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

Бахмутська Юлія Олегівна

УДК 621.165

ДИСЕРТАЦІЯ

ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РОТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВОГО ТА ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ НА ПУСКОВИХ РЕЖИМАХ

05.05.16 – Турбомашини та турбоустановки

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата наук (доктора філософії)

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

Ю. О. Бахмутська

(підпис, інніціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Альохіна Світлана Вікторівна кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

Харків – 2018

АНОТАЦІЯ

Бахмутська Ю. О. Збільшення терміну експлуатації роторів парових турбін за рахунок удосконалення теплового та термонапруженого стану на пускових режимах. – Кваліфікована наукова праця на правах рукопису.

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

Дисертаційну роботу присвячено дослідженню факторів та механізмів, що впливають на тепловий та термонапружений стан роторів парових турбін великої потужності в процесі пуску з різних теплових станів, а також аналізу можливості підвищення ресурсних показників (допустимої кількості пусків) турбіни шляхом її модифікації і зміни технології пуску.

Актуальність роботи полягає в тому, що вирішена важлива задача збільшення ресурсних показників (допустимого числа пусків) і надійності ротора сучасної парової турбіни К-325-23,5. Розроблена методика дослідження теплового та термонапруженого стану і модифікації конструкції може бути застосована до інших турбін великої потужності.

На теперішній час на ТЕС і ТЕЦ України турбоустановки працюють в складних експлуатаційних умовах, що істотно знижує їх надійність. Більша частина турбін теплових електростанцій вичерпала свій подовжений ресурс і наближається до стану фізичного зносу. Через нестачу пікових енергоблоків в енергетичному секторі України, електростанції змушені частіше здійснювати пуски турбін потужністю 200 - 300 МВт для забезпечення стабільної роботи енергосистеми. Використання в маневрених напівпікових режимах турбін 200 – 300 МВт, які для

цього не пристосовані, веде до спрацьовування ресурсу по механізму МЦВ і передчасного зносу устаткування.

Проблеми підтримки працездатності, підвищення надійності та збільшення турбінного обладнання терміну служби потребують вирішення залач термоміцності на нестаціонарних режимах і ресурсу високотемпературних елементів турбоустановки. Використання сучасних підходів до моделювання, розрахунку та оцінки теплового, напруженого стану та ресурсу дозволяє виявити перевантажені елементи і суттєво підняти надійність і ресурсні показники конструкції. Термін служби турбоустановки, в більшості випадків, визначається ресурсом ротора, як найбільш навантаженого і дорогого елементу. Тому заходи, які застосовуються для зниження температурних напружень в конструкції ротора, є найбільш ефективними з точки зору підвищення надійності всієї турбоустановки.

Для діючого обладнання проводять заходи щодо модернізації і реконструкції із застосуванням вдосконалених вузлів, деталей і елементів. Використання сучасних технологій моделювання, розрахунку та оцінки теплового, напруженого стану і ресурсу є найбільш ефективним для технічного переозброєння.

На ТЕС України встановлено та експлуатується 42 енергоблоки з турбінами типу К-300-240, на зміну яких, заводом ПАТ «Турбоатом» розроблена та випускається турбіна К-325-23,5. Ресурс цієї турбіни обмежений: 100 пусків з холодного та 2000 пусків з гарячого станів. Досвід експлуатації турбін великої потужності показує, що при їх використанні для регулювання електричних мереж така кількість пусків з різних станів недостатня. Аналіз публікацій вітчизняних та закордонних авторів показує, що майже відсутні дослідження, які спрямовані на оцінку напруженого стану елементів турбін у період підготовки до пуску, тобто в період від подачі пари на кінцеві ущільнення до поштовху ротора та набору потужності. В той же час відомо, що подача гарячої пари на холодні поверхні елементів турбіни призводить до появи термоударів та розвитку великих термонапружень, які є причиною появи тріщин втоми.

Однією з найбільш напружених деталей турбін є ротор високого тиску на режимі пуску. Надходження гарячої пари на непрогрітий ротор викликає високий

ризик появи тріщин втоми в місцях концентрації напружень. Такими місцями є області переднього кінцевого ущільнення, диски регулюючого ступеня та діафрагмових ущільнень першого та другого ступенів тиску. Тому дослідження термонапруженого стану ротора високого тиску (PBT) з розвиненими кінцевими ущільненнями на всьому періоді роботи турбіни, включаючи періоди підготовки до пуску та пуску турбіни, враховуючи те, що ресурс турбіни оцінюється по ресурсу роторів високого та середнього тиску, є актуальним.

Метою дисертаційної роботи є збільшення допустимого числа пусків парової турбіни великої потужності за рахунок зміни конструкції і умов прогріву роторів високого тиску на етапах підготовки до пуску і пуску, базуючись на дослідженнях нестаціонарного теплового та термонапруженого стану ротора.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно розв'язати такі задачі:

1. Розробити підхід до аналізу теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін великої потужності, який враховує процес плівкової конденсації і фізику течії пари у впадинах кінцевих ущільнень.

2. Застосовуючи уточнений підхід, виконати дослідження нестаціонарного теплового і термонапруженого стану РВТ турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пуску з холодного, гарячого станів і останова, враховуючи особливості конструкції і технології пуску турбоагрегату, вирішивши наступні задачі:

- 2.1) провести аналіз роботи ущільнень ЦВТ в передпусковий і пусковий періоди з урахуванням роботи схеми ущільнень, а відповідно і всіх схемних перемикань при операціях пуску, останова, режимах набору і зміни потужності;
- 2.2) необхідно проаналізувати теплові граничні умови на поверхнях елементів турбін з урахуванням структури потоку і плівкової конденсації пари;
- 2.3) враховуючі особливості передпускового прогріву турбіни К-325-23,5 (подача пари через вихлопний патрубок з котлоагрегату), розробити

методологічні підходи визначення тисків у камерах ущільнень і визначення граничних умов в передньому і задньому кінцевих ущільненнях;

2.4) оцінити вплив технології пуску турбіни на тепловий, термонапружений стан і ресурс.

3. Розробити заходи щодо збільшення допустимого числа пусків парової турбіни К-325-23,5 на основі аналізу малоциклової втоми РВТ.

Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, 7 додатків.

У вступі обгрунтовано актуальність теми дисертації, відзначено її зв'язок з науково-дослідними роботами Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, де виконувалась робота. Сформульовано мету й задачі дослідження. Вказано об'єкт, предмет та методи дослідження, розкрито наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Наведено інформацію про публікації та апробацію викладеного в роботі матеріалу, а також відзначено особистий внесок здобувача.

У першому розділі дисертації проаналізовано стан енергетичного обладнання ТЕС і ТЕЦ України та визначені основні проблеми турбінного устаткування. На основі публікацій вітчизняних і зарубіжних авторів проведено аналіз причин вичерпання ресурсу парових турбін. Розглянуто особливості конструкції і пуску турбіни К-325-23,5. Приводиться обзор методів дослідження теплового і термонапруженого стану та ресурсу роторів парових турбін та визначаються невирішені питання даного напрямку. Проводиться постановка нових задач дослідження.

У другому розділі розроблено методологічний підхід до розрахунку нестаціонарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін, що дозволяє підвищити точність результатів аналізу за рахунок врахування процесу плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора, врахування фізики струминної течії пари та турболізації потоку у впадинах кінцевих ущільнень, уточненого підходу до визначення теплових граничних умов, покращеної розрахункової моделі ротора та застосування пружнопластичної постановки для аналізу термонапружень і малоциклової втоми (МЦВ).

У третьому розділі за допомогою розробленого підходу виконаний аналіз теплових граничних умов для режимів підготовки до пуску, пусків з холодного, гарячого станів та останову парової турбіни К-325-23,5. Визначені граничні умови при плівковій конденсації пари на поверхнях елементів ротора (кінцеві ущільнення, проточна частина), а також при течії однофазного середовища та моменти початку процесу плівкової конденсації. Враховано особливість подачі пари для прогріву ЦВД через вихлопний патрубок, визначено час плівкової конденсації пари на поверхні міжкорпусного простору та параметри пари в камерах ущільнень на всьому циклі роботи турбіни. Побудовано розрахункову модель ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 та проведено дослідження парової нестаціонарного температурного та термонапруженого стану при підготовці до пуску, пусках з холодного, гарячого станів та останові. Для вирішення нестаціонарної теплової задачі розроблено алгоритм автоматичного визначення початку і кінця процесу плівкової конденсації для кожної локальної області ротора в процесі пуску та призначення відповідних граничних умов теплообміну. Проведено аналіз впливу плівкової конденсації та врахування струминного характеру течії в ущільненнях на тепловий та термонапружений стан ротора. Результати аналізу термонапруженого стану дозволили визначити перевантажені зони ротора з точки зору високих напружень та ризику розвитку тріщин малоциклової втоми.

Дослідження показало, що в процесі пуску з холодного стану частина ротора в області переднього кінцевого ущільнення залишається непрогрітою аж до поштовху ротора. Максимальні напруження спостерігаються при пуску турбіни з холодного стану в непрогрітій області переднього кінцевого ущільнення та досягають 584 МПа, що перевищує умовну межу текучості. При пуску турбіни з гарячого стану рівень термонапружень за весь цикл пуску не перевищує пружних.

У четвертому розділі запропоновано зміни в конструкції переднього кінцевого ущільнення та в схемі роботи ущільнень, які дозволяють зробити прогрів ротора більш рівномірним на етапі від подачі пари на ущільнення до поштовху

ротора при пуску з холодного стану та значно знизити термічні напруження в області переднього кінцевого ущільнення, де для вихідної конструкції спостерігаються максимальні напруження, що перевищують умовну границю текучості матеріалу ротора. Проведено дослідження термонапруженого стану для вихідної та запропонованої конструкцій в пружнопластичній постановці. Це дослідження показало, що рівень максимальних термонапружень вдалося знизити більш ніж у 2,5 рази, при цьому для запропонованого варіанта конструкції максимальні напруження не перевищують під час передпускової підготовки 234 МПа. Толі вихідного варіанту, отриманий ЯК для В результаті пружнопластичного розрахунку рівень напружень становить 551 МПа. Аналіз малоциклової втоми ротора високого тиску показав, що для запропонованого варіанту конструкції допустиме число пусків з холодного стану істотно збільшено в порівнянні з вихідним варіантом.

Дисертаційна робота відповідає основним напрямкам наукових досліджень ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, які виконані у відділі моделювання та ідентифікації теплових процесів і відділі вібраційних та термоміцнісних досліджень.

Результати дисертаційної роботи використані при вдосконаленні конструкції циліндра високого тиску турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом» (акт впровадження № ТА-01-652 від 29.11.2017).

Результати дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності фізикоенергетичного факультету Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна при підготовці студентів кваліфікаційного рівня магістр у рамках дисципліни «Термонапружений стан елементів енергетичного обладнання».

Результати досліджень стали основою для заявки №А201701820 від 27 лютого 2017 року на патент «Переднє кінцеве ущільнення циліндру високого тиску потужних парових турбін».

Ключові слова: парова турбіна, ротор високого тиску, кінцеві ущільнення, коефіцієнти тепловіддачі, конденсація, термонапруження, ресурс, малоциклова втома.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бахмутская Ю. О. Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К–325–23,5 // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2013. № 1 (31). С. 23-27.

2. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Бахмутская Ю. О. Методологический подход к определению коэффициентов теплопередачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2015. № 3 (41). С. 32-36.

3. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума // Вісник НТУ «ХПІ». «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 8 (1180). С. 122–128.

4. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2016. № 3 (45). С. 21-24.

5. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 38–43.

6. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из холодного состояния // Проблеми машинобудування. 2017. Вып. 20, № 2. С. 3-11.

7. Bakhmutska Ju. O., Goloshchapov V. M., Kochurov R. Rotor heating conditions influence on the thermostructural state and lifetime of the 325 MW steam turbine during start-ups // Bulletin of NTU "KhPI". Dynamics and strength of machines. 2017. N_{2} 39 (1261). P. 89-94.

8. Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 2-25.

9. Бахмутська Ю. О., Голощапов В. М., Альохіна С. В. Термічна міцність канавки ступеневого ущільнення циліндра високого тиску теплофікаційної турбіни К-250/300-240-3 // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції, Харків: НТУ «ХПІ». 2011. С.214.

10. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В., Голощапов В. Н. Влияние газодинамики парового потока на напряженное состояние выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23,5 в широком диапазоне изменения режимов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XIV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2012. 12 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

11. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Температурное и термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К–325–23,5 при стационарных режимах работы // XLI Неделя науки СПбГПУ: программа научно-практической конференции с международным участием. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 61 - 63.

12. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сборник трудов III Межотраслевой научнопрактической конференции молодых ученых и специалистов. Харьков / ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». Х.: НТМТ, 2014. С.43-46.

13. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Граничные условия для оценки теплового состояния зоны концевых уплотнений роторов ЦВД и ЦСД в предтолчковый период // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования:материалы XV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

14. Бахмутская Ю. О. Причины техногенной опасности паровых турбин при подготовке к пуску // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Х.: НУЦЗУ, 2015. С. 67-68.

15. Бахмутская Ю. О. Методика определения давления в межкорпусном пространстве для оценки работы переднего концевого уплдотнения ЦВД турбины К-325-23,5 в предтолчковый период // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2016. С. 39.

16. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния РВД турбины К-325-23,5 при пуско-остановочных режимах // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования:материалы XVII междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

17. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В. Влияние конструкции и условий прогрева переднего концевого уплотнения ротора высокого давления на маневренные характеристики мощных паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2018. С. 21.

ABSTRACT

Bakhmutska, Yu. Steam Turbine Rotors Lifetime Increase by Improving Thermal and Thermo-stress-strain State during Start-up Events. - Manuscript.

The thesis for a Candidate of Technical Engineering Sciences degree (Doctor of Philosophy) in speciality 05.05.16 – «Turbomachines and turbines» (142 – power engineering) – A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The thesis is devoted to the study of factors and mechanisms that influence the thermal and thermal stress state of rotors of high power steam turbines during start-ups from different thermal states, as well as the analysis of the possibility of increasing the turbine lifetime (number of allowable start-ups) by design modification and start-up technology change.

The actuality of the work is that the important task of increasing the lifetime (allowable number of start-ups) and reliability of the rotor of the modern steam turbine K-325-23,5 has been solved. The developed method of research of thermal and thermostressed state and modification of the design can be applied to other turbines of high power.

At the present moment, at power plants of Ukraine, turbomachines operate in complex exploitation conditions, which lead to their reliability reduction. Most of the turbines of thermal power plants have exhausted their elongated lifetime and are approaching the state of physical wear. Due to the lack of peak power units in the energy sector of Ukraine, power stations are compelled to perform more frequent start-up events for 200 - 300 MW steam turbines to provide the stable operation of the energy system. The exploitation of 200 - 300 MW turbines in maneuverable regimes leads to the lifetime reduction due to low cycle fatigue and the premature wear of the equipment because such turbines are not adapted for this purpose.

Working capacity maintenance, an increase of reliability and service life of turbine equipment require solving of thermo-structural problems at transient operation regimes and lifetime estimation tasks for high-temperature turbine components. The use of modern approaches to modeling, calculating and estimating thermal, stress state and lifetime allows to identify overloaded elements and significantly increase the reliability and resource performance of a construction. The lifetime of the steam turbine, in most cases, is determined by the lifetime of the rotor, as the most loaded and expensive element. Therefore, actions that are used to reduce the thermal stresses in the rotor, are most effective in terms of increasing the reliability of the entire turbine.

For existing equipment, which is in operation, actions are being taken to upgrade and modify the existing design with the use of advanced components and elements. The use of state-of-art technologies for modeling, calculating and estimating thermal, stressstrain state and lifetime are most effective for technical re-equipment.

42 power units with old K-300-240 turbines are installed and operated on the Ukrainian power plants. The steam turbine K-325-23.5 has been developed by the PJSC 'Turboatom' to replace old 300 MW turbines. The lifetime of K-300-240 turbine is

limited: 100 start-ups from cold and 2000 start-ups from the hot state. Exploitation experience of high power turbines shows that these numbers of allowable start-ups from different thermal states should be increased. The analysis of the publications of domestic and foreign authors shows that there are almost no studies aimed at assessing the stresses of turbine elements during the preparation for start-up, that is, from the time the vapor is fed to the end seals before the rotor starts rolling. At the same time, it is known that the hot steam which flows on the cold surfaces of the turbine elements leads to the appearance of thermal shock and the large thermal stresses, which are the cause of cracks due to fatigue.

The high-pressure rotor is one of the most loaded components of the turbines, taking into the account start-up process. In many cases, the turbine lifetime is determined by the lifetime of high and intermediate pressure rotors. Hot steam, which flows to cold rotor surface, causes a high risk of cracks due to fatigue in the regions of stress concentration. The stress concentration regions are the rotor end seals zones, regulation, 1st and 2nd stages disks and diaphragm seals zones. The study of the thermo-stress state of the high-pressure rotor (HPR) with the complicated end seals during transient turbine operation, including the preparation for star-up phase, is the relevant task.

The purpose of the dissertation is to increase the allowable number of start-ups for the high-power steam turbine by means of the design and high-pressure rotor heating conditions change during the preparation for start-up and start-ups phases, based on studies of the transient thermal and thermo-stressed state of the rotor.

To achieve this purpose, it is necessary to solve the following tasks:

1. Develop an approach for the analysis of the thermal and thermo-stressed state of high power steam turbines' rotors, which takes into account the process of film condensation and the steam flow physics in the cavities of the rotor end seals.

2. Applying the refined approach, perform the research of the transient thermal and thermo-stressed state for the K-325-23,5 turbine high-pressure rotor during the preparation for start-up, start-up from cold, hot state and shut down, taking into the account the design features and the technology of start-ups of the turbine unit, solving the following tasks:

- 2.1) perform the analysis of high-pressure turbine seals operation at preparation for the start-up and start-up phases, taking into account the seals' scheme functioning;
- 2.2) it is necessary to analyze the thermal boundary conditions on the turbine elements' surfaces into account the structure of the flow and steam film condensation;
- 2.3) taking into account the peculiarities of the K-325-23.5 turbine pre-heating (supply of steam through the exhaust pipe from the boiler), approaches, which allows determining the pressures in the end seals' chambers and methods, which allows calculating the heating boundary conditions in the front and rear end seals shell be developed;
- 2.4) estimate the influence of the turbine start-up technology on the thermal, thermal stress and lifetime.

3. Develop actions to increase the allowable number the K-325-23,5 steam turbine start-ups based on the analysis of low-cycle fatigue for the high-pressure rotor.

The dissertation consists of an introduction, four sections, conclusions, list of used sources, 7 appendixes.

The introduction substantiates the relevance of the topic of the dissertation. The connection of the dissertation topic with the researches, which are performed in the A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, where the work was carried out is presented. The purpose and tasks of the research are formulated. The object, subject and methods of research are specified, the scientific novelty and practical value of the obtained results are disclosed. Author's publications information, the approbation of the dissertation and the personal contribution of the applicant are given in the introduction.

The current situation with the power equipment of the Ukrainian power plants is analyzed and the main problems of turbine equipment functioning are determined in the first section of the dissertation. The analysis of the steam turbine lifetime exhaust has been made based on the domestic and foreign authors' publications. K-325-23.5 turbine design and start-up process peculiarities were considered. A review of the steam turbine rotors thermal, thermo-stress analyses and lifetime analysis methods is given. Unsolved questions are determined and new research tasks for the considered topic are being set up.

The methodological approach for the transient thermal and thermo-stress-strain state of steam turbine rotors have been developed in the second section. The approach allows to increase the accuracy of the analysis results by taking into account the process of steam film condensation on the rotor elements and the physics of the jet stream of steam and turbulization of the flow in the cavities of the end seals, use of the refined approach for the definition of thermal boundary conditions, improved calculation model of the rotor and elastoplastic statement for the thermo-structural task, which is beneficial for the rotor material low cycle fatigue estimation.

In the third section, the simulation of the thermal boundary conditions for the turbine pre-heating phase, cold, hot start-ups and shut down regimes have been performed for the steam turbine K-325-23.5 steam turbine based on the proposed methodology. The boundary conditions for the case of the steam film condensation on the surfaces of the rotor elements (end seals, flow path), as well as for the single-phase steam flow and the time moments, which correspond to the beginning of the film condensation process, are determined. The steam supply technology for high-pressure cylinder (heating through the exhaust pipe) is taken into account. The time of the steam film condensation on the surface of the inter-casing space and the parameters of the steam in the sealing chambers during start-up cycle are determined. The calculation model of the high-pressure rotor of the steam turbine K-325-23.5 was constructed and a transient thermal and thermo-stress state during turbine pre-heating, cold, hot start-ups and shut down operation was studied. To solve the transient thermal problem, an algorithm for the automatic determination of the beginning and the end of the steam film condensation process for each local area of the rotor during the start-up process and the corresponding thermal boundary conditions set up has been developed. The analysis of film condensation and jet nature of the flow in the seals accounting influence on the thermal and thermo-stress state of the rotor is performed. The results of the thermo-stress state analysis showed overloaded rotor areas in terms of high stresses and the risk of low cycle fatigue cracks initiation.

