турбін АТ «Турбоатом», для bull ДОКУМЕНТІВ кандидат технічних наук Швецов B OA CAPHOY THO