НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ ІМ. А. М. ПІДГОРНОГО

КОЛЯДЮК АНДРІЙ СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.165.53

ТЕРМОМІЦНІСТЬ РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України (м. Харків).

Науковий керівник:	доктор технічних наук, професор, **Шульженко Микола Григорович** Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний науковий співробітник відділу надійності та динамічної міцності
Офіційні опоненти:	академік Академії наук вищої школи України, доктор технічних наук, професор, **Львов Геннадій Іванович** Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» МОН України, професор кафедри динаміки та міцності машин
	доктор технічних наук, професор, **Єпіфанов Сергій Валерійович** Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ» МОН України, завідувач кафедри конструкції авіаційних двигунів

Захист відбудеться «22» квітня 2021 р. о 14:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 61.180.01 в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий «18» березня 2021 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

д.т.н., професор О. О. Стрельнікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. 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 задач 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 сумісного 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 випливає актуальність вирішення науково-технічної задачі 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 задачі дослідження.

Метою 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.

Задачі наукового дослідження. Для досягнення мети дисертаційної роботи було сформульовано та розв'язано наведені нижче задачі наукового дослідження.

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 стопорно-регулювального 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.

Об'єкт дослідження:

– процеси течії пари та температурний стан регулювального клапана, термонапруженість, повзуччість, циклічна міцність та ресурс корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни.

Предмет дослідження:

– методи розв'язання задач числового тривимірного моделювання течії пари, термонапруженості, повзучості, циклічної міцності та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни.

Методи дослідження:

– метод тривимірних скінченних елементів;
– метод скінченних об'ємів;
– методи розрахунку термонапруженості, повзучості, циклічної втоми та ресурсу.

Наукова новизна отриманих результатів:

– 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.

Обґрунтованість та достовірність 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.

Практичне значення одержаних результатів:

Визначено найбільш напружені зони корпусу клапана та несприятливі за термоміцністю стаціонарні режими роботи клапана. Встановлено зони можливого пошкодження корпусу за ресурсними показниками. Сформовано рекомендації 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.

Особистий внесок здобувача.

Основні положення і результати дисертаційної роботи отримано автором самостійно. У роботах, що написані у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у такому: [1, 7, 8, 11, 13,] - 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; [2] - оцінка течії пари через сито та безпосереднє встановлення основних особливостей течії пари в пароприймальній камері та через сито; [5, 15, 16] - аналіз термонапруженого стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи, проведення розрахунків методом скінченних елементів та аналіз отриманих результатів; [3, 4, 6, 9] - побудова розрахункових моделей для аналізу повзучості корпусу клапана, проведення розрахунків методом скінченних елементів та аналіз отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення і результати роботи доповідалися і обговорювалися на таких конференціях і семінарах:

– конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (Харків, 2010р., 2011р., 2012р.);

– міжнародний конгрес двигунобудівників (Харків, 2011р., 2012р.);

– XIV международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Харків, 2012р.);

– VII международная научная конференция «Актуальные проблемы механики деформируемого твердого тела» (Донецьк, 2013р.);

– международная научно-техническая 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 (2019р.);

– науково-технічний семінар кафедри конструкцій авіаційних двигунів НАКУ «ХАІ» ім. М.Є. Жуковського (Харків, 2021р.).

Публікації.

За результатами дисертації опубліковано 16 друкованих праць, а саме: 6 наукових статей у провідних фахових виданнях [1-6], 10 публікацій у збірниках матеріалів конференцій [7-16].

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 156 сторінок, з них 111 сторінок основного тексту, містить 89 рисунки та 9 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації. Визначено предмет та об’єкт дослідження, а відповідно до них – мету і задачі дослідження. Перераховано використані наукові методи дослідження. Також у вступі подано наукову новизну отриманих результатів, особистий внесок здобувача у публікаціях в співавторстві, результати апробації матеріалів дисертаційної роботи, зв’язок її з науково-дослідними роботами, а також структуру та обсяг дисертації. Надано відомості щодо практичного використання результатів досліджень.

У **першому розділі** проаналізовано основні проблеми при проектуванні та експлуатації регулювальних клапанів парових турбін. В роботах А. Ю. Зарянкіна та Є. Р. Плоткіна виконано огляд конструкційних особливостей сучасних систем паророзподілу та регулювальних клапанів парових турбін. Наведено докладний аналіз конструкції системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5. Так, в сучасній паровій турбіні К-325-23.5 в системі паророзподілу циліндра високого тиску використовують два регулювальні клапани. Кожен з таких клапанів складається з одного стопорного та двох регулювальних клапанів, розташованих в одному загальному корпусі, що являє собою відливку складної конфігурації (рис. 1). Тому дані клапани також можна назвати блоком стопорно-регулювальних клапанів. При цьому в першому блоці встановлено регулювальні клапани №1 та №3 (РК1, РК3), а в другому №2 та №4 (РК2, РК4).

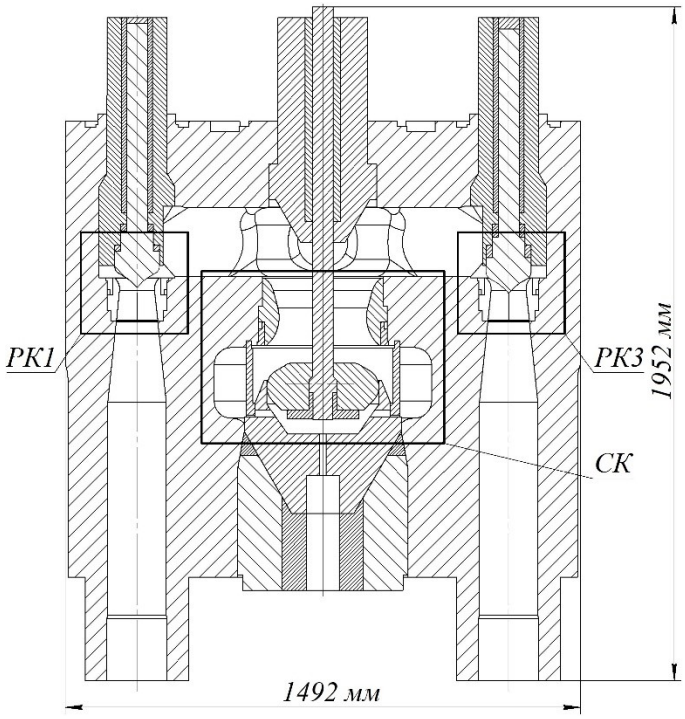


Рис. 1. Регулювальний клапан парової турбіни К-325-23.5

Аналіз режимів роботи блоків клапанів показав, що перший блок працює в більш інтенсивних умовах, тому для подальших досліджень розглядалися режими роботи саме для нього.