The study shows that during the cold start-up, the part of the rotor in the front-end seals region remains unheated up to the time when the rotor starts to rotate. The maximum stresses were observed in the unheated area reaches 584 MPa, which exceeds the yield strength limit. When starting a turbine from the hot state, the level of thermal stresses for the entire start-up cycle does not exceed elastic limit.

The turbine front end seal design and seals operation technology changes are proposed in the fourth section. The changes provide more uniform heating for the highpressure rotor during turbine pre-heating and cold start-up phases as well as significantly decrease thermal stresses in the front-end seal region, where for the baseline design maximal stresses exceeded the rotor material yield stress limit. The study of the thermostress state for the baseline and proposed designs, which was performed in the elasticplastic formulation was carried out.

The study shows that the level of maximum thermal stresses was reduced by more than 2.5 times. For the proposed variant of the design, the maximum stresses do not exceed 234 MPa during pre-heating phase of start-up, while for the baseline variant, the level of stress is 551 MPa. The analysis confirms that an allowable number of steam turbine start-ups from the cold state can be significantly increased.

The dissertation work corresponds to the main directions of scientific research, which are performed in A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, at the department of thermal processes modeling and identification and the department of vibration and thermo-stresses research.

The results of the dissertation work were used to improve the design of the highpressure cylinder of the turbine K-325-23,5 PJSC Turboatom (Act No. TA-01-652 of 11/29/2017).

The results of the dissertation work are used in the educational process of the Department of Thermophysics, Molecular Physics and Energy Efficiency at the Physics and Energy Faculty of Karazin Kharkiv National University for the students preparation for the Master degree in the discipline "Thermal stress state of elements of power equipment".

The research results became the basis for the application No.A201701820 of February 27, 2017, for the patent "Front-end seal of high-pressure cylinder of powerful steam turbines".

Keywords: steam turbine, high-pressure rotor, end seals, heat transfer coefficients, condensation, thermal stresses, lifetime, low cycle fatigue.

LIST OF THE PUBLISHED PAPERS ON THE THESIS TOPIC

1. Бахмутская Ю. О. Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К–325–23,5 // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2013. № 1 (31). С. 23-27.

2. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Бахмутская Ю. О. Методологический подход к определению коэффициентов теплопередачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2015. № 3 (41). С. 32-36.

3. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума // Вісник НТУ «ХПІ». «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 8 (1180). С. 122–128.

4. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2016. № 3 (45). С. 21-24.

5. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 38–43.

6. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из холодного состояния // Проблеми машинобудування. 2017. Вып. 20, № 2. С. 3-11.

7. Bakhmutska Ju. O., Goloshchapov V. M., Kochurov R. Rotor heating conditions influence on the thermostructural state and lifetime of the 325 MW steam turbine during

start-ups // Bulletin of NTU "KhPI". Dynamics and strength of machines. 2017. № 39 (1261). P. 89-94.

8. Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 2-25.

9. Бахмутська Ю. О., Голощапов В. М., Альохіна С. В. Термічна міцність канавки ступеневого ущільнення циліндра високого тиску теплофікаційної турбіни К-250/300-240-3 // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції, Харків: НТУ «ХПІ». 2011. С.214.

10. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В., Голощапов В. Н. Влияние газодинамики парового потока на напряженное состояние выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23,5 в широком диапазоне изменения режимов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XIV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2012. 12 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

11. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Температурное и термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К–325–23,5 при стационарных режимах работы // XLI Неделя науки СПбГПУ: программа научно-практической конференции с международным участием. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 61 - 63.

12. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сборник трудов III Межотраслевой научнопрактической конференции молодых ученых и специалистов. Харьков / ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». Х.: НТМТ, 2014. С.43-46.

13. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Граничные условия для оценки теплового состояния зоны концевых уплотнений роторов ЦВД и ЦСД в

предтолчковый период // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования:материалы XV междунар. научн.техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

14. Бахмутская Ю. О. Причины техногенной опасности паровых турбин при подготовке к пуску // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Х.: НУЦЗУ, 2015. С. 67-68.

15. Бахмутская Ю. О. Методика определения давления в межкорпусном пространстве для оценки работы переднего концевого уплдотнения ЦВД турбины К-325-23,5 в предтолчковый период // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2016. С. 39.

16. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния РВД турбины К-325-23,5 при пуско-остановочных режимах // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования:материалы XVII междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

17. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В. Влияние конструкции и условий прогрева переднего концевого уплотнения ротора высокого давления на маневренные характеристики мощных паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2018. С. 21.

ЗМІСТ
JUIL

ЗМІСТ	2
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 ТЕПЛОВИЙ, ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН І НАДІЙНІСТЬ	
РОТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС І ТЕЦ	13
1.1 Стан енергетичного устаткування ТЕС і ТЕЦ України	13
1.2 Аналіз причин вичерпання ресурсу парових турбін	14
1.3 Особливості конструкції і пуску парової турбіни К-325-23,5. Вплив	
технології пуску парових турбін на тепловий і термонапружений стан	
роторів	18
1.4 Методи дослідження теплового і термонапруженого стану роторів	
парових турбін	33
1.5 Постановка задач дослідження	39
1.6 Висновки до розділу 1	41
РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ	
УМОВ ТЕПЛООБМІНУ, ТЕПЛОВОГО ТА ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ	
ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН	42
2.1 Визначення параметрів пари в міжкорпусному просторі і на елементах	
ротора	42
2.1.1 Методика визначення коефіцієнтів тепловіддачі в міжкорпусному	
просторі і його вплив на роботу переднього кінцевого ущільнення	42
2.1.2 Методика визначення параметрів пари в камерах ущільнень	47
2.1.3 Параметри пари в проточній частині ЦВТ турбіни К-325-23,5	51
2.2 Методологічний підхід до визначення граничних умов конвективного	
теплообміну на поверхнях елементів парової турбіни	56
2.2.1 Визначення граничних умов теплообміну на поверхнях ротора в	
області кінцевих ущільнень	56

	3
2.2.2 Уточнення умов теплообміну на поверхнях ротора в області	
ущільнень ступінчатого типу при русі однофазного середовища 5	57
2.2.3 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях ротора в зоні	
кінцевих ущільнень при плівковій конденсації пари	73
2.2.4 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі в проточній частині ротора	74
2.3 Методологічний підхід до визначення нестаціонарного теплового і	
термонапруженого стану високотемпературних роторів на пускових	
режимах	83
2.3.1 Алгоритм визначення температурного, термонапруженого стану та	
ресурсу ротора парової турбіни	83
2.3.2 Визначення нестаціонарного теплового стану роторів	85
2.3.3 Визначення термонапруженного стану та оцінка малоциклової	
втоми роторів парових турбін	88
2.3 Висновки до розділу 2	91
РОЗДІЛ З ТЕПЛОВИЙ І ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН РВТ ПАРОВОЇ	
ТУРБІНИ К-325-23,5 ПРИ ПУСКУ З ХОЛОДНОГО І ГАРЯЧОГО СТАНІВ	93
3.1 Розрахункова модель ротора високого тиску парової турбіни К-325-23,5	
для дослідження нестаціонарного теплового та термонапруженого стану	93
3.2 Результати аналізу теплового і термонапруженого стану РВТ	97
3.2.1 Тепловий і напружений стан ротора в процесі пуска із холодного	
стану	97
3.2.2 Вплив процесу плівкової конденсації пари та врахування	
струминної течії в області кінцевих ущільнень на тепловий і	
термонапружений стан ротора 1	105
3.2.3 Тепловий і напружений стан ротора в процесі пуску з гарячого	
стану 1	112
3.3 Висновки до розділу 3 1	119

4
РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОВИЙ І ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН РВТ ТУРБІНИ
К-325-23,5 ПРИ ЗМІНІ КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДНЬОГО КІНЦЕВОГО
УЩІЛЬНЕННЯ ТА УМОВ ПРОГРІВУ НА РЕЖИМАХ ПІДГОТОВКИ ДО
ПУСКУ ТА ПУСКУ
4.1 Нова конструкція ПКУ та зміни в системі роботи ущільнень ЦВТ 120
4.2 Аналіз теплового і термонапруженого стану ротора при використанні
запропонованої конструкції ПКУ та нових умов прогріву 123
4.3 Вплив конструктивних змін ПКУ та умов прогріву на ресурс ротора 130
4.3.1 Аналіз термонапруженого стану ротора з урахуванням пластичного
деформування на режимах пуску-останову
4.3.2 Оцінка впливу запропонованої конструкції ПКУ на спрацьовування
ресурсу РВТ за механізмом малоциклової втоми 135
4.4 Висновки до розділу 4 140
ВИСНОВОКИ
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ
ДОДАТКИ 156
ДОДАТОК А 156
ДОДАТОК Б 158
ДОДАТОК В 180
ДОДАТОК Г
ДОДАТОК Д 185
ДОДАТОК Є 186
ДОДАТОК Ж 189

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ГС гарячий стан
- ГУ граничні умови
- ЗКУ заднє кінцеве ущільнення
- КТО коефіцієнт тепловіддачі
- КУ кінцеве ущільнення
- МСЕ метод скінчених елементів
- МКП міжкорпусний простір
- МЦВ малоциклова втома
- МЧ моменти часу
- НДС напружено-деформований стан
- ПКУ переднє кінцеве ущільнення
- ПТ парова турбіна
- ПЧ проточна частина
- РВТ ротор високого тиску
- РС регулюючий ступінь
- РСТ ротор середнього тиску
- РТМ керівний технічний матеріал
- СЕ скінчений елемент
- ТЕС теплова електростанція
- ТЕЦ теплоелектроцентраль
- ТНС термонапружений стан
- ТС тепловий стан
- ХС –холодний стан
- ЦВТ циліндр високого тиску
- ЦСТ циліндр середнього тиску

ВСТУП

Проблема надійності і ресурсу обладнання, що генерує електроенергію, займає центральне місце у функціонуванні та плануванні розвитку енергетичних систем і електростанцій. Будь-яка аварійна ситуація в енергетиці, може привести до великих економічних втрат як через вартість відновлювального ремонту, так і зза простою обладнання. На сьогоднішній час на ТЕС і ТЕЦ України більшість турбоустановок експлуатуються понад 30 років і практично вичерпали свій ресурс [18, 19, 20]. Разом із цим існує стійка тенденція до експлуатації турбін великої потужності в умовах, відмінних від рекомендованих заводом виробником: робота на непроектному паливі і в маневрених режимах. Така експлуатація веде до прискореного зносу обладнання та суттєво знижує його надійність в енергетичній системи в цілому.

В даний час велика увага приділяється обґрунтуванню продовження ресурсу для діючих турбоустановок, а також заходам щодо модернізації та реконструкції із застосуванням вдосконалених вузлів, деталей і елементів, тому що будівництво нових ТЕС потребує значних обсягів інвестицій, які в економіці України не передбачені.

Актуальність теми. Проблеми підтримки працездатності, підвищення надійності та збільшення терміну служби турбінного обладнання потребують вирішення задач термоміцності на нестаціонарних режимах i pecypcy високотемпературних елементів турбоустановки. Використання сучасних підходів до моделювання, розрахунку та оцінці теплового, напруженого стану та ресурсу дозволяє виявити перевантажені елементи і суттєво підняти надійність і ресурсні показники конструкції. Термін служби турбоустановки, в більшості випадків, визначається ресурсом ротора, як найбільш навантаженого і дорогого елементу. Тому заходи, які застосовуються для зниження температурних напружень в конструкції ротора, є найбільш ефективними з точки зору підвищення надійності всієї турбоустановки.

Дисертаційна робота присвячена актуальній задачі дослідження факторів та механізмів, що впливають на тепловий та термонапружений стан роторів турбін великої потужності в період передпусковї підготовки та пуску, а також анализу можливості підвищення ресурсних показників (кількості пусків) турбіни шляхом її модифікації і зміни технології пуску. Удосконалення підходів до дослідження термонапруженого стану і ресурсу роторів парових турбін великої потужності, яке виконане в цій роботі, також є актуальною в науковому та практичному плані задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота відповідає основним напрямкам наукових досліджень відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України та виконана в період з 2011 по 2018 рр. у рамках бюджетної теми № III-66-15 «Моделювання, ідентифікація і оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення задач енергоресурсозбереження і підвищення надійності їх роботи» (№ ДР 0115U001091); цільової програми наукових досліджень HAH України "Науково-технічні основи енергетичного співробітництва між Україною та Європейським Союзом", проект «Вплив перетоків пари у ступенях циліндрів високого та середнього тиску на ефективність їх роботи» (№ ДР 0116U005053); та відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України – бюджетна тема «Розробка розрахунково-експериментальних методів діагностування віброміцності і ресурсу ракетно-космічної техніки енергетичних машин та при нестаціонарних термосилових навантаженнях» (№ ДР 0115U001088); гранту молодих науковців «Визначення граничних умов теплообміну на поверхнях вихідного патрубка ЦВТ парової турбіни для оцінки його термонапруженого стану» (№ ДР 0111U008566), у яких автор був співвиконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є збільшення допустимого числа пусків парової турбіни великої потужності за рахунок зміни конструкції і умов прогріву роторів високого тиску на етапах підготовки до пуску і пуску.

Для досягнення мети були поставлені і вирішені наступні задачі:

- Розробити методологічний підхід до розрахунку нестаціонарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін, що дозволяє:
 - уточнити підхід до визначення коефіцієнтів тепловіддачі (КТВ) на поверхнях ущільнень ступінчатого типу з урахуванням струминного характеру течії, що витікає із зазору між гребенем і поверхнею;
 - уточнити підхід до визначення коефіцієнтів тепловіддачі при плівковій конденсації пари на поверхнях елементів ЦВТ;
 - 3) врахувати процес плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора.
- Виконати розрахункове дослідження нестаціонарного теплового стану ротора парової турбіни К-325-23,5 на режимах підготовки до пуску, пусків з холодного і гарячого станів, застосовуючи розроблений підхід, приймаючи до уваги технологію пуску турбіни та фізичні процеси, що проходять під час пуску:
 - 1) прогрівання з боку вихлопного патрубка;
 - 2) робота схеми ущільнень в передпусковий період;
 - визначити параметри пари на виході з міжкорпусного простору з урахуванням процесу плівкової конденсації в ньому та пов'язані з цим розподіли параметрів пари в камерах кінцевих ущільнень.
- Виконати розрахункове дослідження термонапруженого стану ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пусків з холодного і гарячого станів, визначити рівень напружень в місцях концентрації і вплив процесу плівкової конденсації та струминної течії у впадинах кінцевих ущільнень на загальний рівень напружено-деформованого стану конструкції.
- Розробити рекомендації щодо зниження напружень в місцях концентрацій і збільшення ресурсу ротора.
- Оцінити можливість появи мікротріщин при циклічному навантаженні (пуск з холодного стану (XC) - робота на номінальному режимі - останов) і порівняти ресурсні показники (допустиму кількість пусків з холодного стану) для вихідного і запропонованого варіантів конструкції.

Об'єкт дослідження – термодинамічні процеси, що відбуваються в ЦВТ парових турбін високої потужності та термонапружений стан високотемпературних роторів на нестаціонарних режимах роботи турбоустановки.

Предмет дослідження – тепловий і термонапружений стан роторів ЦВД турбін великої потужності в період передпускової підготовки і пусках із холодного та гарячого станів, а також фактори, які впливають на рівень термонапружень в місцях їх концентрації.

Методи дослідження включають в себе чисельне дослідження теплового та термонапруженого стану роторів високого тиску парових турбін з використанням сучасних методів математичного моделювання та методів інженерного аналізу, які базуються на основних положеннях нестаціонарної теплопровідності та механіки твердого деформованого тіла.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

- На підставі експериментальних досліджень отримано нову залежність коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні ущільнень ступеневого типу з урахуванням особливостей течії робочого середовища, яка більш точно описує умови теплообміну на кінцевих ущільненнях парових турбін.
- Вперше запропоновано методологічний підхід до визначення теплового і термонапруженого стану РВТ на етапах передпускової підготовки і пуску з урахуванням струминного характеру течії пари і плівкової конденсації пари на поверхні ротора.
- 3. Вперше на режимі передпускової підготовки на етапі подачі пари з боку вихлопного патрубка визначено параметри пари на виході з міжкорпусного простору з урахуванням часу конденсації в міжкорпусному просторі, внаслідок чого визначено область РВТ, яка не прогрівається, що в свою чергу призводить до високих термонапружень в момент поштовху ротора, обмежуючи число пусків з холодного стану.
- Вперше виявлено вплив плівкової конденсації і струминної течії пари у впадинах переднього кінцевого ущільнення на термонапружений стан ротора.

Практичне значення отриманих результатів для турбобудування полягає в тому, що:

1. Вперше отримані результати нестаціонарного теплового і термонаряженого стану РВТ турбіни К-325-23,5 при підготовці до пуску і пуску холодного і гарячого станів з урахуванням процесу плівкової конденсації пари на поверхнях ротора і міжкорпусного простору, струминної течії пари у впадинах кінцевих ущільнень і детального моделювання особливостей пуску турбіни.

2. Створено алгоритм врахування процесу плівкової конденсації на поверхнях елементів парової турбіни, який дозволяє визначити час початку і кінця плівкової конденсації та вибрати і призначити відповідні граничні умови.

3. Розроблено заходи щодо зниження термічних напружень в місцях їх концентрацій за рахунок більш рівномірного прогріву РВТ на більшій частині переднього кінцевого ущільнення в передпусковий період. Запропоновано новий варіант конструкції переднього кінцевого ущільнення та умов прогріву ротора, що дозволяє істотно підвищити допустиму кількість пусків турбіни з холодного стану, що підтверджується проведеною оцінкою ресурсу за механізмом малоциклової втоми для вихідного і запропонованого варіантів конструкції.

Результати дисертаційної роботи будуть використані при вдосконаленні конструкції циліндра високого тиску турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом» (акт про впровадження результатів кандидатської дисертації № ТА-01-652 від 29.11.2017) (додаток Г).

Результати дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності фізикоенергетичного факультету Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна при підготовці студентів кваліфікаційного рівня магістр у рамках дисципліни «Термонапружений стан елементів енергетичного обладнання» (додаток Д).

Результати досліджень стали основою для заявки №А201701820 від 27 лютого 2017 року на патент «Переднє кінцеве ущільнення циліндру високого тиску потужних парових турбін».

Особистий внесок автора. Основні наукові результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Серед них, зокрема, виконано огляд літературних джерел та поставлена задача дослідження; отримано граничні умови (ГУ) теплообміну; проведено чисельне дослідження температурного та термонапруженого стану турбіни К-325-23,5; запропонована нова конструкція переднього кінцевого ущільнення (ПКУ).

Робота [1] виконана здобувачем самостійно. У спільних публікаціях здобувачем виконані такі частини роботи: в [2] запропоновано методологічний підхід для визначення коефіцієнтів тепловіддачі (КТВ) у впадинах ущільнень ступінчатого типу, який базується на експерименті; в [3] побудований алгоритм визначення параметрів пари в кінцевих ущільненнях на етапі передпускової підготовки, який дозволяє врахувати витоки пари із камер з дренажами, а також розраховані КТВ на поверхні ротора в області кінцевих ущільнень при однофазній течії і при конденсації пари; в [4] на підставі обробки експерименту отримане критеріальне рівняння для визначення КТВ, яке враховує струминний характер течії в кінцевих ущільненнях ступінчатого типу; в [5] запропонована нова конструкція ПКУ та система ущільнень турбіни К-325-23,5, які забезпечують рух пари на ділянці, яка не прогрівається для вихідного варіанту конструкції ПКУ, отримані витрати в камерах ущільнень та КТВ на поверхні кінцевих ущільнень у період передпускової підготовки при однофазній течії і при конденсації пари; в [6] проведено дослідження теплового та термонапруженого стану РВТ турбіни К-325-23,5 в період передпускової підготовки та пуску з холодного стану для вихідного та запропонованого варіанту конструкції, яке показало, що напруження для запропонованого варіанту не перевищують межу текучості, як це відбувається у вихідній конструкції ПКУ; в [7] проведено дослідження теплового та термонапруженого стану в упругопластичній постановці РВТ турбіни К-325-23,5 в період передпускової підготовки, пуску з холодного та гарячого станів, останову та природнього остигання, розраховано ресурс ротора високого тиску по механізму малоциклової втоми, підвищено число пусків для запропонованої конструкції більш ніж в 2 рази в порівнянні з вихідною конструкцією ПКУ турбіни К-325-23,5;

в [8] визначені витрати пари в елементах ступенів проточної частини ЦВТ турбіни К-325-23,5 під час пуску з холодного стану; в роботах [9-17] здобувач брав безпосередню участь в постановці завдання дослідження, в підході до вирішення завдання, сформулював математичну модель об'єкта дослідження, виконав чисельне дослідження і аналіз результатів.

Апробація результатів дослідження. Основні положення і результати роботи доповідались та обговорювались на: конференції молодих учених та спеціалістів. «Сучасні проблеми машинобудування» (Харків, 2012, 2016, 2018); XIX міжнародній науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2011); науково-практичній конференції з міжнародною участю «ХІІ Неділя науки СПбГПУ» (Росія, СПб, 2012); XIV, XV та XVI міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (Харків, 2012, 2015, 2017); ІІІ міжгалузевій науково-практичній конференції молодих учених та фахівців «Інноваційні шляхи модернізації базових галузей промисловості, енерго- і ресурсозбереження, охорона навколишнього (Харків, ΓП «УкрНТЦ «Енергосталь», 2014); природного середовища» міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні аспекти техногенноекологічної безпеки» (Харків, 2015); XII, XIII та XIV міжнародних науковотехнічних конференціях «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (Харків, 2016, 2017, 2018).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 17 наукових працях: з них 6 – у наукових періодичних фахових виданнях України (3 – у наукових українських виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз); 9 – у матеріалах та тезах конференцій, а також 2 статті – у наукових журналах України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел інформації і додатків. Повний обсяг дисертації складає 206 сторінок 141 сторінка основного тексту), серед них 57 рисунків, 6 таблиць, список використаних джерел зі 114 найменувань на 13 сторінках, 7 додатків на 34 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ТЕПЛОВИЙ, ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН I НАДІЙНІСТЬ РОТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС І ТЕЦ

1.1 Стан енергетичного устаткування ТЕС і ТЕЦ України

На великих ТЕС і ТЕЦ України встановлені 42 блоки потужністю 300 МВт і 43 – потужністю 200 МВт. У 60-80 роках минулого століття в Україні введені в експлуатацію 104 енергоблоки ТЭС. З них 76 блоків (64 %) знаходяться на межі фізичного зносу, пропрацювавши нині понад 220 тис. годин. Наближаються до граничної межі зносу 17 енергоблоків (28 %) і до розрахункового ресурсу (100 тис. годин) 11 блоків (8 %).

Через нестачу пікових енергоблоків в енергетичному секторі України, електростанції змушені частіше здійснювати пуски турбін потужністю 200 – 300 МВт для забезпечення стабільної роботи енергосистеми. Використання в маневрених напівпікових режимах турбін потужністю 200 – 300 МВт, які для цього не пристосовані, веде до спрацьовування ресурсу по механізму малоциклової втоми (МЦВ) і передчасному зносу устаткування. Аналіз напрацювання енергоблоків потужністю 200 і 300 МВт [20] показав, що при експлуатації турбін в режимі щоденного пуску-останова, спрацьовування залишкового ресурсу підвищується більш ніж в 3 рази в порівнянні з розрахунковим режимом експлуатації.

В теперішній час на ТЕС і ТЕЦ України турбоустановки працюють в складних експлуатаційних умовах, що істотно знижує їх надійність. Проблеми ресурсу та надійності займають центральне місце у функціонуванні та плануванні розвитку енергетичних систем і електростанцій.

Для діючого обладнання проводяться заходи щодо модернізації і реконструкції із застосуванням вдосконалених вузлів, деталей і елементів. У цьому випадку використання сучасних технологій моделювання, розрахунку та оцінки теплового, напруженого стану і ресурсу, є найбільш ефективним для технічного переозброєння. У ПАТ «Турбоатом» розроблені проекти модернізації турбін типу К-160-130 і К-300-240 і проточної частини низького тиску турбіни К-200-130, які працюють на ТЕС. Розроблено пропозиції щодо модернізації турбін ТЕС типів К-500-23,5 і К-200-130 [21, 22]. Так, для заміни парових турбін К-300-240 на Придніпровській та інших ТЕС, ПАТ «Турбоатом» спроектував турбіну КТ-310-23,5-3, яка забезпечує теплове навантаження до 220 Гкал/год (255 МВт). Остання, на сьогодняшній час, розробка ПАТ «Турбоатом» – високоекономічна парова турбіна К-325-23,5 [21], яка може бути використана для заміни турбін потужністю 300 МВт.

1.2 Аналіз причин вичерпання ресурсу парових турбін

Надійність роботи енергоблоків теплових електростанцій при значному терміні експлуатації визначається станом найбільш навантажених і дорогих елементів турбоустановок. У більшості випадків такими елементами є ротори високого (PBT) і середнього (PCT) тиску.

У практиці експлуатації парових турбін відомі аварії, до яких призводять пошкодження РВТ. Такі аварії сталися із турбіною К-800-240-5 ЛМЗ на Сургутській ГРЕС-2 (1994 р.); турбіною Т-110/120-130-5 на Південно-Сахалінській ТЕЦ-1 (1998 р.); повідомлялося про аварії на Каширській ГРЕС-4 (жовтень 2002 р.) в Росії; на енергоблоці Придніпровської ТЕС (2007 р.) в Україні [23-25].

Відомі також випадки аварій турбін, пов'язані з ушкодженнями роторів, які привели до серйозних руйнувань всієї турбіни і машинного залу станції [26, 27]. Причиною цих аварій стало те, що метал в зоні термокомпенсаційних канавок кінцевих ущільнень пошкоджується за механізмом малоциклової втоми (МЦВ); в місці кріплення робочих лопаток, в районі осьового каналу, в області ободів дисків високотемпературних ступенів – за механізмом повзучості; в районі галтелів дисків перших по ходу пари ступенів спостерігається повзучість і малоциклова втома металу одночасно [19, 28-31]. У високотемпературних зонах роторів метал знаходиться в умовах протікання структурних перетворень, які в процесі тривалої експлуатації можуть призвести до зниження службових властивостей матеріалу. Оцінкою впливу мікропошкодження металу на ресурс турбоагрегатів великої потужності займається ряд авторів [32, 33]. Як зазначається, пошкодження роторів можливо через порушення технології виготовлення (наявність металургійних дефектів, відхилень від креслення, помилок в проектуванні конструкції) [29, 34], їх експлуатації і ремонту (порушення графіків пусків і останов, низька якість ремонту і збірка турбін) [23, 30, 35].

Накопичувана в металі пошкоджуваність локалізується у верхньому (приповерхневому) шарі в зонах концентрації напружень. Періодичне зняття поверхневого шару в термокомпенсаційних канавках ущільнень, галтелях дисків і осьовому каналі на стадії зародження тріщин збільшує ресурс ротора і знижує концентрацію напружень в цих зонах [31].

Однією з причин аварій і катастрофічних руйнувань високотемпературних роторів є також поява тріщин на розточках, в ободах дисків і на придискових галтелях. На поверхні цільнокованих роторів в зонах кінцевих ущільнень і придискових галтелів тріщини з'являються, як правило, через термічну втому металу та/або внаслідок вичерпання тривалої міцності матеріалу. На отворах насадних дисків, на галтелях, в ободах, в розвантажувальних отворах тріщини можуть з'являтися також внаслідок корозії під напруженням [25].

У 1994 р. на Сургутській ГРЕС-2 виявлено пошкодження РВТ турбіни К-800-240-5 ЛМЗ, пов'язане з утворенням наскрізної тріщини в області другого ступеня. Тріщина зароджувалася у задній галтелі другого ступеня ЦВТ і розвивалася перпендикулярно осі ротора аж до осьового каналу (довжина тріщини досягла 740 мм) спочатку за механізмом малоциклової, а на завершальній стадії – багатоциклової (вібраційної) втоми. До аварії турбіна пропрацювала 52 тис. години і мала 164 пуски. Вказана причина виникнення і зростання тріщини – періодичне прискорене розхолоджування турбіни при її остановах [26].

Як і в попередньому випадку, в 1998 р. було виявлено пошкодження РВТ турбіни Т-110/120-130-5 Південно-Сахалінської ТЕЦ-1 [31]. При капітальному ремонті турбіни під час проведення робіт по віброобробці ротора стався його розлом на дві частини. Причиною стала тріщина, яка зароджувалася від задньої

галтелі діафрагмового ущільнення другого ступеня ЦВТ, яка утворілася внаслідок втоми метеріала ротора.

Ротори ЦВТ і ЦСТ є найбільш складними елементами парових турбін, що визначають, по суті, ресурс турбоагрегату. Умови, в яких працюють ротори – високий рівень температур і напружень – обумовлюють характер протікання процесів МЦВ та повзучості, що, зрештою, стає причиною виникнення тріщин.

В роботі В. П. Сухініна і Т. М. Пугачової [34] наведені дані про циклічну пошкоджуваність цільнокованих роторів ЦВТ і ЦСТ турбіни К-200-130 ЛМЗ і вказані найбільш небезпечні зони:

- зона осьового отвору під високотемпературними ступенями;

- термокомпенсаційні канавки і переходи радіусів;

ободи дисків високотемпературних ступенів в місцях кріплення замкових лопаток;

- галтелі дисків високотемпературних ступенів;

– радіуси скруглення паророзвантажувальних отворів в дисках.

Л. О. Шубенко-Шубін виділив основний фактор, який обмежує маневреність і ресурс парових турбін – це термоміцність роторів ЦВТ і ЦСТ, в яких виникають максимальні напруження на периферії і в зоні термокомпенсаційних канавок [29].

З процесів, що відбуваються в турбіні, і які можуть обмежити як термін експлуатації, так і привести до руйнування ротора турбін, що мають відношення до роботи ущільнень, слід зазначити такі як:

1) малоциклова втома;

2) пластична деформація;

3) вплив корозії;

4) стирання (підрізування) поверхні гребенів (вусиків) ущільнень.

Досвід експлуатації турбін потужністю 150 МВт і більше показав, що в багатьох роторах в області переднього кінцевого ущільнення і в ущільненнях за диском регулюючого ступеня при напрацюванні понад 50 тисяч годин можуть з'являтися тріщини [36].

У зазорах ущільнень і лабіринтових камерах спостерігається висока інтенсивність теплообміну [37], яка на режимах пусків і скидів навантаження призводить до появи великих градієнтів температур. Це викликає як термопружні, так і пластичні деформації в корпусних деталях, і в роторі в області високих температур, в тому числі можливий і його прогин (вигин). Регулярні зміни температури пари при пусках, остановах і змінних режимах призводять до термовтомних пошкоджень, перш за все, роторів [38].

Автори [31] показали, що турбіни, які відпрацювали великий термін і перевищили парковий ресурс, не завжди потребують заміни як самих турбін, так і їх складових частин. У багатьох випадках подальша експлуатація може бути неодноразово поетапно продовжена, але такому продовженню повинен передувати комплекс робіт, який об'єднує ретельне обстеження обладнання і розрахункове обгрунтування можливості і умов продовження його експлуатації [20, 26-28, 34, 36, 38, 39].

Необхідність розрахункового обгрунтування продовження терміну експлуатації визначається документом Міненерговугілля України [40]. Старіння металу, деградація його властивостей під дією робочих напружень при високих температурах, накопичення втомних деформацій – найбільш актуальні проблеми, врахування яких необхідне для оцінки можливого продовження експлуатації турбін при їх значному напрацюванні [31].

Турбіни, що мають тривалі простої, зазнають корозійних ушкоджень роторів в області кінцевих ущільнень. Причина цього – недосконалість схем ущільнень і видів консервації турбін [41].

Однією з причин електроерозійних пошкоджень в зоні ущільнень є порушення пуско-остановочних режимів. Спостерігаються при пуску турбоагрегату після ремонту, наборі навантаження такі пошкодження, як знос ущільнень і шийок ротора [41, 42].

Аналіз пошкоджуваності роторів турбін потужністю 150 МВт і вище показав, що при тривалих термінах експлуатації в області переднього кінцевого ущільнення та регулюючого ступеня ЦВТ і ЦСТ в роторах з'являються кільцеві тріщини в термокомпенсаціонних канавках і на поверхнях галтелів дисків регулюючого ступеня й дисків ступенів тиску, що омиваються парою, температура якого вище 400 °C. Основною причиною появи цих тріщин є високі термонапруження, особливо в місцях їх концентрації (наприклад, малі радіуси скруглення).

Турбобудівні заводи в 80-і роки при виробництві нових турбін відмовилися від виконання на роторах термокомпенсаційних канавок. Проте використання в турбінах ступінчатих ущільнень не привело до повного видалення на роторах місць з концентраторами напружень. Конструктивне виконання східчастих ущільнень переднього кінцевого ущільнення (ПКУ), заднього кінцевого ущільнення (ЗКУ), діафрагмового ущільнення (ДУ) на роторах згідно РТМ [43] є таким, що кути між виступами та впадинами ущільнень можуть бути місцями зародження тріщин малоциклової втоми. Накопичення пошкодження від МЦВ особливо характерно для режиму пуску турбін з холодного стану, при якому спостерігається процес плівкової конденсацї пари на поверхнях ротора, що призводить до інтенсифікації теплообміну та зростання напружень.

1.3 Особливості конструкції і пуску парової турбіни К-325-23,5. Вплив технології пуску парових турбін на тепловий і термонапружений стан роторів

Дослідження теплового та термонапруженого стану в дисертаційній роботі проводиться на прикладі парової турбіни К-325-23,5.

На даний час половину парку турбоустановок ТЕС України представляють парові турбіни заводу ПАТ «Турбоатом» К-300-240 і К-300-240-2, напрацювання яких становить 200-290 тисяч годин, що істотно перевищує їх парковий ресурс (170 тисяч годин). Вибір турбіни К-325-23,5 зумовлено тим, що це найновіша, сучасна турбоустановка, яка розроблена харківським заводом ПАТ «Турбоатом» на заміну застарілих турбін потужністю 300 МВт, що відпрацювали свій ресурс, а також для технічного переозброєння діючих ТЕС України з метою підвищення їх економічної роботи і надійності експлуатації турбін на надкритичні параметри пари. Турбіна К-325-23,5 має відносно мале напрацювання енергоблоків. Для турбіни К-325-23,5 практично відсутні дані по аналізу термонапруженого стану.

Ротора турбіни К-325-23,5 мають ряд відмінностей від свого, в цілому, надійного прототипу К-300-240. Зокрема, на відміну від турбін типу К-300-240, в

турбіни К-325-23,5 і турбінах, випущених після 1985-го року, термокомпенсаційні канавки в ущільненнях не виконуються. Однак на роторі в області ступінчатих ущільнень між впадиною і виступом є прямий кут. У цьому місці є висока ймовірність утворення тріщин, причиною появи яких є термічна втома металу [21]. В роботі основна увага приділялась РВТ як найбільш навантаженому елементу конструкції та деталі, що обмежує ресурс малоциклової втоми турбіни.

На рис. 1.1 наведено подовжній розріз ЦВТ турбіни К-325-23,5. Конструкція ЦВТ включає зовнішній корпус, покритий шаром теплоізоляції, в якому розміщується внутрішній корпус з діафрагмами ступенів тиску від 1-ї до 9-ї, обойму з козирком, що формує дифузор спільно з поверхнею вихлопного патрубка, в який встановлено діафрагми.



Рис. 1.1 – Циліндр високого тиску турбіни К-325-23,5

Між діафрагмами розташовані диски ступенів тиску. Диск регулюючого одновінцевого ступеня знаходиться за сопловим апаратом, який розташований в секторах паропровідних сегментів. ПКУ складається з п'яти обойм, з яких одна встановлена у внутрішньому корпусі, три – в зовнішнього корпусу і остання – приєднується за допомогою болтів до торцевої поверхні зовнішнього корпусу. Заднє кінцеве ущільнення сформовано трьома обоймами, з яких дві встановлені в розточках вихлопного патрубка і одна приєднується за допомогою болтів до торцевої поверхні зовнішнього корпусу.

Внутрішні поверхні корпусів і зовнішні поверхні обойм створюють камери (від 1-ої до 11-ої на ЗКУ і ПКУ, див. рис. 1.1), які об'єднані системою ущільнень. Міжкорпусний простір (МКП) з'єднується з ПКУ, формуючи камеру 7 в його
середній частині. Камера 7 (див. рис. 1.1) з'єднана кільцевою щілиною з МКП, розташованим між внутрішньою поверхнею зовнішнього корпусу і зовнішньовнутрішньою. Між торцевими поверхнями обойми і внутрішнього корпусу є кільцева щілина шириною 10 мм, що з'єднує МКП з міжступінчатим зазором за 9м ступенем. З МКП проводиться відбір пари в 3-й підігрівач високого тиску, що підключається при досягненні навантаження, яке перевищує 100 МВт.

Камера 8 (див. рис. 1.1) з'єднана двома паропроводами з камерою, яка виконана в обоймі і з'єднана з міжступінчатим зазором за 10-м ступенем. Це забезпечує використання частини пари, що протікає в ущільненні після його дроселювання, в останніх ступенях ЦВТ для вироблення механічної енергії.

У кільцеві розточки обойм встановлюються кільця з гребенями ущільнень, які спільно з поверхнями виступів і впадин створюють ущільнення щілинного типу (ступінчате ущільнення), яке перешкоджає витоку пари високих параметрів в навколишній простір машзалу. Ротор ЦВТ – цільнокований, на якому довжина ПКУ становить близько 32 % і протяжність ЗКУ – 16,5 %.

В турбіні К-325-23,5 використана вдосконалена конструкція парових лабіринтових ущільнень (рис. 1.2), яка дозволяє збільшити довготривалість і надійність їх роботи. Кінцеве ущільнення з боку генератора складається з 16-ти кілець; з боку регулятора з 8-ми кілець (рис. 1.2). Ці кільця встановлюються в пази обойм, які, в свою чергу, кріпляться в розточках внутрішнього і зовнішнього корпусів турбіни.



Рис. 1.2 – Кінцеві ущільнення ЦВТ парової турбіни К-325-23,5 Найбільш відповідальними етапами експлуатації парових турбін є пуски і

останови. У цей час відбуваються значні механічні і термічні зміни стану елементів турбоагрегату. Від правильності проведення пусків і остановів турбіни багато в чому залежить експлуатаційна надійність і довговічність турбоагрегату.

В монографіях Трухнія О. Д. [44], Шульженко М. Г. [45], Плоткіна Є. Р. і Лейзеровича О. Ш. [46], Черноусенко О. Ю. [19] велика увага приділяється особливостям роботи потужних парових турбін на різних режимах і пов'язаних з ними результатам експериментальних і розрахункових досліджень термонапруженого стану.

Залежно від початкового температурного стану елементів турбін великої потужності, який визначається по температурі металу паровпуска ЦВТ, здійснюються [47, 48]:

▶ пуски із холодного стану ($t_{HK}^{Bd} \le 150$ °C);

▶ пуски із неостиглого стану (150 < t^{вд}_{нк} < 310 °C);</p>

▶ пуски із гарячого стану ($t_{HK}^{BA} \ge 310$ °C).

Ресурс турбіни при цьому обмежується допустимою кількістю пусків за час експлуатації. Для турбіни К-325-23,5 заводом-виробником рекомендоване наступне допустиме число пусків з різних теплових станів [21]:

- ➤ пусків із холодного стану (XC) 100;
- пусків із неостиглого стану (HC) 1000;
- ➢ пусків із гарячого стану (ГС) 2000.

Технологія пусків турбоагрегату впливає на нестаціонарний тепловий, термонапружений стан і спрацьовування ресурсу ротора. Найбільш небезпечним з точки зору термонапруженого стану та спрацювання ресурсу турбіни є пуск з XC, так як на даному нестаціонарному режимі роботи турбоагрегату спостерігаються максимальні температурні градієнти і термонапруження.

Згідно з [47], пуском турбіни з ХС прийнято вважати процес, що відбувається від моменту подачі пари в турбіну відкриттям регулюючих клапанів і поштовху ротора до виходу турбіни на номінальну потужність. Передпусковим періодом слід вважати (виходячи зі зміни теплового стану) період від моменту подачі пари на ущільнення до поштовху ротора. Слід зазначити, що зміна температурного стану ротора в передпусковий період практично не досліджена.

Для оцінки теплового та термонапруженого станів ротора на всьому часовому діапазоні пуску турбіни з XC необхідно проаналізувати графіки пусків, які пропонує завод-виробник [47, 48].

На рис. 1.3 представлені графіки підготовки турбіни до пуску (до моменту поштовху ротора) і пуску з XC до виходу турбіни на номінальну потужність.