Виконаний аналіз режимів роботи парових турбін, на основі праць О. Д. Трухнія та С. Ш. Розенберга, показав різноманіття як перехідних, так і стаціонарних режимів, в яких працює система паророзподілу. Для дослідження стаціонарних режимів роботи системи паророзподілу розгляд всіх варіантів навантаження енергоустановки є досить об’ємним завданням. Тому розглядалися, в першу чергу, режими з якісною зміною параметрів роботи блоків регулювальних клапанів. Серед таких параметрів розглянуто значення потужності, витрати пари та положення регулювальних клапанів. В результаті розгляду та аналізу стаціонарних режимів роботи вибрано сім найбільш показових режимів, для яких проводилися подальші дослідження газодинаміки процесів течії пари та термоміцміцності регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5.

Висвітлено стан проблеми визначення термонапруженого стану, повзучості, оцінки ресурсу корпусу регулювального клапана та виконано формулювання задачі наукового дослідження. Проведено аналіз раніше опублікованих робіт з оцінки течії пари та термонапруженого стану систем паророзподілу парових турбін. Більшість наукових публікацій, до яких можна віднести роботи В. Л. Швецова, І. І. Кожешкурта, В. О. Конєва, В. Г. Солодова, А. О. Хандримайлова та А. І. Бабаєва, присвячено визначенню параметрів паропотоку в проточній частині регулювальних клапанів для підвищення ефективності роботи системи паророзподілу та енергоустановки в цілому. Питання термонапруженості, повзучості та ресурсу корпусів клапанів турбін потужністю 200МВт розглядаються в роботах О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюка та В. А Пешко. В них температурні поля для задач міцності визначалися розв’язанням задачі теплопровідності, де граничні умови бралися з аналітичних залежностей. При цьому розподілення тиску на стінки корпусу не враховувалося та бралися його номінальні значення.

Проведений аналіз наукових праць показав, що для коректного визначення граничних умов для задач термонапруженого стану, повзучості та оцінки ресурсу є необхідним сумісне розв’язання задачі течії пари та теплопровідності для всіх елементів системи паророзподілу.

У **другому розділі** розглядаються задачі визначення газодинамічних процесів та температурного стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи.

Розглядається математична модель для розв'язання сумісної задачі течії пари та теплопровідності регулювального клапана в тривимірній постановці. Використана математична модель (рівняння 1-6) є стандартною для розв'язання даного типу задач. Так, систему рівнянь (RANS) подано рівняннями нерозривності, зміни кількості руху та рівнянням повної енергії

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0; \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right]; \tag{2}$$

$$\frac{\partial\left(\rho h_{tot}\right)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho U h_{tot}\right) = \left(\lambda \nabla T\right) + \nabla \cdot \left(U \tau\right), \tag{3}$$

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.

Система рівнянь моделі турбулентності SST Ментера має такий вигляд:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] - \beta^* \rho k \omega + P_k; \tag{4}$$

$$\begin{gathered}\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \omega\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + 2(1 - F_1)\rho \times \\ \times \frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2,\end{gathered} \tag{5}$$

де α_3, β_3, σ_{k3}, $\sigma_{\omega 2}$, $\sigma_{\omega 3}$ – коефіцієнти моделі турбулентності; ω – питома швидкість дисипації; P_k – генерація турбулентної енергії.

Теплопередача в корпусі моделюється рівнянням теплопровідності

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \tag{6}$$

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

Для семи режимів використовувались окремі розрахункові моделі, які відрізняються положенням регулювальних клапанів. Проведений аналіз якості розрахункової моделі показав прийнятність використаних скінченно-елементних сіток. В середньому вона складається з 33 млн. елементів та 9 млн. вузлів. При побудові розрахункових сіток проточного тракту регулювального клапана центри пристінкових контрольних об'ємів розташовувались в логарифмічній зоні повністю розвиненого турбулентного приграничного шару, де 30 <y+ <100. Крім того, не допускалася значна зміна кроку сітки по нормалі (не більше ніж на 30%). Для

забезпечення необхідної точності знадобилося 5 контрольних об’ємів, розташованих всередині приграничного шару по нормалі до обтічної поверхні.

Оцінка якості розв’язання задач виконувалась за середньоквадратичними нев’язками для рівнянь нерозривності, зміни кількості руху та рівнянь повної енергії (RMS P-Mass, RMS Mom, RMS H-Energy). Для всіх виконаних досліджень за даними параметрами середньоквадратичні неузгодженості складали менше 10^{-4}. Це свідчить про те, що для задач, які розв’язувалися, отримано прийнятні розв’язки, і подальші ітерації не підвищать точність результатів.

Найбільш складним елементом при моделюванні є фільтруюче сито. При врахуванні його як обичайки з отворами (без застосування еквівалентних моделей для спрощення геометрії) значно збільшується розмірність задачі. Додатково розроблено розрахункові моделі з використанням двох різних варіантів пароприймальної камери для дослідження її впливу на процеси течії пари та на термонапружений стан. Розглянуто циліндричну пароприймальну камеру (перший варіант) та циліндричну - з потовщенням стінок в зонах біля вихідних патрубків (другий варіант).

Результати свідчать про те, що найбільші відриви течії та завихрення утворюються за регулювальними клапанами, особливо при зменшенні їх відкриття. На стаціонарних режимах роботи системи паророзподілу значно зростають швидкості течії пари за регулювальними клапанами, та проявляються процеси дроселювання на сідлах регулювальних клапанів. Розподіл швидкості пари в стопорно-регулювальному клапані при потужності турбіни 325 МВт та 100 МВт показано на рис. 2, 3.