Рис. 1.3 – Підготовка та пуск парової турбіни з XC: а – графік передпускової підготовки; б – графік пуску турбіни з XC

На рис. 1.3 представлені параметри, які змінюються з часом (позначені на рисунку відповідними символами):

(a) – частота обертання ротора, 10^{-1} об/хв;

(b) – потужність турбоагрегата, МВт;

- (c) температура пари, що подається в проточну частину на PC, °C;
- (d) тиск пари, що подається в проточну частину на PC, 10 кПа;
- (е) температура пари, що подається на кінцеві ущільнення, °С;
- (f) тиск пари, що подається на кінцеві ущільнення, 10⁻² кПа;
- (g) тиск пари в конденсаторі, 10⁻³ кПа;
- (h) температура пари, що подається через вихлопний патрубок, °С;
- (i) тиск пари, що подається через вихлопний патрубок, 10⁻² кПа.

Цифрами 1 - 24 на графіку на рис. 1.3 позначені моменти часу (МЧ) в процесі пуску в які відбувається стрибкоподібна зміна параметрів. Таке розбиття на відрізки за часом використовується при вирішенні задачі нестаціонарної теплопровідності для завдання умов теплообміну на відповідних часових шагах (методика докладно описана в подальших розділах дисертаційної роботи).

Згідно [35, 46-48] пуск турбіни з холодного стану умовно можна розділити на наступні етапи.

1) Набір вакууму (від початку пускових операцій до 90 хв.). Відповідає набору вакууму і подачі пари на ущільнення циліндрів, в камери кінцевих ущільнень. У цей період також починається розпалювання пальників котла енергоблоку з отриманням пари в турбінних пакетах кипятильних труб і його отримання в розпалювальних розширювачах. Пар з температурою 180 °C і тиском 130 кПа (рис. 1.3 а) подається на кінцеві ущільнення (КУ) в камери 2 і 10 (рис. 1.1). Включається ежектор ущільнень і в камерах 1 і 11 встановлюється тиск 97 кПа.

2) Подача пара через вихлопний патрубок (90 – 180 хв.). Цей етап передпускової підготовки відповідає часу від моменту подачі пара з розпалювального розширювача через паропроводи холодного промперегріву у вихлопний патрубок ЦВТ для його прогріву аж до поштовху ротора. Пара з розпалювального розширювача, перегріта до температури 190 - 200 °C з тиском

0,2 МПа, надходить в простір ЦВТ протягом 15 хвилин, за які температура пари підвищується до 290 - 300 °С (відповідає моменту часу (МЧ) 4 – 7 на рис. 1.3 а) і далі зберігається на цьому рівні протягом 50 хвилин (МЧ 7 – 9). За цей час тиск в вихлопному патрубку підвищується до 1,0 - 1,2 МПа, який потім витримується протягом 30 хвилин (МЧ 9 – 10). Перед поштовхом ротора приблизно 10 хвилин проводиться обезпарювання внутрішніх порожнин ЦВТ (МЧ 10 – 12).

3) Поштовх ротора і вихід на номінальний режим (180 – 480 хв.). Цей етап відповідає часу від моменту поштовха ротора до набору номінальної потужності. Він включає наступні операції – поштовх ротора, набір частоти обертання до 600 об/хв., витримку 7-10 хв. (МЧ 13 – 14 на рис. 1.3 б), набір частоти обертання до номінальної (3000 об/хв.), синхронізацію частоти обертання з енергомережею (МЧ 14 – 16). Після синхронізації за 20-25 хвилин робиться набір потужності на власні потреби з подальшим її підвищенням до 50 МВт (МЧ 16 – 18). Потім здійснюється збільшення потужності до 90 МВт (МЧ 18 – 20) та витримка на цій потужності 30 хвилин (МЧ 20 – 21) і набір потужності турбіни до номінального значення (МЧ 21 – 23). Протягом цих операцій проводиться підвищення тиску і температури свіжої пари до моменту досягнення номінальної потужності (рис. 1.3 б).

Відповідно до зазначених етапів і процесів, що відбуваються в ущільненнях, порожнинах ЦВТ, в зазорах ступенів проточної частини, з початковою температурою металу елементів ЦВТ необхідно виконати аналіз течії пари в них і провести вибір критеріальних рівнянь для визначення коефіцієнтів тепловіддачі (КТВ) на поверхнях ротора. При цьому характеристики течії взаємопов'язані з перемиканнями в тепловій схемі турбіни, схемах ущільнень і дренажів.

В якості вихідних даних для визначення КТВ використовуються геометричні розміри елементів ЦВТ турбіни К-325-23,5, теплова схема турбоустановки (рис. 1.4), схеми ущільнень і дренажів (рис. 1.5), результати теплового розрахунку.



Рис. 1.4 – Спрощена типова пускова схема моноблока 300 МВт [46]

На рис. 1.4 цифри та символи позначають наступне:

1 – узагальнена магістраль; - насос: 2 – від пускової котельної; ----, ---- запорна арматура; 3 – до блоків; 4 – в конденсатор; 5 – шунти; ---- - дросельний клапан; 6 – до підігрівача високого тиску; ---- - зворотний клапан; 7 – до турбопитомого насосу; ⊸⊢ - дросельна шайба; 8 – колектор власних потреб блоку; ----- - набір дросельних шайб; 9-на мазутні форсунки; - арматура з електроприводом; 10,11 – на ущільнення ЦВТ, ЦСТ; -о- - впорскуючий пароохолоджувач; 12 – електронагрівачі; – паропроводи свіжої пари; 13,14 – пар з відбору III, IV; **___** - паропроводи промперегріву; 15 – в циркуляційний водовід; —*с* - скидний трубопровід; 16 – в БГК; 17 – від насоса БЗК; -*p*-- розпалювальний трубопровід; 18, 19 – нормальна і аварійна підпитка --- - слив дренажу; водопідігріваючої установки; **—** - фланцевий роз'єм; 20 – в конденсатор; 🚽 - запобіжний клапан



Рис. 1.5 – Схема ущільнень ЦВТ турбіни К-325-23,5

На рис. 1.5 цифри та символи позначають наступне:

ХПП – холодний промперегрів;

МКП – міжкорпусний простір;

ЗКУ – заднє кінцеве ущільнення;

ПКУ – переднє кінцеве ущільнення;

ЭУ – ежектор ущільнення;

П5 – підігрівач 5;

1 – 3 камери задніх кінцевих ущільнень;

4 – вихлопний патрубок;

5 – проточна частина;

6 – 11 камери передніх кінцевих ущільнень;

7, 14, 18, 28, 36, 42, 84 – число гребенів.

Прогрів паропроводів і пароперегрівачів свіжої пари забезпечується системою трубопроводів, що продуваються, та за допомогою якої з паропроводів видаляється конденсат і охолоджений пар. Крім того, при пусках турбін видалення конденсату з циліндрів турбіни забезпечується системою дренажів.

Особливістю пуску з XC турбіни К-325-23,5 як і турбін типу К-300 МВт ПАТ «Турбоатом» є прогрів ЦВТ з боку вихлопного патрубка (ВП). Пара з температурою 190 °C з котла через паропроводи холодного промперегріва подається у ВП. Протягом 15-ти хвилин температура пари підвищується до 290 °C.

Пара з ВП через кільцеву щілину за 9-м ступенем надходить в міжкорпусний простір, і далі з нього в камеру 7 переднього кінцевого ущільнення (рис. 1.5). Частина пари з ВП проходить через проточну частину, створюючи практично такий же тиск, як і в камері 7. Це призводить до того, що в ущільненні між 5-ю і 6-ю камерами (рис. 1.1) пара не надходить, і ротор в цьому місці не прогрівається. Температура зовнішніх шарів металу елементів, що омиваються паром, зростає швидше, у внутрішніх – повільніше. При пуску турбіни в роторі виникають градієнти температури як в радіальному, так і в осьовому напрямках і, як наслідок, температурні напруження, що стискають його матеріал в зовнішніх шарах і розтягують у внутрішніх. При швидкому пуску турбіни з XC, навіть невеликий дефект на поверхні ротора, безпечний при нормальній роботі турбіни, може привести до виникнення небезпечної ситуації і навіть до його руйнування.

Згідно керівництву по експлуатації турбіни К-325-23,5 [47] до пуску з ХС відносяться пуски після монтажу, капітального та поточного ремонтів, коли температура усіх елементів турбіни дорівнює температурі машзалу станції, а також режими після простоїв, коли температура ЦВТ, що вимірюється термопарами які встановлені на зовнішньому корпусі в зоні паровпуска, не перевищує 150 °C.

Оскільки пуск турбіни починається з моменту поштовху ротора, то усі передпускові операції, починаючи з моменту подачі пари на кінцеві ущільнення з температурою 180 °C, формують неоднакові умови прогріву елементів циліндрів. При цьому в деталях, що мають концентратори напружень, можлива поява високого рівня термічних напружень.

Передпускові операції розпочинаються з прогріву колектора власних потреб блоку, від якого пара подається на деаератор, ежектор, ущільнення турбіни. Після цього відкриваються всі дренажі і продувки високого, підвищеного, середнього і низького тиску на конденсатор. Потім включається валоповоротний пристрій і заповнення конденсатора циркуляційною водою. Включенням пускового водоструйного насоса подається вода в ежектор, що є початком відсмоктування повітря з зливних камер конденсатора і заповнення його циркуляційною водою. Заповнення водяного простору конденсатора водою і забезпечення невеликої витрати дозволяє скондесувати пар, що скидається з дренажів і швидкодіючої редукційно-охолоджувальної установки (БРОУ), забезпечуючи набір вакууму в турбіні.

Закривши засувки на лінії відсмоктування повітря з циркуляційної системи, робиться набір вакууму в конденсаторі, для чого залишається в роботі водоструйний ежектор і відкривається засувка на трубопроводі відсмоктування з конденсатора до цього ежектора. Після підготовки схеми трубопроводів основного конденсату до пуску, перевірки і пуску конденсатних насосів першого і другого ступенів, прогрівається паропровід до ежекторів і включаються основні пароструйні ежектори, для чого повністю відкривається парова засувка, а потім відкривається засувка на відсмоктуванні повітря після повного відкриття парової засувки. Включається в роботу ежектор ущільнення і подається пара на кінцеві ущільнення, заздалегідь прогрівається трубопровід подачі пари, встановлюється тиск пари в колекторі ущільнення на рівні 0,12-0,13 МПа, тиск в колекторі відсмоктування пароповітряної суміші 97 кПа. Подача пари на ущільнення при роторі, що не обертається, забороняється.

Заднє кінцеве ущільнення (ЗКУ) має конструктивно три камери. Із камери 1 (рис. 1.1) робиться відсмоктування пароповітряної суміші ежектором ущільнень (рис. 1.5), в камеру 2 – подача пари із сполучної магістралі цеху, в яку надходить пар з працюючих турбін. Камера 3 з'єднана з камерою 9 переднього кінцевого ущільнення (ПКУ) і спільним трубопроводом діаметром 150 мм через зворотний клапан і засувку – з підігрівачем низького тиску (ПНД5), а через кільце ущільнення з 18-ю гребенями – з вихлопних патрубком ЦВТ (камера 4).

На основі аналізу графіка передпускової підготовки і пуску турбіни з ХС (рис. 1.3) від одного момента часу до наступного обрані режими визначення характеристик течії пари після тривалого простою або ремонту, коли температура металу турбіни може бути прийнята рівною температурі машинного залу (20 °C).

Розбивка режиму формування теплових граничних умов на часові діапазони на етапі після поштовху ротора, як і на етапах передпускової підготовки, визначається характером зміни потужності турбіни, частоти обертання ротора та параметрів пари, згідно з графіком пуску турбіни з ХС (див. рис. 1.3 б). Для турбіни К-325-23,5 можна виділити сім часових діапазонів на режимі підготовки до пуску та пуску з ХС, розрахунковими параметрами пари яких доцільно прийняти їх квазістаціонарні стани:

- τ = 0 хв. (момент часу (МЧ) 13 на рис. 1.3 б) – момент поштовху ротора
 після парового розвантаження внутрішнього простору ЦВТ скиданням пари в
 конденсатор до тиску 0,1-0,2 МПа;

- τ = 2-7 хв. (МЧ 14 – 15) – вихід ротора після поштовху на частоту обертання
 n=600 об/хв. і витримка на цій частоті. Пара з ЦВТ при цьому скидається через
 скидний пристрій в конденсатор, тиск в якому становить в цей період 15-20 кПа;

- τ = 27 хв. (МЧ 17) – підйом частоти обертання ротора до 3000 об/хв. При частоті обертання 800 об/хв. (МЧ 16) відкриваються регулюючі клапани ЦСТ і пара направляється в ЦСТ при закритті пароскидного пристроя;

 - τ = 40-41 хв. (МЧ 18) – після сінхронізації генератора по частоті турбіни навантажують до потужності власних потреб, що дорівнює 20 МВт. При цьому закриваються всі дренажі ЦВТ;

- τ = 1 год. 20 хв. (МЧ 19) – потужність турбіни піднімається до 50 МВт, тиск
 на вході в турбіну – до 5 МПа, температура свіжої пари – до 320 °C;

 $-\tau = 3$ год. 10 хв. (МЧ 20) – потужність турбіни підвищується до 90 МВт, тиск свіжої пари – 7,9 МПа, температура – до 400 °С;

 $-\tau = 3$ год. 40 хв. (МЧ 21) – потужність турбіни витримується постійною, рівною 90 МВт, тиск свіжої пари на вході в турбіну підвищується до 17 МПа, температура – до 485 °C;

 $-\tau = 4$ год. 30 хв. (МЧ 22) – потужність турбіни підвищується до 180 МВт, тиск свіжої пари – до 19,7 МПа, температура пари на вході в турбіну – до 510 ° С; при потужності 150-160 МВт відкриваються зворотні клапана і частина пари направляється в підігрівачі високого і середнього тиску;

- τ = 5 год. (МЧ 23) – потужність турбіни підвищується до 319 МВт, тиск
 свіжої пари – до 23,5 МПа, температура – до 524 °С;

- τ =5 год. 30 хв. (МЧ 24) – потужність турбіни встановлюється рівною
 325 МВт, тиск свіжої пари – 23,5 МПа, температура – 540 ° С (номінальний режим).

Хоча кількість пусків з гарячого стану турбіни К-325-23,5, яка задана виробником на весь період експлуатації (~ 50 років) досить велика (2000 пусків), в порівнянні з пуском з холодного стану (100 пусків) [47], на теперішній час ТЕС України працюють в різко змінних режимах, скидах і наборах навантаження, остановах на нічний час, і частих пусках якраз з гарячого стану [20]. У цих умовах експлуатації з метою продовження терміну служби турбіни стає необхідним розрахункове дослідження теплового і термонапруженого станів РВТ при пуску з ГС, визначення ресурсу і, можливо, розробка заходів, спрямованих на зниження термонапружень в найбільш відповідальних елементах парових турбін.

Час підготовки до пуску турбіни з гарячого стану (ГС) залежить від часу простою турбоагрегату. При пуску з ГС температура металу в області паровпуска ЦВТ повинна бути більш 310 °С [47]. Для набору вакууму протягом години пар подається на ущільнення з температурою 360 °С (МЧ 1 – 3). При поштовху ротора на регулюючий ступінь надходить пара з температурою 500 °С (МЧ 4 – 5), яку протягом 6 хвилин підвищують до 540 °С (МЧ 5 – 6), а частота обертання ротора підвищується до 3000 об/хв. (МЧ 4 – 5). На номінальне навантаження (МЧ 8) турбіну виводять за 1 годину (МЧ 3 – 8) (рис. 1.6).



Рис. 1.6 – Графік пуска турбіни К-325-23,5 з гарячого стану

На рис. 1.6 представлені параметри, які змінюються з часом (позначені на рисунку відповідними символами а – g) згідно з рис. 1.3.

Цифрами 1 - 9 на рис. 1.6 позначені МЧ в процесі пуску з ГС в які відбувається стрибкоподібна зміна параметрів.

Зазвичай, пуск турбіни після нічного простою з гарячого стану відбувається після останова зі зривом вакуума не більш ніж 8 годин. При останові турбіни температура пари при закритті клапанів відповідає номінальній, що дозволяє зберегти температурний стан вузлів турбіни для подальшого швидкого пуску і навантаження блоку. Зміна параметрів пари при розвантаженні турбіни робиться за 100 хвилин відповідно до графіка (рис. 1.7). Зниження вакууму в ЦВТ відбувається тільки за рахунок надходження повітря у внутрішню порожнину через кінцеві ущільнення.



Рис. 1.7 – Графік останова турбіни К-325-23,5 без розхолоджування зі зривом вакууму

На рис. 1.7 представлені параметри, які змінюються з часом (позначені на рисунку відповідними символами а – d) згідно з рис. 1.3.

Цифрами 1 - 5 на рис. 1.7 позначені МЧ в процесі останова турбіни, в які відбувається стрибкоподібна зміна параметрів.

Останов і остигання турбіни К-325-23,5 без розхолоджування зі зривом вакууму триває близько 8 годин. При цьому дренажі закриті, стопорні клапани закриті і в ЦВТ вакуум змінюється тільки за рахунок надходження повітря через кінцеві ущільнення. Тиск в ЦВТ встановлюється рівним тиску зовнішнього середовища (~ 1 атм) приблизно через 30 хвилин після останова турбіни (пар перестає подаватися на ущільнення).

Після закриття стопорних і регулюючих клапанів на протязі 35-40 хвилин відбувається вибіг ротора, при якому знижується частота його обертання, зменшуються відцентрові сили і, як наслідок, напруження. Ротор на ~ 8 годин стає на валоповорот з частотою 3,5 об/хв., і далі при охолодженні періодично провертається. Цей процес накладає особливості на формування граничних умов теплообміну як на поверхнях ротора (включаючи поверхні дисків, виступів і впадин ущільнень), так і на поверхні нерухомих елементів. У ЦВТ зміни граничних умов на поверхнях ротора і корпусних елементів залежать від зміни параметрів робочого середовища, які пов'язані з надходженням повітря всередину циліндра через кінцеві ущільнення.

Слід зазначити, що при огляді доступних для аналізу публікацій не було виявлено робіт, спрямованих на дослідження теплового і термонапруженого станів високотемпературних роторів, які прогріваються через вихлопний патрубок у передпусковий період, не дивлячись на те, що на роторі можливе виникнення високих напружень при великих температурних градієнтах.

Зміна теплового стану турбіни повинна бути розглянута для таких етапів:

- передпускова підготовка турбіни від моменту подачі пари на ущільнення до поштовху ротора;
- пуск турбіни з ХС від моменту поштовха ротора до набора навантаження на власні потреби блоку;
- від моменту взяття навантаження на власні потреби (при її наборі) до роботи турбіни на постійних режимах; при роботі з добовою зміною навантаження відповідно з вказівками диспетчерської служби енергомережі;
- > зміна теплового стану при останові турбіни і її охолодженні;
- пуск турбіни з ГС.

Враховуючи складність конструкції циліндрів турбіни К-325-23,5 і умов формування термонапруженого стану в якості об'єкта дослідження процесів, що відбуваються в турбіні, доцільно розглянути ЦВТ, а в якості найбільш напруженої деталі – РВТ. Щоб оцінити стан РВТ при тривалій експлуатації необхідно виконати дослідження нестаціонарного теплового та термонапруженого стану з урахуванням передпускової підготовки турбіни при пусках з різних теплових станів. Подібні дослідження для турбіни К-325-23,5 не проводилися. Саме тому дослідження теплового і термонапруженого стану і ресурсу ротора ЦВТ становить інтерес і представлене в наступних розділах дисертаційної роботи.

1.4 Методи дослідження теплового і термонапруженого станів роторів парових турбін

В основі надійності, довговічності і ефективності роботи турбоагрегату лежить достовірне визначення теплового і термонапруженого станів основних його конструктивних елементів, таких як ротор, корпус, діафрагми та ін. Для розрахунку температурних напружень і деформацій, оцінки ресурсу роботи турбіни необхідно знати умови теплообміну на поверхнях елементів циліндрів турбіни.

При розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, необхідних для визначення теплового і напружено-деформованого станів, використовуються методи, засновані на критеріальних рівняннях, отриманих експериментально. Найбільш повну інформацію про тепловий стан елемента, що омивається потоком пари, можливо отримати при вирішенні зв'язаної задачі теплообміну, в основі якої лежать рівняння Нав'є-Стокса, усереднені по Рейнольдсу, апробована модель турбулентності і рівняння нестаціонарної теплопровідності Фур'є [49].

Фундаментальні основи процесів тепломасообміну і базові принципи розрахунку теплових граничних умов викладено в роботах [50-53].

Для розрахунку теплового стану деталей турбін найчастіше використовуються граничні умови третього роду, які включають в себе температуру пари і коефіцієнти тепловіддачі на їх поверхнях, на рівень яких впливають: структура течії, фізичні характеристики пари, наявність фазового переходу (конденсації або випаровування).

Значення коефіцієнтів тепловіддачі для однофазних потоків (без урахування ефекту плівкової конденсації), вдосконалення конструкцій турбомашин, створення потужних турбін на надкритичні параметри були визначені експериментально, а їх закономірності представлені у вигляді критеріальних рівнянь [54-57], які лягли в основу керівних технічних документів, які використовуються для розрахунку теплових граничних умов.

Дослідниками [19, 49, 55, 58-63] була розглянута низка питань, яка пов'язана з визначенням граничних умов в високотемпературних елементах ПТ при обтіканні поверхонь перегрітою і вологою парою, отримані критеріальні рівняння і розроблені методики визначення КТВ на поверхнях елементів ПТ, але вони не можуть бути використані для розрахунку граничних умов при плівковій конденсації пари.

Для визначення ГУ на поверхнях ущільнень, які необхідні для розрахункового дослідження термонапруженого стану елементів ПТ, автори [64-66] користуються керівним технічним матеріалом (РТМ) [43]. Проте в цьому випадку не враховується ряд питань, пов'язаних з утворенням і течією плівки конденсату, а також струминним характером течії пари на поверхнях деталей турбіни.

В. Л. Похорілєр и О. О. Івановський в роботі [67] при визначенні умов теплообміну в стопорних клапанах при пуску з холодного стану по контрольних точках порівнювали значення температур, отриманих розрахунком по методу скінчених елементів з експериментальними. Прагнучи максимального збігу експериментальних і розрахункових значень температур, вони варіювали коефіцієнтами тепловіддачі на внутрішніх поверхнях корпусів клапанів. Такий підхід може бути використаний тільки при наявності експериментальних даних. Автори виконували розрахунок теплового стану корпусу стопорного клапана в два етапи: прогрів з урахуванням процесу плівкової конденсації і прогрів з урахуванням конвективного теплообміну однофазної середовища (перегрітої пари). Результати показали, що процес конденсації суттєво впліває на тепловий

стан. Але авторами не було запропоновано критеріальних рівнянь і підходів для визначення КТО на поверхнях елементів турбіни з урахуванням конденсації. У наступних публікаціях В. Л. Похорілєра, Голошумової В. М., О. О. Івановського [68] для розрахунку термонапруженого стану роторів високого та середнього тиску турбіни Т-250/300-240 в зоні лабіринтових ущільнень автори задавали коефіцієнти тепловіддачі без урахування конденсації, використовуючи критеріальні рівняння, наведені в РТМ [69]. Це свідчить про те, що незважаючи на те, що врахування плівкової конденсації впливає на результати ТС і ТНС, необхідно мати експериментальні дані або методологічні підходи до визначення ГУ при плівковій конденсації пари на елементах турбіни, яких не існує. При розрахунку теплового і роторів термонапруженого стану високого та середнього тисків етап передпускового прогріву ними не враховувався [69], розрахунок починався з моменту поштовху ротора, що є некоректним з точки зору реального пуску турбін.

У роботах А. А. Смирнова [70], присвячених чисельному моделюванню термонапруженого стану ротора ПТ для створення системи контролю перехідних режимів роботи турбоустановки в реальному часі, коефіцієнти тепловіддачі розраховувалися з використанням критеріальних рівнянь, наведених в РТМ [69] для однофазної течії пари. Плівкова конденсація пари не враховувалася, що не відібражає реальні процеси, які відбуваються при роботі турбоустановки.

Умови теплообміну при плівковій конденсації пари на твердих поверхнях більш детально досліджені С. С. Кутателадзе [50] і показали, що пар, потрапляючи на поверхні деталей турбін, температура яких нижча за температуру насичення пари, конденсується. При цьому тепловіддача має дуже високу інтенсивність, а плівкова конденсація пари на поверхні триває до тих пір, поки температура поверхні не досягне температури насичення пари.

На інтенсивність теплообміну впливає товщина плівки конденсату і різниця температур потоку і стінки. При цьому, під дією сили тяжіння і руху парового потоку, конденсат стікає по поверхні, формуючи плівку з товщиною, що змінюється. Процес плівкової конденсації пари на поверхні ротора, що обертається, маловивчений і, ймовірно, він має нестабільний характер, пов'язаний як з формою поверхні (диск, циліндр і інше), так і з її обертанням.

У загальному випадку при зникненні плівки конденсату відбувається різке падіння інтенсивності теплообміну. Коефіцієнти тепловіддачі стрибкоподібно знижуються від 2500÷6000 Вт/(м²K) до значень, характерних для теплообміну в однофазному середовищі при відносно невеликій швидкості потоку перегрітої пари $(30\div1500 \text{ Bt/}(\text{m}^2\text{K})).$

Аналіз і порівняння декількох критеріальних залежностей і підходів до визначення КТВ при плівковій конденсації і випаровуванні пари представлені в роботі [71]. Uche J. та ін. також проводили зіставлення з експериментальними даними з метою встановити більш точний метод визначення КТВ на заданих режимах. Автори прийшли до висновку, що хоча представлені методики якісно описують процеси, що відбуваються при конденсації і випаровуванні, але щоб отримати більш достовірний результат потрібна адаптація методів, які використовуються, до конкретних випадків.

У роботах вітчизняних авторів [49, 52, 60, 61, 72, 73] рекомендації щодо визначення теплових граничних умов при наявності процесу плівкової конденсації пари для розрахунків теплового і термонапруженого станів не представлені (крім монографії [49], в якій узагальнені дослідження, виконані до теперішнього часу), хоча саме цей процес вносить найбільшу невизначеність в термоміцнісний аналіз елементів турбін при її пусках з холодного стану.

Роботи О. Ю. Черноусенко [19, 65, 74, 75], узагальнені в дисертації і монографії [19, 75], присвячені визначенню залишкового ресурсу високотемпературних елементів турбін з використанням сучасних чисельних методів і програмних комплексів. Розроблений автором комплексний підхід до оцінки залишкового ресурсу елементів ПТ був використаний для рекомендацій щодо продовження експлуатації турбін потужністю 200 МВт на ряді ТЕС України.

Проблемами термонапруженого стану і малоциклової втоми елементів ПТ займалися О. Ш. Лейзерович, О. Д. Трухній, В. І. Берлянд, О. Ю. Черноусенко, М. Г. Шульженко, та інші [25, 28, 45, 56, 57, 66, 76-86]. Основна увага в цих роботах приділена розрахункам термонапруженого стану роторів ЦВТ і ЦСТ ряду турбін, які працюють в умовах високотемпературних навантажень.

Питанням визначення ресурсу високотемпературних роторів парової турбіни Т-250/300-240 і оцінці їх залишкового ресурсу присвячений цикл робіт [87-89]. У частині автори розглядають технологію першій розрахункової оцінки індивідуального ресурсу високотемпературних роторів ПТ, відповідної першої стадії руйнування – зародженню мікротріщин під впливом повзучості і малоциклової втоми. У другій і третій частинах наводяться дані щодо оцінки теплового і напружено-деформованого станів роторів, статичної і малоциклової пошкоджуваності роторів при різних варіантах навантаження, виробленого і залишкового ресурсу. Досліджено вплив перехідних режимів роботи на спрацьовування ресурсу РВТ та РСТ турбіни Т-250 Харківської ТЕЦ-5. У роботі узагальнені результати розрахункового дослідження і наведені пропозиції щодо продовження термінів експлуатації цих роторів.

Численні дослідження термоміцнісного стану елементів ПТ з використанням програмних комплексів, що реалізують метод скінчених елементів, представлені в зарубіжних публікаціях за останній час [90-97].

Методика розрахунку теплових граничних умов для ПТ на основі емпіричного підходу розглянута в [90]. Основний акцент в роботі зроблений на моделювання теплового стану типової ПТ з використанням методу скінчених елементів (МСЕ). Результати теплових розрахунків порівнювалися з даними вимірів на електростанції з метою перевірки і вдосконалення представленої методології.

Дослідження теплового стану турбіни в процесі передпускового прогріву і пуску з холодного стану представлено в роботі [91]. Для цього була розроблена детальна скінчено-елементна (СЕ) модель турбіни, яка включала в себе ротор, корпуси, клапани та основні паропроводи, що дозволяло врахувати взаємодію між цими компонентами. Для визначення теплових граничних умов в [92] використовувалися критеріальні рівняння. Досліджувалося відносне переміщення ротора і корпуса турбіни з використанням спрощеної СЕ моделі.

У роботах [93, 94] основний акцент зроблено на розрахунок термонапружень і оцінку ресурсу ротора турбіни, що працює на надкритичних параметрах пари. При цьому враховувався спільний вплив МЦВ і повзучості. Термоміцнісний аналіз ротора турбіни для номінального режиму роботи представлений в [95]. Тут же наведено короткий огляд факторів, що впливають на ресурс ротора: втома (малоциклова і багатоциклова), повзучість і методи їх аналізу. Методологія визначення теплового стану ротора в процесі останова, яка заснована на спільному CFD - тепловому розрахунку, опублікована в [96]. Визначення ресурсу корпусу ПТ з урахуванням взаємодії малоцикловой втоми і повзучості розглянуто в роботі [97] для номінального режиму і режиму пуску.

Аналіз розглянутих публікацій дозволяє для розрахункових досліджень використовувати такі методологічні підходи:

1) створення скінчено-елементної моделі, що забезпечує високу точність результатів розрахункового дослідження;

2) визначення достатнього числа областей на поверхні виділеного елемента турбіни і визначення КТВ для поверхонь виділеного елемента з урахуванням процесу плівкової конденсації, струминного характера течії пари;

3) визначення критичних областей для елементів турбіни з точки зору обмеження ресурсу компонента;

4) визначення температурних полів і полів термонапружень при змінних режимах роботи турбоустановки;

5) моделювання конструкції з урахуванням особливостей нелінійного розрахунку (з урахуванням пластичності);

6) вибір методу оцінки ресурсу турбіни і життєвого циклу її компонент;

7) розробка способів подовження ресурсу турбіни.

Незважаючи на очевидний факт наявності плівки конденсату на елементах ПТ при пуску з ХС і його істотний вплив на напружено-деформований стан конструкції, вплив процесу плівкової конденсації в більшості випадків ніяк не враховується при розрахунку термоміцності і ресурсу елементів турбіни. Методологія визначення граничних умов теплообміну при врахуванні конденсації на нестаціонарному режимі пуску/останова турбіни також відсутня (потрібен алгоритм визначення часу, при якому плівкова конденсація пари має місце, і часу, коли плівка конденсату випарувалася).

Вкрай мало результатів отримано за визначенням граничних умов теплообміну на поверхнях при наявності процесу плівкової конденсації пари. Практичні рекомендації та методики розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при плівковій конденсації пари на реальних конструкціях недостатньо представлені в літературі.

Рівень деталізації досліджуваних моделей також має бути підвищений. Сучасні програмні комплекси на основі методу скінченних елементів і обчислювальна техніка дозволяють будувати математичні моделі з великим числом ступенів свободи, що забезпечують високу точність результатів. Разом з цим, розбиття поверхонь досліджуваного елемента на більше число зон для призначення теплових граничних умов (базуючись на фізиці течії потоку), призведе до уточнення результатів завдяки менш значного усереднення параметрів.

1.5 Постановка задач дослідження

У теперішній час до задач дослідження термонапруженого стану, надійності і залишкового ресурсу елементів парових турбін привернуто увагу багатьох вчених і інженерів. Особливо інтенсивно досліджується термонапружений стан роторів ЦВТ, ЦСТ і корпусних елементів, які працюють в умовах високих температур при великих навантаженнях. Це пояснюється складністю прогнозування поведінки елементів, що розглядаються, особливо при нестаціонарних режимах роботи турбін, пов'язаних з пусками з різних теплових станів і остановами. Незважаючи на значну кількість результатів досліджень в цій області, слід відзначити ряд невирішених задач і проблемних питань визначення теплового, термонапруженого станів і ресурсу високонавантажених роторів парових турбін:

1) методика визначення граничних умов теплообміну на поверхнях елементів турбін при наявності процесу плівкової конденсації пари розвинена недостатньо;

2) методика поділення поверхонь елементів турбіни на зони для призначення теплових ГУ може бути поліпшена шляхом кращої деталізації, яка базується на фізиці течії потоку;

3) точність результатів аналізу теплового, термонапруженого станів і ресурсу високотемпературних роторів парових турбін повинна бути підвищена шляхом деталізації розрахункових моделей.

Постановка задач дослідження.

1. Розробити підхід до аналізу теплового і термонапруженого станів роторів парових турбін великої потужності, який враховує процес плівкової конденсації і струминний характер течії пари в ущільненнях ступінчатого типу.

2. Застосовуючи уточнений підхід, виконати дослідження нестаціонарного теплового і термонапруженого станів РВТ парової турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пуску з ХС, ГС і останова, враховуючи особливості конструкції і технології пуску турбоагрегату, вирішивши наступні задачі:

2.1) провести аналіз роботи ущільнень ЦВТ в передпусковий і пусковий періоди з урахуванням роботи схеми ущільнень, а відповідно і всіх схемних перемикань при операціях пуску, останова, режимах набору і зміни потужності;

2.2) необхідно проаналізувати теплові граничні умови на поверхнях елементів турбін з урахуванням структури потоку і плівкової конденсації пари;

2.3) з урахуванням особливостей передпускового прогріву турбіни К-325-23,5 (подача пари через вихлопний патрубок з котлоагрегату) розробити методологічні підходи визначення тисків у камерах ущільнень і визначення граничних умов в ПКУ і ЗКУ;

2.4) оцінити вплив технології пуску турбіни на тепловий, термонапружений стани і ресурс.

3. Розробити заходи щодо збільшення допустимого числа пусків парової турбіни К-325-23,5 на основі аналізу малоциклової втоми РВТ.

1.6 Висновки до розділу 1

У цьому розділі проведено огляд публікацій стосовно проблем аналізу теплового, напруженого станів і надійності елементів парових турбін. Розглянуто методологічні підходи до розрахунку теплових граничних умов, а також до вирішення теплової задачі і розрахунку міцності конструкцій на нестаціонарних режимах роботи. Виконано аналіз процесів, які проходять в період між подачею пари на кінцеві ущільнення та подачею пари з котла через вихлопний патрубок за умов робот схеми ущільнень для парової турбіни К-325-23,5.

Огляд публікацій вітчизняних і зарубіжних авторів свідчить про те, що, незважаючи на значну кількість результатів, отриманих стосовно цієї тематики, ряд питань і задач є актуальними і потребують вирішення.

На основі виконаного аналізу стану проблеми можна сформулювати основну задачу дисертаційної роботи: використовуючи сучасні методи до розрахунку термонапруженого стану елементів парових турбін, створити вдосконалений підхід, що враховує вплив процесу плівкової конденсації і фізику течії потоку на термонапружений стан ротора турбіни в процесі пуску. Тільки використання детальної математичної моделі задачі дозволить описати НДС конструкції з високою точністю. Особливу увагу слід приділити розробці методологічних рекомендацій щодо розрахунку КТВ в умовах плівкової конденсації пари на поверхнях елементів парової турбіни. З використанням розроблених рекомендацій щодо розрахунку КТВ в умовах плівкової конденсації пари на поверхнях елементів парової турбіни. З використанням розроблених рекомендацій щодо розрахунку КТВ в умовах плівкової конденсації пари на поверхнях елементів парової турбіни. З використанням розроблених рекомендацій щодо розрахунку КТВ в умовах плівкової конденсації і вдосконаленого підходу до аналізу термонапруженого стану елементів парових турбін необхідно провести розрахунок РВТ нової турбіни ПАТ «Турбоатом» К-325-23,5 з метою перевірки надійності і ресурсу.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ, ТЕПЛОВОГО ТА ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

Визначення температурного стану основних вузлів турбомашини базується на граничних умовах теплообміну на поверхнях деталей парової турбіни, що залежать від розподілу параметрів пари (тиску, температури, швидкості потоку) на елементах турбіни. Залежність граничних умов від параметрів пари виводиться на основі експериментальних досліджень на експлуатуючихся об'єктах чи моделях конструкцій або з залученням методів вирішення обернених та сполучених задач теплообміну [49]. Методологічний підхід до визначення умов теплообміну на елементах парової турбіни, що розвивається в дисертаційній роботі, базується на експериментальних дослідженнях та даних чисельного моделювання.

2.1 Визначення параметрів пари в міжкорпусному просторі і на елементах ротора

2.1.1 Методика визначення коефіцієнтів тепловіддачі в міжкорпусному просторі і його вплив на роботу переднього кінцевого ущільнення

Прогрів ротора в зоні переднього кінцевого ущільнення (ПКУ) в передпусковий період тісно взаємопов'язаний зі зміною тиску в камерах, який визначає напрямок руху в секціях ПКУ (між камерами) і від параметрів пари, яка надходить в камери ПКУ [3]. Конструкція ПКУ виконана таким чином, що при надходженні пари через вихлопний патрубок у внутрішній об'єм ЦВТ (прогрів з боку вихлопного патрубка) в секціях ПКУ змінюються як рівень тиску, так і напрямок парового потоку. Це потребує створити підхід до визначення КТВ в міжкорпусному просторі [15].

На етапі подачі пари через вихлопний патрубок в передпусковий період для визначення тиску в камері 7 ПКУ (див. рис. 1.1) необхідно визначити тиск і температуру пари в міжкорпусному просторі (МКП). Течія пари в МКП має

струминний характер і супроводжується замкнутими вихровими областями [49]. Кількість повітря в МКП до надходження в нього пари при температурі і тиску навколишнього простору (P = 100 кПа, T = 20 °C) дорівнює $M_B = 0,624$ кг.

При русі струміня пари уздовж поверхні він змішується з повітрям, і плівкова конденсація пари відбувається при вмісті повітря менше 1 %. Повітря з МКП видаляється через дренажі у вигляді пароповітряної суміші.

При визначенні граничних умов на поверхнях МКП враховується структура потоку, наведена на рис. 2.1 [49], а саме: течія напівобмеженого струміня уздовж поверхні без відриву; течія, що повертається від поверхні в області відриву струміня.



Рис. 2.1 – Структура потоку пари в МКП у період передпускової підготовки [49]

На рис. 2.1 наведені позначення в залежності від інтенсивності вихрових зон [49]:

- (А) область формування вихора при виході струміня в МКП;
- (Б) область прилипання потоку;
- (В) область вихра на поверхні зовнішнього корпуса;
- (Г) область руху основного потоку уздовж поверхні зовнішнього циліндра;
- (Д) область руху потоку в щілині між зовнішнім і внутрішнім корпусом перед входом в переднє кінцеве ущільнення;
- (Е) область вихру в уступі на вході струміня в міжкорпусний простір;
- (Ж) область вихрової системи при обтіканні виступу;
- (3) область вихору при обтіканні виступу;

(И) – область вихра на поверхні внутрішнього корпуса;

(К) – область прилипання струміня;

(Л) – локальний відрив у вигляді замкненої полості;

(М) – область підлипання потоку;

(Н) – область вихрової структури на поверхні внутрішнього цилиндра;

(O) – область впливу основного потока за вихровою системою;

(П) – область течії в щелині між зовнішнім і внутрішнім корпусом;

(Р) – область відриву потока в межах камери ПКУ.

При визначенні КТВ на ділянках поверхонь корпусів при плівковій конденсації пари враховується повітря, величина якого залежить від часу видалення його з МКП.

КТВ нерухомої пари на поверхні згідно [51, 52, 98] приймалася по залежності, отриманою Нуссельтом

$$\bar{\alpha}_{\rm H} = 0,728 \cdot \sqrt{\frac{\lambda'^3 \cdot g \cdot r \cdot (\rho' - \rho'')}{\nu' \cdot \Delta t \cdot L}},\tag{2.1}$$

де λ' – теплопровідність плівки конденсату; ρ' – щільність конденсату; ρ'' – щільність пари; g – прискорення вільного падіння; r – внутрішня теплота конденсації; ν' – кінематична в'язкість конденсата; L – довжина ділянки, яка розглядається; $\Delta t = t_s - t_{cr}$ – температурна різниця між температурами насичення t_s і поверхні t_{cr} .

Вплив швидкості руху пари на коефіцієнти тепловіддачі може бути враховано на підставі експериментальних даних, наведених Л. М. Зисіною-Моложен в [55].