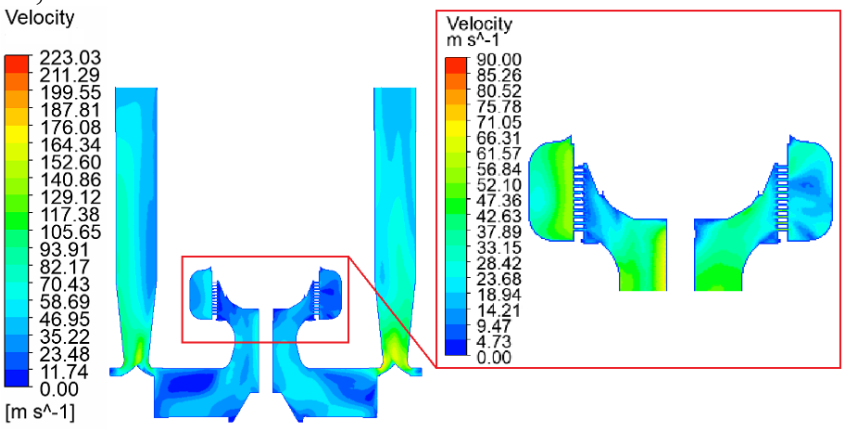


Рис. 2. Розподіл швидкості пари при потужності турбіни 325 МВт

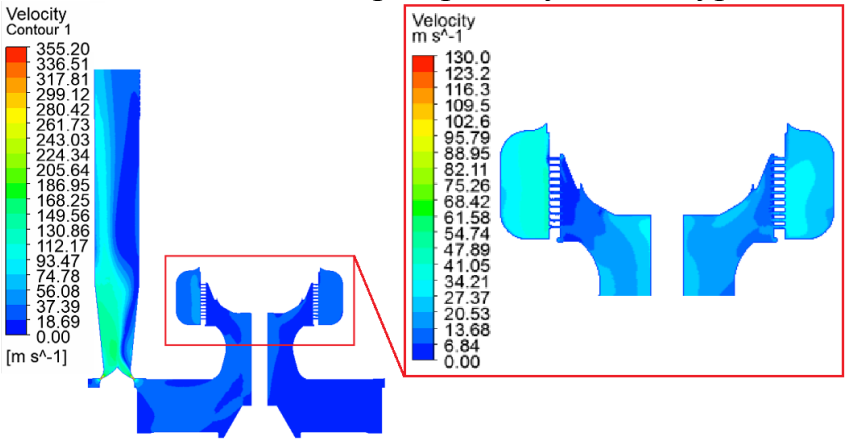


Рис. 3. Розподіл швидкості пари при потужності турбіни 100 МВт

Значення швидкості течії пари вказують на можливість ерозійного зносу сідла, що може призводити до порушення герметичності при повному закритті регулювального клапана парової турбіни. Дане явище є однією з причин порушення умов нормальної експлуатації системи паророзподілу Це вказує на можливість вдосконалення проточної частини системи паророзподілу та профілів окремих елементів з метою зменшення гідравлічного опору та завихрень потоку пари.

За результатами виконаних досліджень виявлено значну нерівномірність протікання пари через фільтруюче сито. При цьому через верхні отвори фільтруючого сита витрата пари вища на 50%, ніж через нижні. 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 та через стопорний клапан. На режимі 325 МВт швидкість проходження пари правою стороною пароприймальної камери вища, ніж зліва, на 15%. На інших режимах роботи з'являється нерівномірність потоку пари на вході в пароприймальну камеру, при зменшенні потужності ця нерівномірність збільшується. Розподіл швидкості пари в пароприймальній камері при потужності турбіни 325 МВт та при 100 МВт показано на рис. 4, 5.

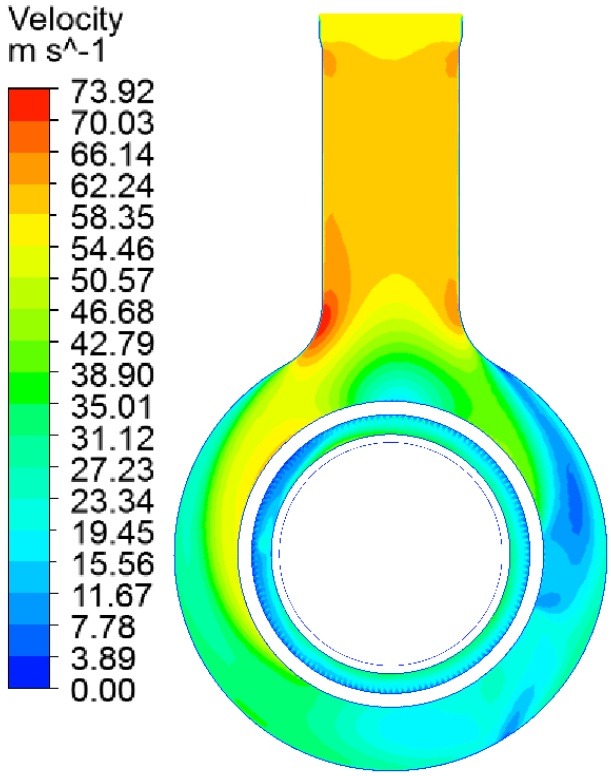


Рис. 4. Розподіл швидкості пари в пароприймальній камері при потужності турбіни 325 МВт

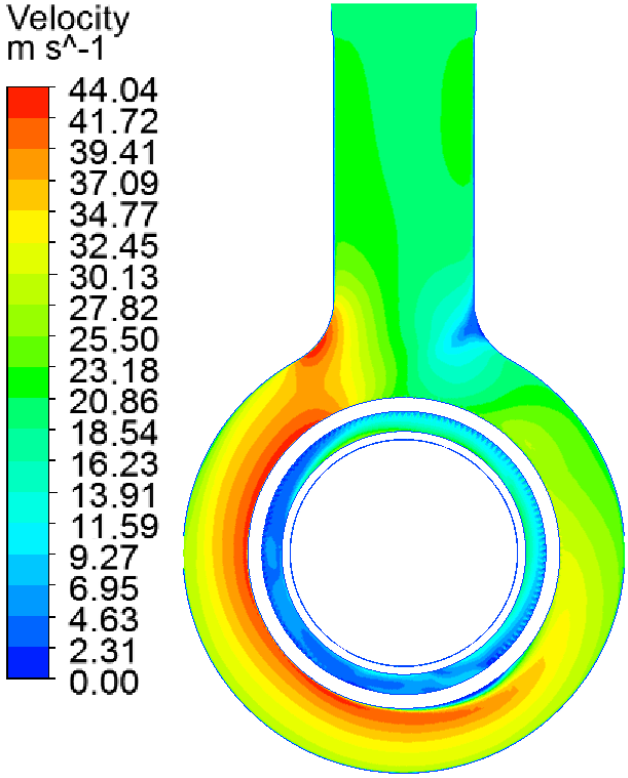


Рис. 5. Розподіл швидкості пари в пароприймальній камері при потужності турбіни 100 МВт

Для двох варіантів пароприймальної камери виявлено такі відмінності протікання пари в проточній частині клапана: в пароприймальній камері для першого варіанта течія пари є несиметричною, а для другого - симетричною щодо вхідного патрубка (рис. 6). В пароприймальній камері для першого варіанту максимальні швидкості течії пари складають 55 м/с, а для другого – 20 м/с.

а) б)

Рис. 6. Лінії течії пари:
а) перший варіант, б) другий варіант.

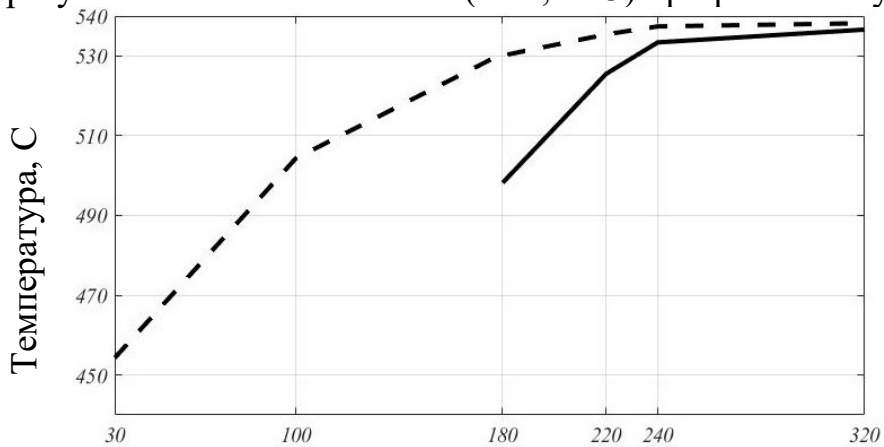
Встановлено, що форма пароприймальної камери впливає на витрати пари через регулювальні клапани: в першому варіанті витрата пари через РК1 складає 57,44% від загальної витрати через клапан (відповідно через РК3 – 42,55% для другого варіанта пароприймальної камери), а в другому варіанті 53,64% (відповідно РК3 – 46,35% для другого варіанта пароприймальної камери). В табл. 1 подано витрати пари через регулювальні клапани для різних видів пароприймальної камери.

Таблиця 1

Витрати пари через регулювальні клапани

Вид пароприймальної камери	**РК1, т/год**	**РК3, т/год**	**РК1, %**	**РК3, %**
Циліндрична	80,525	59,658	57,44	42,55
Циліндрична з потовщенням стінок	74,605	64,454	53,64	46,35

На основі розрахункових досліджень визначено, що в окремих вузлах системи паророзподілу, наприклад на сідлі, температура може знижуватися на 100 ^{0}С. Це пояснюється процесами дроселювання пари при невеликому відкритті регулювальних клапанів. На рис. 7 наводяться значення температури стінок вихідних патрубків за регулювальними клапанами (РК1, РК3) при різній потужності турбіни.



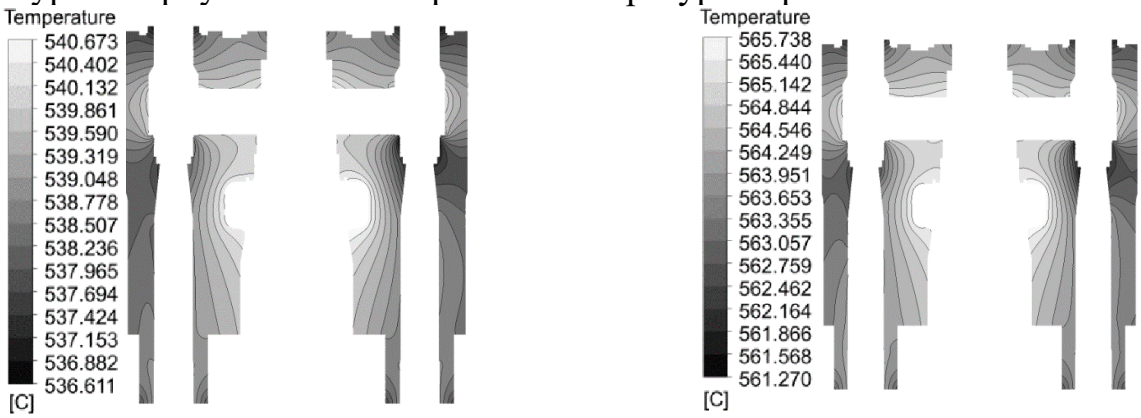
– температура стінки за регулювальним клапаном №3
– температура стінки за регулювальним клапаном №1

Рис. 7. Температура стінок вихідних патрубків за регулювальними клапанами

Отримані результати свідчать про значну відмінність теплового стану корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи, які знаходяться в діапазоні регулювання

парової турбіни. Це вказує на те, що значні зміни температурного стану можуть відбуватися досить часто, що, в свою чергу, буде впливати на показники ресурсу системи паророзподілу.

Підвищення температури пари, що подається в систему паророзподілу, з 540°С до 565°С майже не впливає на характер розподілу температури (відбувається тільки підвищення значень температури) в корпусі та тиску на його стінки. Дані результати свідчать про те, що зміна температури пари на 25°С практично не впливає на показники ефективності роботи системи паророзподілу (значення перепадів тиску пари в проточному тракті не змінилося). На рис. 8 показано розподілення температури в корпусі клапана за різної температури пари.



а) б)

Рис. 8. Розподілення температура в перерізі корпусу клапана за температури пари: а) 540°С, б) 565°С

Виявлено підвищення температури сита та паропотоку, що його омиває, на 12 ^{0} С в порівнянні з температурою пари на вході в клапан. Дане явище викликано тим, що під час набігання потоку пари, який потрапляє із вхідного патрубка в пароприймальну камеру, відбувається його гальмування на фільтруючому ситі. При цьому кінетичної енергія потоку пари перетворюється в теплову. На рис. 9, 10 показано температури фільтруючого сита та сідла регулювального клапана.