Для пари, що повільно рухається при турбулентному русі в плівці, використовується залежність згідно [98]

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_{\rm H}} = 1 + 0.013 \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0.5} \cdot \frac{W''}{(g \cdot \nu')^{1/3}} \quad . \tag{2.2}$$

Для пари, що швидко рухається

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_{\rm H}} = 1 + 0,0018 \cdot K \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0.5} \cdot \frac{W''}{(g \cdot \nu')^{1/3}} \cdot Re''_{L}^{0.4} , \qquad (2.3)$$

де $\bar{\alpha}$ – КТВ для пари, що рухається; $\bar{\alpha}_{\rm H}$ – КТВ для нерухомої пари; W'' – швидкість парового потоку при нульовій вологості; $Re_L = \frac{W'' \cdot L}{\nu''}$ – число Рейнольдса; $K = \frac{r}{c''_p \cdot \Delta t}$ – критерій тепловиділення при конденсації; C''_p – питома теплоємність пари.

Перехід від пари, що повільно рухається, до пари, що рухається швидко, може бути визначений комплексом $\frac{\overline{\alpha}}{\alpha_{\rm H}} = \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \cdot Re''_{L}^{0,4} \cong 430$, який отримано при обробці експериментальних даних руху пари уздовж поверхні [55].

У міжкорпусний простір надходить перегріта пара, перегрів якої визначається температурною різницею $\delta t = t - t_s$, де t – температура перегрітої пари.

Тепло перегріву, що передається конденсату, дорівнює $C''_p \cdot \delta t$ і розглядається як добавка до внутрішньої теплоти конденсації $r + C''_p \cdot \delta t$. У цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі при наявності перегріву пари

$$\bar{\alpha}_{\Pi\Pi} = \bar{\alpha}_{\rm H} \cdot \sqrt[4]{1 + C''_p \cdot \frac{\delta t}{r^*}},\tag{2.4}$$

де $r^* = r + \frac{2}{3} \cdot C'_p \cdot \delta t$ – приведене тепло конденсації; C'_p – питома теплоємність конденсату.

При плівковій конденсації вологої пари, що має ступінь сухості $\chi < 1,0$, кожен кілограм пари передає ділянці поверхні деталі через плівку конденсату кількість тепла, яка дорівнює $\chi \cdot r$. Тому для оцінки КТВ можна прийняти $\alpha_{\rm BR} = \alpha_s \cdot \sqrt[4]{\chi}$.

Наявність газів (повітря), які не конденсуються у водяній парі, призводить до істотного зниження КТВ. Концентрація повітря в парі становить $\aleph = \frac{G_{\rm B}}{G_{\rm n}}$, де $G_{\rm B}$ - доля повітря в секундній витраті чистої пари $G_{\rm n}$.

КТО при наявності повітря в МКП може визначатися як [51, 98]

$$\frac{\overline{\alpha}_{\text{в}}}{\overline{\alpha}} = 1 - 1,811 \cdot \sqrt[4]{\aleph} \text{ при } 0 \le \aleph \le 0,04;$$
(2.5)

$$\frac{\overline{\alpha}_{\scriptscriptstyle B}}{\overline{\alpha}} = \left(\frac{\alpha_{\scriptscriptstyle B}}{\alpha}\right)_{\aleph=0,04} - 1,25 \cdot (\aleph - 0,04) \text{ при } 0,04 < \aleph \le 0,08.$$
(2.6)

При ламинарній течії плівки по увігнутій поверхні, що утворюється при плівковій конденсації чистої пари [73], КТВ визначається по залежності

$$\bar{\alpha} = \frac{7986}{\sqrt[4]{R \cdot \Delta t}} \cdot (0,056 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot t_s - 1,45 \cdot 10^{-5} \cdot t_s^2), \tag{2.7}$$

де *R* – радіус увігнутої поверхні.

Наведені залежності для значень КТВ з урахуванням впливу додаткових факторів і схеми руху струміня дозволяють оцінити витрату пари, що конденсується на поверхнях міжкорпусного простору при русі парового потоку.

Для визначення теплових ГУ на елементах турбіни (КУ, ПЧ, МКП) необхідно мати параметри пари, що омиває відповідні поверхні. У статті [5] наведено алгоритм визначення характеристик пари і його наявність в секціях кінцевих ущільнень. Це дозволяє визначити витрату пари з камер, що мають дренажі, і характеристики течії в кожній камері. Тиск в камерах кінцевих ущільнень визначався з урахуванням гідравлічного опору елементів системи дренажів, перепускних паропроводів і МКП.

Для того, щоб визначити параметри пари в МКП і в камері 7 (рис. 1.3) на етапі подачі пари через вихлопний патрубок, необхідно розрахувати тиск і температуру на вході в МКП (на виході з кільцевої щілини між внутрішнім корпусом і обоймою, розташованою за 9-м ступенем). Пара з температурою, що змінюється в часі від 190 °С до 290 °C (див. рис. 1.3 а), через кільцеву щілину потрапляє в МКП, температура елементів якого дорівнює 20 °C, і конденсується, не потрапляючи в камеру 7 до тих пір, поки температура металу не досягне температури насичення пари. Критерієм для визначення часу плівкової конденсації було вибрано рівність температури ділянок поверхонь внутрішнього і зовнішнього корпусів температурі насичення пари. Для того, щоб визначати температуру поверхні в різні часові інтервали, виконано розрахункове дослідження визначення нестаціонарного температурного поля товстостінної деталі при ряді постійних значень коефіцієнтів тепловіддачі, які задавалися з кроком 250 BT/(m²K) в діапазоні зміни KTB від 1500 до 4750 BT/(m²K).

Результати визначення площі ділянок поверхні МКП для зовнішнього і внутрішнього корпусів наведені в табл. А1 додатка А.

При визначенні КТВ на поверхні внутрішнього корпуса додається площа поверхні фланців, яка омивається подовжнем струменем пари, і становить 6,890 м². При цьому площа поверхні шпильок, врахована, виходячи з їх однакового розміру.

Через МКП проходять 4-и паропроводи свіжої пари, загальна площа поверхні яких становить $F_{nap}=1,7332 \text{ m}^2$. Площа поверхні шпонкових виступів в МКП дорівнює $F_{mn}=2.0,016=0,032 \text{ m}^2$, вертикальних торцевих шпонок між внутрішнім і зовнішнім корпусами в області паровпуска $F_{B.m.}=0,04 \text{ m}^2$. Наведені площі ділянок на поверхнях МКП дозволяють виконати оцінку витрати пари, що конденсується, в часі.

Врахування наявності повітря, течії пари на поверхнях зовнішнього та внутрішнього корпуса, впливу швидкості руху пари на КТВ та результати дослідження нестаціонарного температурного поля товстостінної деталі дозволили визначити час конденсації пари на повехні МКП, який дорівнює 12 хвилин. Після закінчення конденсації, пара з МКП потрапляє в камеру 7 ПКУ (рис. 1.1) з тиском та температурою такими, як в вихлопному патрубку [3, 5, 15]. Для подальшого визначення витрат через кінцеві ущільнення та проточну частину враховуються отримані результати.

2.1.2 Методика визначення параметрів пари в камерах ущільнень

Алгоритм визначення параметрів пари в кінцевих ущільненнях на режимі набору вакууму, який дозволяє врахувати витрату пари з камер в дренажі і визначити характеристики течії в кожній камері, наведений в [3]. При цьому визначаються характеристики течії пари (витрати, тиск, температури) в кожній секції ущільнень при існуючій технологічній схемі прогріву ЦВТ турбіни К-325-23,5 на етапах передпускової підготовки та пуску турбіни. Використовуючи отримані результати були визначені КТВ на поверхнях ротора в зоні кінцевих ущільнень на етапі підготовки турбіни до пуску в умовах конденсації руху перегрітої пари [6].

Всі камери кінцевих ущільнень з'єднані дренажною системою з конденсатором. Така конструкція при подачі пари на ПКУ та ЗКУ і відкритих дренажах призводить до локального омивання секцій ущільнення і прогрівання ротора тільки в цих місцях.

Тиск в камерах ущільнень визначається з урахуванням гідравлічного опору елементів системи дренажів, перепускних паропроводів і МКП. Швидкість в трубопроводах дренажів в умовах виносу конденсату в потоці пари визначається як

$$C_{\rm Tp} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\nu \cdot \Sigma \, \xi}},\tag{2.8}$$

де $\Delta P = P_{\text{Bx}} - P_{\kappa}$ – перепад тисків; P_{Bx} – тиск в камері ущільнення, тобто $P_{\text{Bx}} = P_i^{\kappa}$; P_{κ} – тиск в конденсаторі; ν – питомий об'єм в камері ущільнення (на вході в дренажі); ξ – загальне гідравлічний опір елементів системи дренажів, який визначався як $\xi = \xi_{\text{Bx}} + \xi_{\text{Tp}}^{\text{TpeH}} + \xi_{\text{BeHT}} + 2 \cdot \xi_{\text{пов}}$, де ξ_{Bx} – місцевий гідравлічний опір на вході в трубу; $\xi_{\text{Tp}}^{\text{TpeH}}$ – гідравлічний опір тертя в трубі; ξ_{BeHT} – гідравлічний опір засувки; $\xi_{\text{пов}}$ – гідравлічний опір повороту. В даному випадку для елементів системи дренажів загальний гідравлічний опір дорівнює $\xi = 10,3$.

Витрата паровологої суміші може бути визначена з використанням формули

$$G = \frac{1}{\nu} \cdot C_{\rm Tp} \cdot f_{\rm Tp}, \qquad (2.9)$$

де $f_{\rm Tp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площа перерізу паропроводу дренажу.

Витрата пари через кожну камеру ущільнення визначається як зміна витрати через кожну секцію ущільнення.

При докритичному витіканні пари з останнього зазору, який розташований між гребенем і поверхнею виступу або впадини на роторі в секції ущільнення, може бути використана залежність, запропонована А. Стодолою [99]

$$G_{\rm yu} = \mu \cdot f_{\rm 3a3} \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{z \cdot P_1 \cdot \nu_1}},$$
 (2.10)

де $f_{3a3} = \pi \cdot D \cdot \delta_y$ – площада зазору між гребенем ущільнення і поверхнею ротора; D – середній діаметр зазору; δ_y – розмір зазору; z – кількість гребенів в секції ущільнення; P_1 , v_1 – тиск і питомий об'єм в камері перед секцією ущільнення; P_2 – тиск в камері за секцією ущільнення; μ – коефіцієнт витрати пари через зазор ущільнення, що залежить від відносної величини $\frac{\delta_y}{\Delta} = \bar{\delta}_y$, де Δ – довжина кромки ущільнення.

Розглядаючи окремий випадок, коли повна зміна тиску в секції ущільнення $\Delta P = P_1 - P_2$ мала у порівнянні з P_1 , рівняння (2.10) перетвориться до виду

$$G_{\rm yu} = \mu \cdot f_{\rm 3a3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{z \cdot \nu_1}}.$$
 (2.11)

У разі, якщо в зазорі, який сформований останнім гребенем в секції ущільнення, виникає критична швидкість ($C_y = \alpha_{\kappa p}$) витрата пари через секцію визначається цією швидкістю і дорівнює

$$G_{\rm yu} = \mu \cdot f_{\rm 3a3} \cdot \sqrt{\frac{1}{z + \alpha_{\rm Kp}^{-2} - 1} \cdot \frac{P_1}{\nu_1}},$$
 (2.12)

де $\alpha_{\rm кp} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1}}, k$ – показник адіабати.

Для перегрітої пари k = 1,3 формула (2.12) може бути представлена як

$$G_{\rm yu} = \mu \cdot f_{\rm 3a3} \cdot \sqrt{\frac{1}{z+1.4} \cdot \frac{P_1}{\nu_1}}.$$
 (2.13)

Щоб в останньому зазорі виникла критична швидкість для перегрітої пари при *k* = 1,3 повинна виконуватися умова

$$\frac{P_2}{P_1} \le \frac{0.85}{\sqrt{z+1.4}}.$$
(2.14)

Наведені залежності (2.9)-(2.11), (2.13) і (2.14) дозволяють побудувати алгоритм визначення параметрів пари в кожній камері ущільнення, від камери, в яку подана пара з найбільш високим потенціалом, з урахуванням витрати пари з КУ через дренажі.

При наборі вакууму знижується тиск в конденсаторі і, отже, в КУ. Для визначення характеристик течії пари в ущільненні час набору вакуума був розділений на три частини (рис. 1.3 а). Для кожного інтервалу виконано розрахунок з урахуванням середніх параметрів на режимах докритического витікання пари з останнього зазору в кожній секції між камерами. Під час набору вакууму відбувається зниження тиску в камерах через дренажі (G₃, G₉) і, відповідно, перерозподіл витрат у секціях КУ. У табл. 2.1 наведені результати визначення витрат пари через секції ущільнення і в дренажі при пуску з ХС [3, 5].

Таблиця 2.1

	Витрата пари через ЗКУ, кг/с				Витрата пари через ПКУ, кг/с								
Yac,													
XB.	G ₂₋₁	G ₂₋₃	G ₃	G ₃₄	G ₆₋₅	G ₇₋₆	G ₈₋₇	G ₉₋₈	G ₉	G_{10-9}	G ₁₀₋₁₁		
Передпускова підготовка (подача пари на кінцеві ущільнення)													
0,1	0,05	0,034	0,034	0,0008	0	0	0,0004	0,0006	0,031	0,032	0,05		
30	0,05	0,042	0,041	0,009	0	0	0,0005	0,0007	0,035	0,035	0,05		
45	0,05	0,047	0,046	0,001	0	0	0,0006	0,0007	0,038	0,038	0,05		
90	0,05	0,06	0,053	0,0015	0	0	0,0007	0,001	0,0473	0,048	0,05		
Передпускова підготовка (подача пари через вихідний патрубок)													
91	0,05	0,053	0,11	0,058	0	0	0,046	0,046	0,09	0,042	0,05		
101	0,05	0,053	0,11	0,058	0	0	0,046	0,046	0,09	0,042	0,05		
102	0,05	0,053	0,11	0,058	0	0	0,045	0,045	0,087	0,042	0,05		
105	0,05	0,053	0,11	0,058	0	0	0,045	0,045	0,087	0,042	0,05		
127	0,05	0,052	0,31	0,26	0	0	0,2	0,2	0,245	0,042	0,05		
140	0,05	0,051	0,4	0,35	0	0	0,27	0,27	0,314	0,045	0,05		
170	0,05	0,051	0,4	0,35	0	0	0,27	0,27	0,314	0,045	0,05		
172	0,05	0,0525	0,081	0,028	0	0	0,022	0,022	0,064	0,042	0,05		
179	0,05	0,0525	0,081	0,028	0	0	0,022	0,022	0,064	0,042	0,05		
Пуск турбіни з холодного стану													
180	0	0	Х	0	0,354	0,242	0,123	0,123	Х	0,067	0,067		
220	0	0	Х	0	0,354	0,242	0,123	0,123	Х	0,067	0,067		
250	0,13	0,13	Х	0,2	0,84	0,558	0,376	0,376	Х	0,11	0,11		
370	0,195	0,195	Х	0,36	1,396	0,771	0,486	0,486	Х	0,16	0,16		
400	0,31	0,31	Х	0,73	2,487	1,209	0,85	0,85	Х	0,26	0,26		
450	0,43	0,43	Х	0,85	2,902	1,265	1,04	1,04	Х	0,35	0,35		
480	0,49	0,49	Х	0,99	3,19	1,658	1,223	1,223	Х	0,4	0,4		
510	0,488	0,488	Х	0,99	3,17	1,648	1,216	1,216	Х	0,4	0,4		

Витрата пари через кінцеві ущільнення і дренажі при підготовці і пуску з ХС

За технологією пуску турбіни [47] під час передпускової підготовки із сполучної перемички котла через вихлопний патрубок за 90 хвилин до поштовху ротора подається пар з тиском від 0,6 до 1,0 МПа і температурою (290 – 350) °С (рис. 1.3 а), який проходить в ЗКУ, ПЧ і за 9-м ступенем в МКП. Там пар конденсується і після

закінчення конденсації потрапляє в ПКУ камери 7. Така технологія прогріву ЦВТ визначає умови прогріву РВТ під секціями ПКУ між ПЧ (камера 5) і камерою 7. Розподіл тиску пари в камерах ПКУ та ЗКУ, витрата через секції ущільнень наведені в табл. 2.1.

При такій схемі прогріву ЦВТ пар практично не надходить в секції між камерами 5 і камерою 7. Через МКП пар надходить в камеру 7 і далі рухається у напрямку до камери 11, з якої видаляється ежектором ущільнення. Витрата пари з камери 7 перевищує 0,27 кг/с, далі пара проходить до камери 9, в якій відбувається його змішування з парою, що надходить з камери 10, і видалення через дренажі. Таким чином, ділянка ротора між ПЧ і камерою 7 може незначно прогрітися за рахунок тепла, що надходить від диска регулюючого ступеня і від ділянки ущільнення між камерами 7 і 8.

2.1.3 Параметри пари в проточній частині ЦВТ турбіни К-325-23,5

В якості базового варіанту розподілу параметрів пари у кожному ступеню ЦВТ прийнято їх значення, які отримані в результаті теплового розрахунку турбіни К-325-23,5 для Углегорської ГРЕС (додаток В). Параметри пари, швидкість потоку та її складові для ступенів ЦВТ наведено в табл. А.2, А.3 додатка А.

Зазвичай теплові розрахунки турбіни проводять для номінального режиму, режиму максимальної потужності, гарантійного режиму. Розрахунки для пускових режимів можуть бути розглянуті з урахуванням розподілу ступенів ПЧ на відсіки та використанням рівняння Флюгеля [99]. Розподіл початкового тиску при номінальному режимі по ступенях і зміна тиску при переході на інші режими були прийняті згідно графіку пуску турбіни після поштовху ротора (рис. 1.3 б).

У проточній частини ЦВТ виділені три відсіки: регулюючий ступінь (1-й відсік), ступені тиску від 2-го до 9-го включно (2-й відсік), від 10-го ступеня до 12-го (3-й відсік). 1-й і 2-й відсіки розділені камерою регулюючого ступеня, 2-й і 3-й - відбором пари на підігрівач високого тиску з МКП. Зміни параметрів пари в перетинах ступенів для режимів, що задаються згідно з графіком пуску, залежать від розподілу теплових перепадів по ступеням. Приймається, що зміна параметрів пари в перетинах ступенів пропорційна зміні початкових параметрів пари перед ЦВТ, бо зниження потужності ЦВТ при зниженні початкових параметрів і витраті пари, відбувається при збереженні внутрішнього ККД ступенів. Виходячи з цього, проведено аналіз параметрів пари в кожному із ступенів, результати якого приведені у додатку А на рис. А.1-А.3.

Питомий обсяг перегрітої пари при пуску турбіни визначається на основі апроксимації його табличних даних в діапазоні зміни від параметрів при поштовху ротора до параметрів при номінальній потужності. Залежність для визначення питомого обсягу перегрітої пари визначається за рівнянням стану [49]

$$\nu_p = \frac{R \cdot T}{p},\tag{2.15}$$

де R – газова постійна, для перегрітої пари R = 461,57 Дж/(кг·К); T – абсолютна температура, К; p – тиск пари, Па.

Рівняння апроксимації набирає вигляду

$$\nu = 0,01 + 0,942 \cdot \left(461,57 \cdot \frac{T}{p} - 0,0102\right).$$
(2.16)

Швидкість потоку і її проекцій при змінних режимах залежать від зміни витрати і питомого обсягу.

Згідно формули Флюгеля [99] визначається витрата відмінна від номінальної

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{10}^2 - P_{20}^2}},$$
(2.17)

де індекс «0» відноситься до початкового (відомого) стану пари, індекс «1» – до параметрів пари перед відсіком, індекс «2» – за відсіком.

Для етапу пуску турбіни з холодного стану витрати приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Відносні витрати пари в відсіках ЦВТ для режимів пуску

Режим	1	2	3	4	5	6	7	8
1-й відсік	02215	0,1501	0,2695	0,4643	0,6082	0,8765	0,9279	1,00
2-й відсік	0,0129	0,12344	0,2485	0,4266	0,7796	0,9050	1,00	1,00
3-й відсік	0,01066	0,1136	0,2462	0,4208	0,6956	0,8475	1,00	1,00

Проточна частина ЦВТ включає регулюючий ступінь, що примикає до секторів соплового апарату та четвертої обойми переднього кінцевого ущільнення. У диску

виконано 5 розвантажувальних отворів діаметром 35 мм. Вихід пари з робочого колеса здійснюється в камеру регулюючого ступеня, в якій відбувається перехід потоку на менший радіус входу в ступінь тиску.