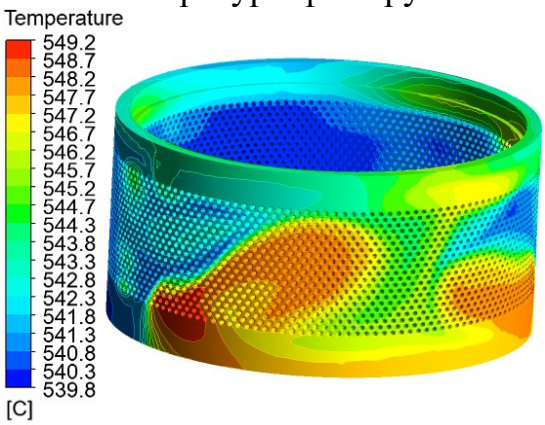


Рис. 9. Розподіл температури сита

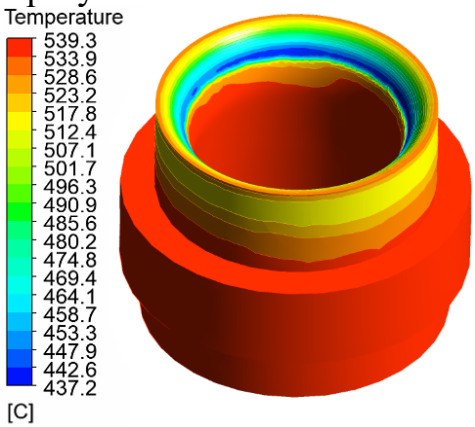


Рис. 10. Розподіл температури сідла регулювального клапана

У **третьому розділі** розв’язується задача оцінки термонапруженого стану корпусу регулювального клапана парової турбіни К-325-23.5. Для розрахунку термонапруженого стану використовувалась одна скінченно-елементна модель з

використанням різних граничних умов у вигляді розподілу тиску на стінках та температурних полів в корпусі клапана, які відповідали заданому режиму.

Для обґрунтування якості розрахункової моделі корпусу регулювального клапана парової турбіни було проведено аналіз напружено-деформованого стану з різною розбивкою сітки. Аналіз показав, що відмінність результатів при використанні запропонованої розбивки сітки, по відношенню до дрібнішої сітки, становить ~ 1.4%. Це свідчить про те, що використання скінченно-елементної моделі корпусу регулювального клапана є прийнятною за точністю отриманих результатів та ефективністю використання обчислювальних ресурсів. Для розрахунків термонапруженого стану використовувалася скінченно-елементна сітка, яка складалася з 195280 елементів та 286440 вузлів.

Дослідженнями виявлено значне підвищення напружень в корпусі клапана при режимі роботи турбіни, який відповідає потужності 180 МВт. На даному режимі роботи турбіни напруження в пароприймальній камері зростають від 60 МПа до 160 МПа. На рис. 11 показано еквівалентні напруження в пароприймальній камері для різних режимів роботи.

Максимальні еквівалентні напруження в корпусі стопорно-регулювального клапана спостерігаються в патрубках перед регулювальними клапанами. Еквівалентні напруження в патрубках перед регулювальними клапанами показано на рис. 12 в залежності від потужності турбіни. На режимі роботи турбіни, що відповідає потужності 180 МВт, напруження досягають значення 190 МПа. На режимі, що відповідає потужності турбіни 30 МВт, напруження досягають значення 100 МПа. На інших режимах напруження в досліджуваних точках близькі до значення 80 МПа.

Так, зниження температури від дроселювання пари на 50°С за регулювальним клапаном №3 та на 15°С за регулювальним клапаном №1 призводить до більшого росту 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.

Рис. 11. Еквівалентні напруження в пароприймальній камері

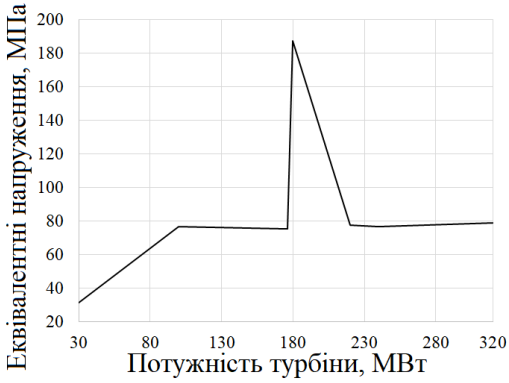
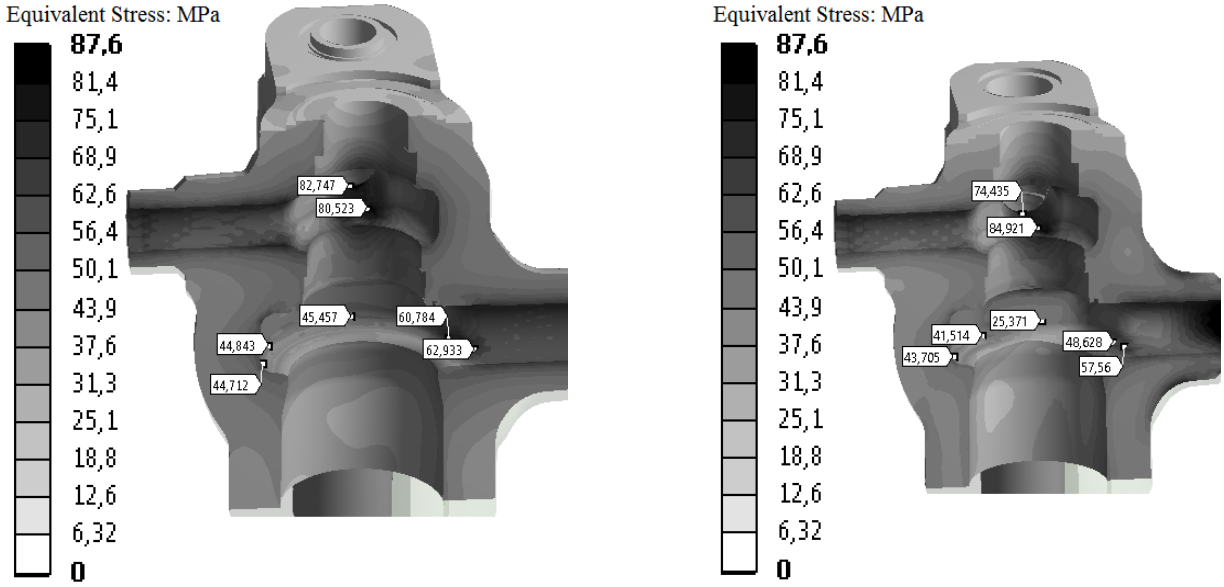


Рис. 12. Еквівалентні напруження в патрубках перед регулювальними клапанами

Дослідження впливу форми пароприймальної камери на термонапружений стан корпусу клапана свідчать про те, що напруження зменшуються в місцях збільшення товщини стінок камери. В інших місцях (як в пароприймальній камері, так і в зонах

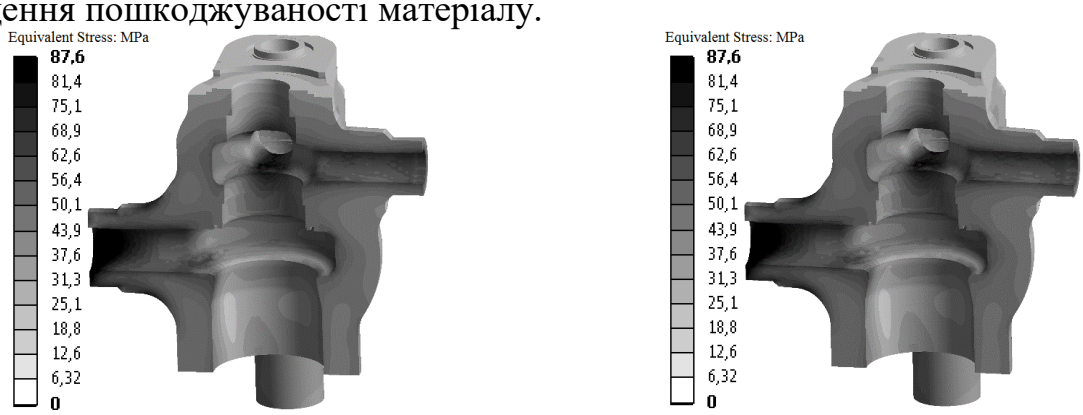
максимальних напружень корпусу) напружений стан не змінюється. Це означає, що для даних форм пароприймальної камери напружений стан корпусу клапана практично не змінюється. На рис. 13 показано пружні напруження в корпусі клапана для різних варіантів пароприймальної камери.



а) б)

Рис. 13. Пружні напруження в корпусі клапана:
а) перший варіант, б) другий варіант

При підвищенні температури пари, що подається в систему паророзподілу, до 565 ^{0}C зміни напруженого стану корпусу клапана не перевищують 1%. Однак, при підвищенні температури відбувається зміна властивостей матеріалу 15Х1М1ФЛ, з якого виготовлено корпус регулювального клапану. Дана зміна призводить до зменшення межі плинності, межі втоми та межі тривалої втоми, що призводить до зниження характеристик міцності матеріалу, і як наслідок - до зменшення ресурсу та підвищення пошкоджуваності матеріалу.



а) б)

Рис. 14. Пружні напруження в корпусі клапана при температурі пари:
а) 540°C, б) 565°C

Так, аналізуючи межу плинності сталі 15Х1М1ФЛ, можна сказати, що при збільшенні температури пари з 540°C до 565°C вона зменшується з 210 МПа до 195 МПа. Як випливає з отриманих результатів, для режиму роботи турбіни на потужності 325 МВт дана зміна несуттєво впливає на показники статичної міцності

корпусу клапана (максимальні напруження складають 82 МПа). Враховуючи результати для інших стаціонарних режимів роботи, така зміна температури пари призводить до зменшення межі плинності до значень, близьких до отриманих в результаті розрахунків еквівалентних напружень (максимальні еквівалентні напруження - 190 МПа, межа плинності – 195 МПа).

На рис. 14 показано пружні напруження в корпусі клапана для різної температури пари, що подається в систему паророзподілу.

У **четвертому розділі** розв'язується задача повзучості корпусу регулювального клапана парової турбіни. Для моделювання повзучості корпусу стопорно-регулювального клапана використовувалася теорія зміцнення. При цьому еквівалентна деформація повзучості знаходиться як скалярна величина із рівняння

$$\varepsilon^{cr} = C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T} / (C_3+1) + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T}, \quad (7)$$

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

Розв'язок задачі повзучості корпусу клапана показав, що за температури пари 540°С деформації повзучості складають 0,136% за 200 тис. год. Розподілення деформацій повзучості в корпусі стопорно-регулювального клапана на режимі роботи парової турбіни, який відповідає потужності турбіни 325 МВт, показано на рис. 15. При підвищенні температури пари, що подається в систему паророзподілу, до 565°С максимальні деформації повзучості склали 0,32% за 200 тис. год. експлуатації. Залежність максимальних деформацій повзучості від часу для двох варіантів температури пари показано на рис. 16. З аналізу отриманих залежностей деформацій від часу можна зробити висновок про те, що стала повзучість має місце після 30 тис. год. роботи системи паророзподілу.

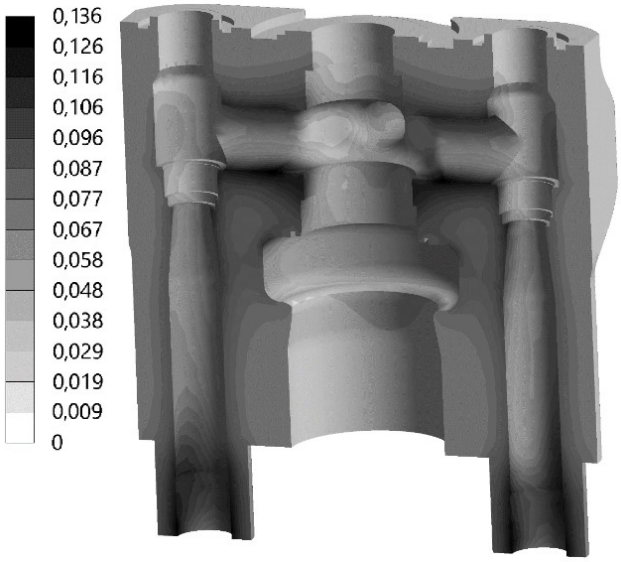


Рис. 15. Розподілення деформацій повзучості в корпусі стопорно-регулювального клапана

Результати досліджень свідчать про те, що підвищення температури пари не вплинуло на перепад температури на стінці корпусу та напружений стан, але зміна властивостей матеріалу призвела до підвищення деформації повзучості в 2,3 рази після 200 тис. год. експлуатації.

З огляду на те, що на практиці в корпусі клапана виявляються утворення значних втомних дефектів після чотирьох років експлуатації (близько 35 тис. год.) та виходячи з отриманих результатів, можна стверджувати, що повзучість матеріалу не є єдиним фактором, який призводить до утворення даних пошкоджень за цей період.