В діафрагмах ступенів тиску встановлені ущільнення ступінчатого типу з різною кількістю гребенів (додаток А табл. А.2). У дисках ступенів тиску виконано по 5 розвантажувальних отворів діаметром 40 мм. Для визначення структури течії в міжвінцевих і межступінчатих зазорах розроблена методика визначення витрати пари через ДУ і розвантажувальні отвори, з використанням формули (2.10), де z – кількість розвантажувальних отворів, f_{3a3} – площа отвору, μ – коефіцієнт витрати через отвори, P_1 і v_1 – тиск і питомий об'єм перед диском, P_2 – тиск за диском; для діафрагмових ущільнень формула (2.13).

Згідно геометричних розмірів ущільнень 2-12 ступенів (додаток А табл. А.2), площа щілини між гребенем і поверхнею ротора становить $F_y = 1,235 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$, а коефіцієнт витрати дорівнює $\mu = 0,73$ [99].

Перепад тисків на дисках ротора визначається ступенем реактивності на робочих лопатках, яка для 2-12 ступенів на номінальному режимі складає: 0,219 – для регулюючого ступеня, 0,149 – для 2-го ступеня, 0,189 – для 9-го, 0,221 – для 10-го, 0,232 – для 12-го ступенів. Це зумовлює перепад тисків на робочому колесі, який відповідає течії нестискаємого середовища і визначається із співвідношення (2.11), де ΔP – перепад тисків на диску; μ – коефіцієнт витрати пари через розвантажувальні отвори, рівний 0,4; v_1 – питомий об'єм пари на вході в розвантажувальний отвір.

При визначенні витрати через розвантажувальні отвори, як і витрати через ущільнення, прийнято, що тиск на вході і на виході з них, в першому наближенні, дорівнює тискам в кореневих перетинах лопаткових апаратів. Схема проточної частини і протічки пари в ступенях ЦВТ приведена на рис. 2.2.



а) - схема проточної частини; б) - протічки пари в ступенях ЦВТ

На рис. 2.2 ділянки руху пари позначені наступним чином:

- (1) міжвінцевий зазор від розвантажувального отвору до кореневого перетину лопатки апарату діафрагми;
- (2) діафрагмове ущільнення даного ступеня;
- (3) розвантажувальний отвір;
- (4) міжступінчатий зазор;
- (5) діафрагмове ущільнення наступного ступеня.

Результати визначення витрати пари через розвантажувальні отвори ступенів, ущільнення і в міжвінцевих і міжступінчатих зазорах наведені на рис. 2.3. Напрямок потоків в зазорах ступенів визначає вибір моделей теплообміну і пов'язаних з ним критеріальних рівнянь, за якими обчислюються значення КТВ на поверхнях ротора. У міжвінцовому зазорі регулюючого ступеня потік пари розділяється на два – перший проходить через розвантажувальні отвори, другий – спрямований в ПКУ. Паровий потік з розвантажувальних отворів диска 12-го ступеня також ділиться на два – потік, спрямований в ЗКУ і потік, спрямований в зазор між диском і ВП. На всіх режимах при пуску турбіни в міжвінцовому зазорі рух пари направлено як від периферії, так і від ущільнення до розвантажувальних отворів. При цьому течія від периферії до центру – окружна складова швидкості, що виходить з лопаточного апарату діафрагми, а течія з ДУ – осьова.



Рис. 2.3 – Схема потоків пари в ступенях ЦВТ при різних режимах (витрати в кілограмах за секунду)
Із рис. 2.3 видно, що у зоні розвантажувальних отворах відбувається поєднання потоків і витрата пари через розвантажувальні отвори дорівнює сумі витрат двох потоків, що мають різну температуру – t_0 для ущільнення і t_1 – для радіального потоку до розвантажувального отвору. Температура змішаної пари t_{cm} визначається як

$$t_{\rm CM} = \frac{t_{0}G_{\rm y} + t_{1}G_{3a3}}{G_{\rm y} + G_{3a3}},\tag{2.18}$$

де G_y – витрата пари через ущільнення, розташованого в діафрагмі ступеня; G_{3a3} – витрата пари в міжвінцовому зазорі від периферії до центру.

Із розвантажувальних отворів, розміщених на радіусі r_0 , в міжступінчатий зазор надходить паровий потік, що має окружну складову швидкості, яка дорівнює окружній швидкості диска

$$G_{u_{p_0}} = U_{r_0} = \omega \cdot r_0. \tag{2.19}$$

Аналіз витрат пари в елементах ступенів тиску показав, що витрата через ДУ менше витрати через розвантажувальні отвори для всіх ступенів тиску та режимів.

Отриманий розподіл потоків пари в ступенях ЦВТ [8] використовується для визначення КТВ на поверхнях дисків і ущільнень ротора, а також температури поблизу цих поверхонь.

2.2 Методологічний підхід до визначення граничних умов конвективного теплообміну на поверхнях елементів парової турбіни

2.2.1 Визначення граничних умов теплообміну на поверхнях ротора в області кінцевих ущільнень

Для визначення КТВ на поверхнях елементів ротора використовують критеріальні рівняння, які описують процеси теплообміну в ущільненнях, на полотнах і ободі диска [49]

$$Nu = A \cdot Re^m \cdot Pr^n, \tag{2.20}$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_p}$ – число Нуссельта; $Re = \frac{W \cdot d}{v}$ – число Рейнольдса; A – коефіцієнт пропорційності, який залежить в основному від геоментріі даного елемента; W – швидкість робочого тіла уздовж поверхні елемента; d – геометричний розмір; $v = \frac{\mu}{\rho}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; ρ – щільність робочого середовища; α – КТВ робочого середовища; λ_p – коефіцієнт теплопровідності робочого середовища; $Pr = \frac{v}{a}$ – число Прандтля; a – коефіцієнт температуропровідності робочого середовища.

Результати визначення осереднених коефіцієнтів тепловіддачі в ступінчатому ущільненні наведені в додатку Б табл. Б.1.

Критеріальні рівняння, які описують конвективний теплообмін для ряду елементів парових турбін, представлені в [49]. Вони описують теплообмін для стаціонарних і квазістаціонарних процесів в турбоустановках, що протікають в умовах однофазного середовища. При русі двофазного середовища (умови конденсації, випаровування, течії вологої пари) ці формули мають більш складний характер і часто вимагають необхідності їх адаптації до умов формування теплообміну на поверхнях конкретних елементів. Внаслідок високого значення КТВ при зміні агрегатного стану пари, коли $\alpha \approx 10^4$ Вт/(м²·C), вплив умов плівкової конденсації на температурне поле ротора і його зміна при фазовому переході може зробити істотний вплив на термонапружений стан ротора.

2.2.2 Уточнення умов теплообміну на поверхнях ротора в області ущільнень ступінчатого типу при русі однофазного середовища

На підставі розрахункових [100] і експериментальних [101] досліджень визначені граничні умови у впадинах ущільнень ступінчатого типу при однофазній течії пари з урахуванням струминного натікання і турбулентної пульсаційної швидкості робочого тіла [2, 4]. Для цього з теплового розрахунку і проекту ЦВТ турбіни приймалися параметри пари перед і за ступінчатими ущільненнями і геометричні розміри ущільнень. По параметрам пари визначалася осереднена по витраті швидкість витікання струміня із щілини між гребенем і поверхнею ущільнення з урахуванням коефіцієнта її звуження.

Методологічний підхід до визначення коефіцієнтів тепловіддачі у впадинах ущільнень ступінчатого типу був представлений в публікації [2], в якому враховані особливості формування теплообміну на поверхнях впадин і виступів ущільнень.

На рис. 2.4 представлена конфігурація степінчатого ущільнення, в якому камери формуються короткими і довгими гребенями.



Рис. 2.4 – Елемент ступінчатого ущільнення

У процесі тривалої експлуатації на поверхні цільнокованих роторів в зоні КУ парових турбін з'являються тріщини. Причина їх появи – термічна втома матеріалу, яка з'являється в тих місцях, де спостерігаються максимальні градієнти температур. Зазвичай ці місця відповідають різким кутовим переходам, галтелям і подібним конструктивним елементам.

Для визначення НДС ротора в зоні кінцевих ущільнень необхідно визначити КТВ на поверхнях елементів ротора, і перш за все на поверхнях кінцевих і діафрагменних ущільнень. На основі аналізу структури течії в ущільненнях ступінчатого турбіни К-325-23,5 розглянуто розподіл КТВ на поверхнях елементів ПКУ ротора ЦВТ, конструкція якого і параметри пари представлені на рис. 2.5 а, б [21].



Рис. 2.5 – Елемент ПКУ турбіни К-325-23,5:

а) - ділянка РВТ в зоні ПКУ; б) - геометричні розміри елемента ущільнення

ПКУ з боку генератора складається з 16 кілець, встановлених в пази обойм. Елемент ПКУ можна представити як «виступ-впадина-виступ» (див. рис. 2.4). У кожному кільці ущільнення виконано по 14 гребенів. Торці гребенів утворюють кільцеві зазори над виступами і впадинами ротора.

У вузькій кільцевій щілині потік прискорюється, формуючи струмінь, швидкість якого при натеканні на перпендикулярно розташовану поверхню практично зменшується до нуля. При цьому кінетична енергія струміня гаситься і переходить в теплову, а ентальпія потоку відновлюється до початкового рівня при більш низькому тиску. У наступних щілинах і камерах між гребенями процес повторюється, а тиск, по мірі проходження потоку через камери ущільнення, послідовно знижується, тобто формується процес дроселювання пари.

У [49] методом математичного моделювання для номінального режиму роботи турбіни К-325-23,5 отримана структура потоку в ущільненні (рис. 2.6). При витіканні пари з щілини в камері ІІ формується струминна течія, яка супроводжується вихором. У камері І при закінченні витіканні струміня із щілини відбувається його натікання на поверхню довгого гребеня і формуються два вихора – один у впадині, а другий – у верхній частині камери поблизу поверхні корпусу.



Рис. 2.6 – Структура течії пари в елементі ПКУ турбіни К-325-23,5 [49]

Формування КТВ на поверхнях впадини і гребеня методологічно може бути представлене в такий спосіб (рис. 2.7).



Рис. 2.7 – Елемент ущільнення ступінчатого типу:

а) - позначення поверхонь; б) - розподіл пари уздовж поверхоні ущільнення

Для визначення КТВ на поверхнях впадини ущільнення геометрична модель ротора представлена у вигляді розгорнутих в площину поверхонь «виступ-впадинавиступ», а течія пари розглянута як течія уздовж плоскої поверхні (рис. 2.7 б). При цьому приймається, що вплив областей гальмування в області натікання пари на значення середніх КТВ може бути враховано, виходячи з аналізу структури течії. Швидкість зовнішнього потоку в цих областях приймається як середнє значення на кожній дільниці по відношенню до значення швидкості на кордоні струміня і вихору. Аналогічна структура течії пари в елементі ПКУ спостерігається і в експериментальній моделі установки для дослідження газодинаміки струминних течій (рис. 2.8) [102]. Подібність структури течії в установці і в ступінчатому ущільненні дозволяє сформулювати задачу визначення КТВ при русі однофазного середовища наступним чином.



Рис. 2.8 – Умови струминної течії в елементах ущільнення і елементах моделі експериментальної установки:

а) - натікання струміня на гребінь ущільнення ступінчатого ущільнення;

б) -течія струміня у впадині ступінчатого ущільнення

Умови натікання і подальшого руху робочого середовища уздовж поверхні 1 і 2 в експериментальній установці (рис. 2.8 б) подібні течії на поверхнях d і е ущільнення (рис. 2.7 а). З огляду на те, що напруженими місцями ротора в області ущільнень є місця у впадинах, доцільно розглянути формування КТВ на цих поверхнях.

Аналіз течії робочого тіла в камерах ущільнення І та II (рис. 2.6) показав, що рух потоку в камері І можна розглядати як натікання плоского струміня на нормально розташовану до неї стінку з подальшим розтіканням уздовж поверхні гребеня.

Рух напівобмеженого струміня, що витікає із щілини, сформованої довгим гребенем і поверхнею впадин, вимагає більш детального дослідження. В якості характеристик напівобмеженого струміня при її русі по поверхні дна впадини можна прийняти максимальну швидкість витікання робочого тіла з щілини U_{max} , висоту щілини S_{ui} і довжину струміня до перпендикулярно розташованої прегради *l*.

Однак, з урахуванням обмеженої висоти щілини (для парових турбін на початку експлуатації 0,5-1,0 мм і при зносі гребенів в період між ремонтами – 1,5-2,0 мм), доцільно використовувати середньовитратну швидкість на зрізі щілини

$$U_{\rm cp} = \frac{G \cdot \nu}{f_{\rm ull}},\tag{2.21}$$

де G – масова витрата пари через сегмент ущільнення; v – питомий об'єм робочого середовища в камері II; $f_{\rm щ} = \pi \cdot d_{\rm щ} \cdot S_{\rm щ}$ – площа щілини між гребенем і циліндричною поверхнею впадини; $d_{\rm u}$ – діаметр щілини.

При цьому можна прийняти, що середньовитратна швидкість U_{cp} приблизно дорівнює максимальній U_{max} в ядрі потоку.

На рис. 2.9 наведено розподіл відносної швидкості напівобмеженого струміня, отриманий експериментально, при її натеканні на нормально розташовану поверхню. Струмінь витікає з плоскої щілини і рухається уздовж поверхні *d* (рис. 2.7 а), при цьому швидкість змінюється від нульової до максимальної при великих значеннях *y*. Одночасно, наявність вихору в камері додатково турбулізує натікаючий струмінь, що впливає на рівень теплообміну на поверхні, яка протистоїть струменеві.



Рис. 2.9 – Зміна швидкості уздовж поверхні № 1 при натекания напівобмеженого струміня на перешкоду, отриманих експериментально

Слід врахувати, що наявність вихору в камері істотно впливає на формування пограничного шару на поверхні після повороту струміня, і, як наслідок, на течію струміня уздовж неї, а також на теплообмін на цій поверхні.

Вимірювання швидкості потоку поблизу стінки [102] дозволило адаптувати результати експерименту і визначити товщину приграничного шару, прийняту по точці перегину профілю швидкості в різних перетинах траверсування потока. Початок координат прив'язаний до кутової точки обмежуючих стінок (див. рис. 2.8 б).

Розвиток приграничного шару (рис. 2.10) дозволяє виділити три області течії струміня:

- 0 < $\bar{y} \le 4,4$ – область гальмування струміня при його розширенні до стінки; в області спостерігається мінімальний темп збільшення товщини приграничного шару δ ;

- в області 4,4< \overline{y} < 7,34 відбувається інтенсивне збільшення товщини прикордонного шару, що супроводжується поворотом вихрової структури;

- в області *y* ≥ 7,34 темп збільшення товщини прикордонного шару сповільнюється, що відповідає сталій течії струміня уздовж поверхні.

Такий характер зміни товщини прикордонного шару вплинув на розподіл КТВ на поверхні, що сприймає натікаючий струмінь (рис. 2.11).







Рис. 2.11 – Зміна КТВ на поверхні, яка перпендикулярна натекаючому напівобмеженому струменеві

В області гальмування струміня (0 $< \bar{y} < 3,7$) спостерігається найбільш високе значення КТВ (в [102] швидкість струміня на виході із щілини $U_0 = 120$ м/с, тиск на вході в щілину дорівнює 120 кПа, температура робочого тіла (повітря) складає 35 °С), не дивлячись на те, що швидкість робочого тіла в ній знижується до нульової. У точці повороту струміня швидкість відповідає нульовий, постійно збільшуючись в напрямку координати *у*. Відповідно до теорії формування приграничного шару на плоскій пластині, рівень КТВ в цій області повинен бути мінімальним. Тому, механізм формування КТВ в кутовій зоні при гальмуванні струміня істотно відрізняється від прийнятого для поздовжньо обтікаємої потоком пластини. Аналіз структури течії показав, що збільшений теплообмін в цій області може бути пояснений наявністю потужних турбулентних пульсаційних складових поздовжньої швидкості струміня, які зберігаються аж до зіткнення з поверхнею [101].

При цьому подовжня складова пульсаційної швидкості може бути визначена як

$$U' = \varepsilon_{\rm np} \cdot U_{\rm rp}, \qquad (2.22)$$

де ε_{np} – ступінь турбулентності струміня в поздовжньому напрямку, прийнята на зовнішньому границі області гальмування; U_{rp} – швидкість струміня на зовнішньому кордоні області гальмування, що визначається відповідно до теорії струминних течій [103].

Процес формування КТВ в області гальмування струміня (рис. 2.12) детально розглянуто в [101], де показано зв'язок максимального значення КТВ з пульсаційною складовою поздовжньої швидкості у вигляді $\alpha_{max} = k \cdot U'$ для конструкцій різного типу.



Рис. 2.12 – Схема формування КТВ в області гальмування

Тому, виходячи з поставленої задачі і приймаючи, що механізм формування КТВ в кутовій області впадини подібний викладеному в [101], доцільно визначити основні характерні параметри для течії напівобмеженого струміня у впадині ступінчатого ущільнення, розташованого на роторі в області переднього кінцевого ущільнення при течії однофазного середовища.

З теплового розрахунку ущільнення при заданій кількості гребенів по відомим залежностям [99] встановлюються витрата робочого тіла, тиск в кожній камері ущільнення, а за умовою постійності ентальпії при дроселюванні – питомий об'єм за кожним гребенем. Це дозволяє визначити середньовитратне значення швидкості струміня *U*_o на виході з щілини, що сформована кожним гребенем.

КТВ при будь-якому поточному значенні координати $\bar{y}_i = \frac{y_i}{s_{ui}}$ може бути представлений відносним значенням $\bar{\alpha}_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_{max}}$, де α_{max} визначається за рівнем турбулентності струміня через пульсаційну складову швидкості U'.

Залежність $\overline{\alpha}(\overline{y}_i)$ на поверхні, перпендикулярній осі струміня у впадині ущільнення, можна розглянути як її зміна в двох областях:

– вплив пульсаційної складової швидкості в діапазоні $0 < \bar{y} \leq \bar{y}_{rp}$;

– течія напівобмеженого струміня уздовж прямої поверхні $\bar{y} > \bar{y}_{\rm rp}$.

Таким чином, розглянута структура потоку у впадинах ступінчатого ущільнення дозволяє відзначити, що рівень КТВ в них суттєво відрізняється від прийнятих підходів. На значення КТВ в області натікання струміня визначальний вплив робить турбулентна складова напівобмеженого струміня, що може позначатися на рівні термонапружень в зоні ущільнень ступінчатого типу.

Виходячи з викладеної закономірності, далі розглянуто формування граничних умов теплообміну у впадинах ущільнень ступінчатого типу [4].

Визначення КТВ на поверхнях впадин і виступів ущільнення було виконано шляхом вирішення зв'язаної задачі теплообміну із залученням методів чисельного моделювання [49]. Але при цьому результати, які отримані з використанням програмних комплексів для розрахунку в'язкої течії робочого середовища, в кутових зонах впадин не збігаються з результатами фізичного моделювання.

На рис. 2.4 приведена схема елемента ступінчатого ущільнення парової турбіни, що включає два виступи з короткими гребенями і впадину з довгим гребенем. Поверхні гребенів і впадини формують щілину висотою S_{uq} , з якої витікає напівобмежений струмінь, що знаходиться в оточенні вихрових структур з високим ступенем турбулентності. Із зіставлення відносних значень КТВ на торцевій поверхні впадини, перпендикулярній течії напівобмеженого струміня, отриманих на підставі розрахункових [100] і експериментальних [101] даних, видно, що значення по висоті виступу ущільнення суттєво різняться (рис. 2.13). Так, максимальне значення $\bar{\alpha}_{max}$ в експериментальному дослідженні знаходиться в області $0,25 \le \bar{y} \le 3,0$, а в розрахунковому дослідженні - в області $3,0 \le \bar{y} \le 7,0$.



Рис. 2.13 – Відносні значення КТВ, які отримані розрахунково і експериментально

Наведені на рис. 2.13 результати свідчить про те, що фізичні процеси, які відбуваються в ущільненнях, в повному обсязі не відображаються в математичних моделях, побудованих на основі рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених по Рейнольдсу і використовують для замикання системи моделі турбулентності k- ε , k- ω та інші. При отриманні рішення не враховуються турбулентні пульсації швидкості, вплив яких на рівень КТВ відбувається в експериментальному дослідженні. Для цього необхідно розробити підхід до визначення КТВ, заснований на аналізі зіставлення результатів експериментальних [100] і розрахункових [101] досліджень. Виступи і впадини на роторі в ступінчатому ущільненні можуть бути представлені як поєднання плоских поверхонь. Для визначення КТВ на цих поверхнях доцільно використовувати критеріальне рівняння виду [51]

$$Nu = K \cdot Re^{n} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{S_{iii}}{H}\right)^{m}, \qquad (2.23)$$

де $Nu = \frac{\alpha \cdot S_{\text{щ}}}{\lambda}$ – число Нуссельта; $Re = \frac{U_0 \cdot S_{\text{щ}}}{\nu}$ – число Рейнольдса; K – коефіцієнт пропорційності, що залежить від форми поверхонь; Pr – число Прандтля; $S_{\text{щ}}$ – геометричний розмір щілини; H – відстань від зрізу щілини до торцевої стінки.