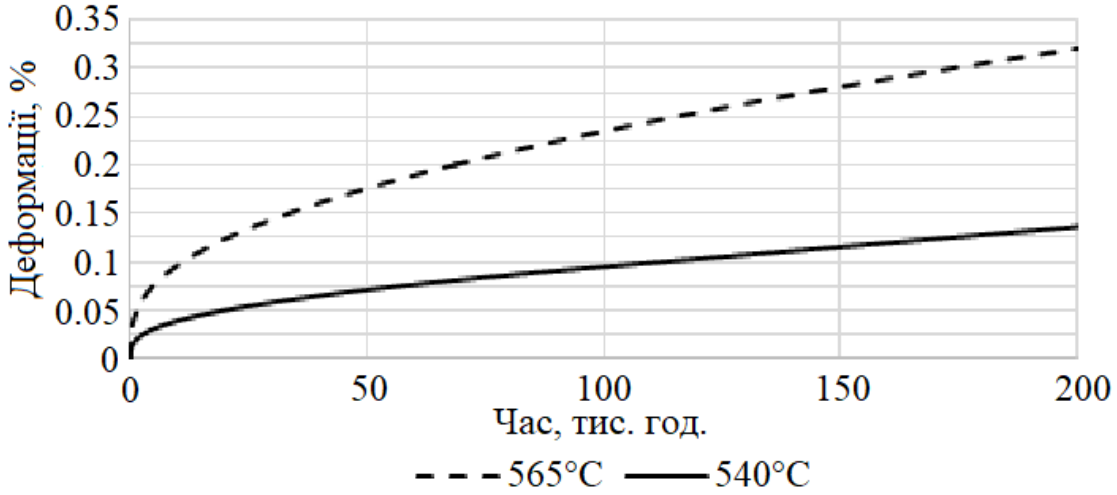


Рис. 16. Максимальні деформації повзучості в залежності від часу для різних температур пари

У **п'ятому розділі** розглядається циклічна міцність та ресурс корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5. Розрахунок пошкоджуваності корпусу клапана виконувався з використанням двох різних методик: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52 (розроблено в ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, 2011р.) та РТМ 108.021.103 (розроблено в НВО ЦКТІ, 1986р.). Варто зауважити, що оцінка пошкоджуваності проводилася без врахування можливих початкових недосконалостей корпусу клапана після його виготовлення. Значення сумарних пошкоджень наведено в табл. 2.

Таблиця 2.

Результати розрахунку сумарного пошкодження корпусу регулювального клапана

Елемент корпусу клапана	**Розрахунковий період часу**								
	40000 год.			200000 год.			300000 год.		
	[П_ст]	[П_ц]	[П]	[П_ст]	[П_ц]	[П]	[П_ст]	[П_ц]	[П]
	СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52								
Камера	0,02	0,028	***0,048***	0,102	0,139	***0,241***	0,154	0,208	***0,362***
Патрубок	0,108	0,036	***0,143***	0,538	0,178	***0,716***	0,807	0,267	***1,075***
	РТМ 108.021.103								
Камера	-	-	***0,035***	-	-	***0,177***	-	-	***0,266***
Патрубок	-	-	***0,176***	-	-	***0,879***	-	-	***1,319***

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 про те, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються. Різниця між результатами пошкоджуваності за різними методиками не перевищує 23%.

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

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.

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 можуть бути використані при модернізації працюючих енергоблоків теплових електростанції або при проектуванні нових систем паророзподілу парових турбін.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі наведено результати вирішення актуальної науково-технічної 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^{0}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^{0}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 отримано за двома методиками оцінки накопичуваного пошкодження, розробленими НВО ЦКТІ в 1986р. та ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України в 2011р.

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.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Колядюк А. С., Шульженко Н. Г., Бабаев И. Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. Вестник двигателестроения. 2011. № 2. С. 106-110.
2. 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.
4. 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.
5. 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.

6. 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.
9. 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 молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблемі машинобудування», Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. 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.М. 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. (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)

АНОТАЦІЯ

Колядюк А.С. **Термоміцність регулювального клапана парової турбіни.** – На правах рукопису.

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

Дисертаційну роботу присвячено вирішенню актуальної науково-технічної задачі: дослідженням течії пари, теплового стану та питань термонапруженого стану, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу елементів системи паророзподілу.

Проведено аналіз існуючих підходів для оцінки течії пари та термонапруженого стану систем паророзподілу парових турбін. Висвітлено основні проблеми при вирішенні задач термонапруженного стану корпусу регулювального клапана. Проведено аналіз стаціонарних режимів роботи регулювального клапана.

Наведено математичну модель та методи розв’язання спільної задачі течії пари та теплопровідності регулювального клапана в тривимірній постановці. Розроблено розрахункові скінченно-елементні моделі для основних стаціонарних режимів роботи парової турбіни. Виявлено нерівномірність течії пари в проточній частині клапана та області, де з'являються відриви течії і завихрення паропотоку. Отримано розподілення температури корпусу стопорно-регулювального клапана та тиску пари на його стінки.

Досліджено термонапружений стан корпусу стопорно-регулювального клапана системи паророзподілу на стаціонарних режимах роботи. Визначено режим роботи турбіни К-325-23.5, при якому спостерігаються найбільші еквівалентні напруження в корпусі регулювального клапана. Показано, що місця з максимальними еквівалентними напруженнями відповідають зонам появи пошкоджень при експлуатації системи паророзподілу. Проаналізовано вплив форми пароприймальної камери та підвищення температури пари на термонапружений стан корпусу. Для дослідження впливу форми пароприймальної камери на термонапружений стан розглядалося два різних її варіанти.

Приведено математичну модель, яка використовувалась для розв’язання задачі повзучості. Показано, що місця з максимальними деформаціями повзучості також відповідають зонам появи пошкоджень при експлуатації системи паророзподілу. Показано, що явище повзучості на стаціонарному режимі роботи, що відповідає потужності турбіни 325 МВт, не є єдиним чинником, що викликає утворення пошкоджень під час роботи корпусу клапана.

Проведено розрахунок циклічної міцності та ресурсу корпусу клапана системи паророзподілу парової турбіни К-325-23.5 з використанням двох різних методик.

Оцінка спрацювання ресурсу клапана за циклічною втомою та повзучістю показала, що після 40 тис. та 200 тис. год. експлуатації умови термоміцності не порушуються, але ресурс корпусу клапана вичерпується після 300 тис. год. експлуатації.

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

АННОТАЦИЯ

Колядюк А.С. **Термопрочность регулирующего клапана паровой турбины.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-технической задачи: исследованию течения пара, теплового состояния и вопросов термонапряженного состояния, ползучести, циклической усталости и оценки ресурса элементов системы парораспределения.

Проведен анализ существующих подходов для оценки течения пара и термонапряженного состояния систем парораспределения паровых турбин. Освещены основные проблемы при решении задач термонапряженного состояния корпуса регулирующего клапана. Проведен анализ стационарных режимов работы регулирующего клапана.

Приведена математическая модель и методы решения общей задачи течения пара и теплопроводности регулирующего клапана в трехмерной постановке. Разработаны расчетные конечно-элементные модели для основных стационарных режимов работы паровой турбины. Обнаружена неравномерность течения пара в проточной части клапана и области, где появляются отрывы течения и завихрения паропотока. Получены распределения температуры корпуса стопорно-регулирующего клапана и давления пара на его стенки.

Исследовано термонапряженное состояние корпуса стопорно-регулирующего клапана системы парораспределения на стационарных режимах работы. Определен режим работы турбины К-325-23.5, при котором наблюдаются наибольшие эквивалентные напряжения в корпусе регулирующего клапана. Показано, что места с максимальными эквивалентными напряжениями соответствуют зонам появления повреждений при эксплуатации системы парораспределения. Проанализировано влияние формы пароприемной камеры и повышения температуры подаваемого пара на термонапряженное состояние корпуса. Для исследования влияния формы пароприемной камеры на термонапряженное состояние рассматривалось два различных ее варианта.

Приведена математическая модель, которая использовалась для решения задачи ползучести. Показано, что места с максимальными деформациями ползучести также соответствуют зонам появления повреждений при эксплуатации системы парораспределения. Показано, что явление ползучести на стационарном режиме работы, который соответствует мощности турбины 325 МВт, не является

единственным фактором, вызывающим образование повреждений во время работы корпуса клапана.

Проведен расчет циклической прочности и ресурса корпуса клапана системы парораспределения паровой турбины К-325-23.5 с использованием двух различных методик. Оценка выработки ресурса клапана из-за циклической усталости и ползучести показала, что после 40 тыс. и 200 тыс. ч. эксплуатации условия термопрочности не нарушаются, но ресурс корпуса клапана исчерпывается после 300 тыс. ч. эксплуатации.

Ключевые слова: регулирующий клапан, система парораспределения, метод конечных элементов, метод конечных объемов, уравнения Навье-Стокса, теплопроводность, течение пара, термонапряжение, ползучесть, циклическая усталость.

ANNOTATION

***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. Pidgornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the NASU, Kharkiv, 2021.

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

An analysis of existing approaches for evaluation of steam flow and thermal stress state of steam turbine steam distribution systems is performed. The main issues in solving the thermal stress state problems of the control valve body are highlighted. The analysis of stationary modes of the control valve operation has been carried out.

A mathematical model and methods for solving the coupled problem of steam flow and thermal conductivity of the control valve in a three-dimensional formulation are presented. Finite-element models for chosen stationary modes of the steam turbine operation have been developed. Uneven flow of steam in the flowing part of the valve and the area with separations of flow and vortices of steam flow has been identified. The results of scientific research revealed a significant uneven flow of steam through the sieve. At the same time through the upper openings of the filter sieve the steam consumption is 50% higher than through the lower ones. The analysis of the results showed that the sieve not only performs filtering functions (prevents solid compounds from entering the steam turbine), but also ensures the relative uniformity of the passage of steam in the steam receiving chamber and through the check valve.

The temperature distribution of the check valve body and steam pressure on its walls have been obtained. Based on computational studies, it is determined that in some nodes of the steam distribution system, such as the saddle, the temperature can drop by more than 100^0C. This is due to the processes of steam throttling with a small opening of the control valves. The temperature increase by 12^0C of the sieve and the steam flow that washes it in comparison with the temperature of steam at the inlet to the valve was revealed. This phenomenon is caused by the fact that during the onset of steam flow, which enters from

the inlet pipe into the steam receiving chamber, the filter sieve inhibits it. This is the transition of the kinetic energy of the steam flow into potential energy, i.e. thermal energy.

The thermal stress state of the body of the shut-off and control valve of the steam distribution system at stationary modes of operation is investigated. The mode of operation of the K-325-23.5 turbine at which the greatest equivalent stresses in the body of the regulating valve are observed is defined. It is shown that the places with the maximum equivalent voltages correspond to the zones of damage occurrence during the operation of the steam distribution system. In the mode of the turbine operation, which corresponds to a capacity of 180 MW, the voltage reaches a value of 190 MPa. Accordingly, in the mode corresponding to the turbine capacity of 30 MW, the voltage reaches a value of 100 MPa. In other modes, the stresses at the study points are close to 80 MPa.

The influence of the steam receiving chamber shape and the supplied steam temperature increase on thermal stress state of the body is analyzed. To study the influence of the steam receiving chamber shape on the thermal stress state, two different cases were considered. Studies show that stresses decrease in places where the wall thickness of the chamber increases. Elsewhere (both in the steam chamber and in areas with maximum voltages) the stress state does not change.

The mathematical model used to solve the creep problem is given. It is shown that the places with the maximum creep deformations also correspond to the zones of damage occurrence during the steam distribution system operation. The solution of the creep problem of the valve body showed that at the temperature of the supplied steam 540^{0}C creep deformations are 0.136% for 200 thousand hours. When the temperature of the steam supplied to the steam distribution system increased to 565 °C, the maximum creep deformations were 0.32% for 200 thousand operation hours. From the analysis of the obtained dependences of deformations on time it is possible to draw a conclusion that the constant creep takes place after 30 thousand operation hours of the steam distribution system. It is shown that the phenomenon of creep in the stationary mode of operation, which corresponds to the turbine power of 325 MW is not the only factor that causes the formation of damage during operation of the valve body.

The calculation of the cyclic strength and service life of the steam distribution system valve body of the K-325-23.5 steam turbine using two different techniques has been provided. Evaluation of the valve life on cyclic fatigue and creep showed that after 40 thousand and 200 thousand operating hours conditions of thermal strength are not violated, but the resource of the valve body is exhausted after 300 thousand operation hours. The difference between the results of damage by different methods does not exceed 30%. The results of research have shown that the main contribution to the accumulation of damage is the creep of the valve body. Thus, the obtained results showed that the creep of the control valve body contributes to the total damage in stationary modes of operation up to 70% of the total damage.

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