Результати обробки експериментальних даних течії напівобмеженого струміня, що контактує на зовнішній границі з розвиненим вихором, дозволили отримати показники степені для числа Рейнольдса n = 0,65 и для сімплікса $\left(\frac{S_{III}}{H}\right)^m$, де m = 0,5.

На рис. 2.14 показано коефіцієнт пропорційності, що забезпечує прив'язку результатів, отриманих експериментально і розрахунково, для області сталої течії ($\bar{y} = 6$).



Рис. 2.14 – Коефіцієнт пропорційності для розрахункових і експериментальних даних

Так як в ступінчатому ущільненні при русі струміня в оточенні вихрових течій ступінь турбулентності основної течії не вимірявся, то для використання результатів

розрахункового визначення КТВ доцільно прийняти значення α в точці, в якій спостерігається збіг розрахункових і експериментальних значень. В якості такої точки слід прийняти граничну точку y_{rp} (рис. 2.15), яка розділяє область 1 і область 2. Критеріальне рівняння для цієї точки може бути представлено у вигляді

$$Nu_{\rm rp} = 0.37 \cdot (\overline{H})^{-0.5} \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.43}, \qquad (2.24)$$

де $Nu_{rp} = \frac{\alpha_{rp} \cdot S_{m}}{\lambda}$; $Re_{m} = \frac{U_0 \cdot S_{m}}{v}$; $U_0 = \frac{G \cdot v}{\pi \cdot d_B \cdot S}$; $\overline{H} = \frac{H}{S}$; $S = \varphi \cdot S_{m}$ – розмір струміня на виході із щілини, м; φ – коефіцієнт звуження струміня, для щілини, сформованої гребенем φ =0,85; G – масова витрата пари через щілину ущільнення, кг/с; v – питомий об'єм пари на зрізі щілини, який визначається по тиску і температурі в камері II (рис. 2.4); d_{e} – діаметр впадини ущільнення під гребенем, що розглядається, м; λ - теплопровідність робочого тіла, $BT/(M^2 \cdot K)$; v – кінематична в'язкість робочого тіла, M^2/c ; H – відстань від зрізу щілини до стінки, м.



Рис. 2.15 – Положення граничної точки між областями 1 і 2

Критеріальне рівняння (2.24) отримано за результатами експериментального дослідження течії напівобмеженого струміня в кутовій області камери [104].

Гранична координата між областями 1 і 2 визначається наступним чином. При натіканні струміня на перпендикулярно розташовану площину і впливі на неї вихору зовнішня границя напівобмеженого струміня при розширенні розташовується під кутом $\Theta \approx 23^{\circ}$ [104]. Із геометричної побудови (рис. 2.15) положення точки y_{ep} може бути розраховане по залежності

$$y_{2p} = S + H \cdot tg\Theta. \tag{2.25}$$

Визначення КТВ в області 2 ($y_i > y_{ep}$) сталої течії напівобмеженого струміня уздовж поверхні з використанням критерію Nu_{rp} проводиться на підставі співвідношення

$$Nu_i = Nu_{\rm rp} \cdot \left(\frac{\bar{y}_{\rm rp}}{\bar{y}_i}\right)^{0,245},\tag{2.26}$$

де $\bar{y}_i = \frac{y_i}{s}$ - поточна відносна координата в області 2.

Коефіцієнт тепловіддачі в області 1 (0 < $y \leq y_{\rm rp})$ складається з двох складових

$$\alpha_i = \alpha_{\rm rp} + \Delta \alpha, \tag{2.27}$$

де *α*_{гр} – коефіцієнт тепловіддачі в граничній точці *у*_{гр}, який визначається на підставі рівняння (2.24); Δα – зміна КТВ при впливі пульсаційної складової швидкості.

Нехтуючи незначним зниженням α_i в кутовій точці, зайнятої локальним вихором невеликого розміру, зміна Δα в результаті обробки експериментальних даних може бути представлена залежністю

$$\Delta \alpha = \Delta \alpha_{max} \cdot (a + b \cdot \bar{y} + c \cdot \bar{y}^2), \qquad (2.28)$$

де $\bar{y} = \frac{\bar{y}}{\bar{y}_{rp}}$ змінюється від 0 до 1,0. При $Re > 2 \cdot 10^4$ рівняння (2.28) аппроксимується залежністью

$$\Delta \alpha(\bar{\bar{y}}_i) = \Delta \alpha_{max} \cdot (1 - 0.35 \cdot \bar{\bar{y}} - 0.65 \cdot \bar{\bar{y}}^2), \qquad (2.29)$$

де $\Delta \alpha_{max}$ визначається як $\Delta \alpha_{max} = \alpha_{max} - \alpha_{rp}$.

Обробка експериментальних даних [85] показала, що в діапазоні, який досліджується, геометричних розмірів і режимних параметрів при натіканні напівобмеженого струміня в прямий кут з наступним його поворотом відношення $\frac{\alpha_{max}}{\alpha_{rp}} \approx const$ і дорівнює 1,32. В цьому випадку значення $\Delta \alpha_{max}$

$$\Delta \alpha_{max} = \alpha_{\rm rp} \cdot \left(\frac{\alpha_{max}}{\alpha_{\rm rp}} - 1 \right) = 0.32 \cdot \alpha_{\rm rp}. \tag{2.30}$$

Струмінь, що надходить із щілини під малим гребенем в камеру і (рис. 2.10), натікає на поверхню довгого гребеня і вздовж нього рухається до поверхні впадини.

Поблизу поверхні впадини А потік розвертається на 90° і далі через щілину під довгим гребенем формує напівобмеженений струмінь. Рух напівобмеженого струміня уздовж поверхні А з початковою швидкістю U_0 турбулізується вихором, який обертається в камері ІІ, і може бути розглянуто як рух турбулентного напівобмеженого струміня, що турбулізірується вихором уздовж плоскої поверхні. У цьому випадку розподіл КТВ на поверхні А ступінчатого ущільнення описується рівнянням [51]

$$Nu_x = a \cdot Re^m \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\rm cp}}{Pr_{\rm cr}}\right)^{0,25},\tag{2.31}$$

де *Pr*_{ср} – число Прандтля при температурі середовища; *Pr*_{ст} – число Прандтля при температурі поверхні стінки.

Визначальний розмір *x* відраховується від зрізу щілини, що визначає швидкість *U*₀, яка приймається постійною і рівною середньовитратній швидкості на зрізі щілини, враховуючи обмежену довжину поверхні А за гребенем. Фізичні властивості робочого середовища приймаються по її температурі на вході в щілину.

Локальні значення КТВ на поверхні А в діапазоні $0 \le x \le x_{rp}$ (див. рис. 2.16) можуть бути розраховані на підставі формули [51]

$$Nu_{x} = 0.03 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{\rm cp}}{Pr_{\rm cr}}\right)^{0.25}.$$
 (2.32)



Рис. 2.16 – Формування КТВ на поверхні А

При натіканні напівобмеженого струміня на поверхню Б (рис. 2.16) в кутовій зоні виникає область гальмування потоку, в якій відбувається підвищення тиску за рахунок зниження динамічного напору. Границя області зменшення швидкості струміня віддалена від поверхні Б на відстань $h_{\rm T} = H - x_{\rm rp}$, де $x_{\rm rp}$ - межа зони гальмування, яка відлічується від зрізу щілини.

Положення граничної координати x_{rp} може бути визначено на підставі залежності $\overline{h}_{T} = 0,28 \cdot \overline{H}$, яка отримана за даними експеріметальних досліджень, наведених в [104], в інтервалі зміни $3 \le \overline{H} \le 10$

$$\bar{x}_{\rm rp} = \bar{H} - \bar{h}_{\rm T} = 0,72 \cdot \bar{H}, \qquad (2.33)$$

де $\overline{h}_{\mathrm{T}} = \frac{x_{\mathrm{гр}}}{S_{\mathrm{III}}}; \overline{H} = \frac{H}{S}.$

В області гальмування струміня поблизу поверхні Б відбувається зниження КТВ (див. рис. 2.16) відповідно до залежності

$$\alpha_i = \alpha_{\rm rp} \cdot (1 - \bar{x}^2), \tag{2.34}$$

де $\alpha_{\rm rp}$ – значення КТВ в граничній точці $x_{\rm rp}$, яке розраховане із рівняння (2.32); $\bar{x} = \frac{\bar{x} - \bar{x}_{\rm rp}}{\bar{H} - \bar{x}_{\rm rp}}$ – поточна координата в області гальмування між $x_{\rm rp} \le x \le {\rm H}$.

Наведені вище рівняння дозволяють визначати значення КТВ на поверхнях стінок ступінчатих ущільнень. Для цього з теплового розрахунку приймається витрата пари через ступінчате ущільнення, а з проектної документації – геометричні розміри ущільнення. За параметрами пари визначається середньовитратна швидкість витікання струміня з щілини ущільнення з урахуванням коефіцієнта її звуження і чисел Re_щ, Pr.

Отримані на основі експериментальних досліджень [101] значення КТВ в області натікання струміня при використанні критеріального рівняння (2.24) та залежностей (2.25)-(2.27) і (2.30) та в області руху напівобмеженого струміня при використанні критеріального рівняння (2.32) та залежностей (2.33), (2.34) точніше відображають фізичні процеси, що відбуваються поблизу кутових точок в камерах ущільнень парових турбін і забезпечують більш високу достовірність оцінки причин можливої появи тріщин в ступінчатих ущільненьннях. Результати визначення теплових граничних умов з урахуванням струминної течії пари приведені у додатку Б табл. Б.6.

2.2.3 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях ротора в зоні кінцевих ущільнень при плівковій конденсації пари

На даний час немає чіткого визначення КТВ при плівковій конденсації на поверхнях елементів роторів парових турбін, незважаючи на те, що врахування процесу плівкової конденсації впливає на тепловий та термонапружений стан.

У ПКУ при пуску турбіни з холодного стану за рахунок різниці температур пари і поверхні металу на першій фазі прогріву утворюється плівка конденсату. Плівкова конденсація пари на поверхні ротора відбувається, якщо температура поверхні нижче температури насичення пари при тиску, що надходить в ущільнення T_c < T_н(P_н).

Інтенсивність конденсації пари і перенесення тепла, яке відбувається при цьому, залежить від швидкості протікання окремих процесів, на які можна розділити загальний процес: процес пливкової конденсації і відведення теплоти пароутворення, яка виділилася від поверхні конденсації через шар конденсованої фази.

КТВ, що характеризує тепловиділення на поверхні через плівку конденсату, при русі пари уздовж поверхні елементів ротора може бути представлений як [52]

$$\overline{\alpha}_{\text{конд}} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{\tiny $\mathscrive{}\mathscrive{$\mathscrive{$\mathscrive{$\mathscrive{}$$

де $\lambda_{\rm m}$ – коефіцієнт теплопровідності плівки (рідини); r – теплота конденсації при заданому тиску; $c_f^{\rm пл.конд}$ – коефіцієнт тертя на міжфазної поверхні пар-рідина; $\rho_{\rm n}$ – щільність пари; $U_{\rm пл.конд.}$ – середня швидкість плівки конденсату; $v_{\rm m}$ – кінематична в'язкість пари, який сконденсувався; $l_{\rm i}$ – довжина ділянки, яка розглядається; $T_{\rm h}$ – температура насичення пари; $T_{\rm c}$ – температура стінки.

Швидкість плівки конденсату визначалася з умови її рівності швидкості пари на границі приграничного шару $U_{\text{пл.конд}} = U_{\text{гр}}$ і рівності дотичних напружень *S* на поверхні разділу фаз (паровий пограничний шар – плівка конденсату) $S_{\text{п.сл.}} = S_{\text{пл.конд.}}$. Дотичні напруження на поверхні плівки конденсату, згідно [51], рівні

$$S_{\Pi \pi. \text{конg}} = c_f^{\Pi \pi. \text{конg}} \frac{\rho_{\text{w}} \cdot U_{\Pi \pi. \text{конg}}^2}{2},$$
 (2.36)

де ρ_{*} – щільність пари, який сконденсувався.

Коефіцієнт тертя при русі плівки конденсату дорівнює [52]

$$c_f^{\Pi\Pi, \text{KOH}, \Pi} = \frac{1,332}{\sqrt{Re_{\Pi}}},$$
 (2.37)

де $Re_{\Pi} = \frac{U_{\Pi} \cdot l_{i}}{v_{\pi}}$ – число Рейнольдса для парового потоку.

Після перетворень рівнянь (2.35) і (2.36) швидкість пари і плівки на границі міжфазного розділу може бути розрахована як

$$U_{\rm rp} = \left(\frac{1.5 \cdot S_{\rm f.C.T}}{\nu_{\rm m}^{0.5} \cdot \rho_{\rm m}}\right)^{\frac{2}{3}}.$$
 (2.38)

Таким чином, коефіцієнти тепловіддачі при конденсації можна визначити по залежності (2.35), де швидкість плівки конденсату розраховується по формулі (2.38) [6].

Результати визначення теплових граничних умов з урахуванням плівкової конденсації пари на поверхнях ротора приведені у додатку Б табл. Б.2.

2.2.4 Визначення коефіцієнта тепловіддачі в проточній частині ротора

Підхід до визначення КТВ на поверхнях елементів ротора, побудований на аналізі структури потоку, що обтікає його поверхні, включаючи лопаточний апарат, диски, діафрагмові зазори, ДУ, ПКУ та ЗКУ, а також опорні підшипники.

Для розрахункового дослідження температурного стану ротора під час пуску були виділені поверхні, які омиваються парою, стосовно до одного ступеня (рис. 2.17).



Рис. 2.17 – Поверхні теплообміну в проточній частині ротора ЦВТ турбіни

На рис. 2.17 виділені наступні поверхні:

(1) – на ободі диска є поверхнею, до якої наведено тепловий потік, що утворюється при обтіканні профільної частини лопатки і торцевої поверхні міжлопаточного каналу;

(2) – торцева поверхня диска, звернена до діафрагми, на якій формується КТВ при русі потоку від периферії до центру;

(2a) – поверхня у кореневого перетину диска в міжступінчатому зазорі, що включає поверхню вала від гребеня ущільнення, галтель і торцеву поверхню диска до розвантажувальних отворів;

(3) – торцева поверхня диска, звернена до діафрагми наступного ступеня; у міжступінчатому зазорі пара рухається від розвантажувальних отворів до периферії;

(3а) – включає торцеву поверхню диска нижче розвантажувальних отворів і вала до гребеня ущільнень сусіднього ступеня;

(4) – поверхня під діафрагмовим ущільненням.

Для кожної з поверхонь на основі аналізу напрямку течії пара, форми елемента ПЧ і стану пари проводиться вибір критеріального рівняння для визначення КТВ.

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до поверхні обода діска 1 (перетин А-А, рис. 2.17), при розгляді профільної частини лопатки як ребра, визначається з виразу

$$\alpha_{\rm np} = \frac{1}{F} \cdot \left(\sqrt{\alpha_1 \cdot F_1 \cdot P_1 \cdot \lambda_{\rm M}} + \alpha_2 \cdot F_2 \right), \tag{2.39}$$

де F – площа обода диска, що припадає на один канал; F_1 – площа перетину профільної частини лопатки; F_2 – площа торцевої поверхні, що припадає на один канал; P_1 – периметр профільної частини лопатки; α_1 – КТВ на профільній частині лопатки; α_2 – КТВ на торцевій поверхні канала; $\lambda_{\rm M}$ – теплопровідність.

КТВ на профільній поверхні лопаток ЦВТ згідно [49] визначається критериальним рівнянням

$$Nu_{\rm cp} = \mathbf{A} \cdot Re^n \cdot Pr^{0,43} \cdot K_{Tu} \cdot K_i \cdot K_{\rm Bp} \cdot K_{\rm M}, \qquad (2.40)$$

де A =
$$\frac{0,00165 \cdot 10^{-3}}{\eta^{2,61} \cdot \gamma^{0,86} \cdot \theta^{2,26}}$$
; $n = 1,21 \cdot \eta^{0,35} \cdot \gamma^{0,15} \cdot \theta^{0,27}$; $\eta = \frac{h}{b}$; $\gamma = \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1}$; $\theta = \frac{t}{b}$; $h -$ стріла

прогину профілю; b – хорда профілю; β₁, β₂ – геометричні кути входа та вихода потоку в канали робочого колеса; t – шаг лопаток на вінці робочого колеса.

Додаткові коефіцієнти враховують вплив турбулентності потоку K_{Tu} , відношення кутів атаки K_i , обертання $K_{\rm sp}$, числа Маха $K_{\rm m}$ та визначаються залежностями

$$K_{Tu} = 1,0 + 1,13 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{cp}^{0,5} \cdot Tu_0 \cdot \eta^{0,5} \cdot \gamma^{-0,7}, \qquad (2.41)$$

$$K_i = 0.97 + 0.78 \cdot (\bar{\iota} - 0.2)^2,$$
 (2.42)

$$K_{\rm Bp} = 1,0 + 0,8 \cdot \left(\frac{U_{\rm cp} \cdot l}{d_{\rm cp} \cdot W_2}\right)^{0,42},$$
 (2.43)

$$K_{\rm M} = \left(\frac{0.7 + \Delta M_1}{0.7}\right)^{0.77} \tag{2.44}$$

при $M_1 > 0,7$, де Tu – ступінь турбулентності потоку перед вінцем робочого колеса, %; U_{cp} – окружна швидкість на середньому діаметрі робочого колеса d_{cp} ; W_2 – відносна швидкість виходу потоку з каналів робочого колеса; l – довжина робочої лопатки; M_1 – число Маха перед лопатками робочого колеса.

Параметр $\overline{\iota}$ при визначенні впливу кута атаки на КТВ дорівнює $\overline{\iota} = \frac{i}{\beta_i + i}$.

КТВ на торцевій поверхні каналу визначається по критеріальному рівнянню

$$Nu_{\rm cp} = 0.0145 \cdot Re_{\rm cp}^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \beta^{1.54} \cdot \frac{K_{Tu} \cdot K_{\rm Bp}}{\eta^{0.7} \cdot \theta^{0.2}},$$
(2.45)

де $\beta = \frac{180 - (\beta_1 + \beta_2)}{100}$.

$$K_{Tu} = 1,0 + 1,80 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,23} \cdot Tu_{U_0}^{0,81}, \qquad (2.46)$$

$$K_{\rm Bp} = 1.0 + 1.1 \cdot \left(\frac{U_{\rm cp} \cdot l}{d_{\rm cp} \cdot W_2}\right)^{0.59}$$
 (2.47)

- ---

Число Рейнольдса, що входить в рівняння

$$Re_{\rm cp} = \frac{W_{\rm cp} \cdot b}{\nu},\tag{2.48}$$

де $W_{cp} = \frac{W_1 + W_2}{2}$ – середня відносна швидкість пари в каналах робочого колеса; v – кінематична в'язкість пари, яка визначається за середніми параметрами пари в каналі робочого колеса.

Середня швидкість пари для змінних режимів турбіни при пуску, коли змінюються основні параметри, визначається як

$$W_{\rm cp} = W_{\rm cp0} \cdot \frac{G}{G_0} \cdot \frac{v}{v_0},\tag{2.49}$$

де W_{cp0} – середня швидкість пари при номінальному режимі (індекс «0»); v – питомий об'єм пари при змінному режимі.

Число Прандтля для перегретої пари у діапазоні параметрів змінюється від 0,92 до 1,05 і для визначення КТВ з достатньою точністю може бути прийнято рівним:

- при P < 6 МПа *Pr*^{0,43} = 0,9826 (Pr = 0,96);

- при P > 6 МПа $Pr^{0,43} = 1,0086$ (Pr = 1,02).

Необхідні фізичні характеристики перегрітої пари визначаються по залежностях [49], наведених в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Динамічна в'язкість	$\mu = 0,102 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,2} + 0,439 \cdot 10^{-10} \cdot \rho^{1,49}$
Кінематична в'язкість	$ u = \mu \cdot v $
Теплопровідність	$\lambda = 3,745 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,2} + 1,547 \cdot 10^{-4} \cdot \rho^{1,25}$
Щільність пари	$\rho = v^{-1}$

Теплофізичні характеристики перегрітої пари

Теплообмін на торцевих поверхнях дисків 2, 3 (рис. 2.17) розраховуються наступним чином. При течії закрученого потоку від центру до периферії використовується модифіковане критеріальне рівняння Б. П. Миронова [105, 106]. Потік в міжступінчатому зазорі формується струмінями, які витікають з розвантажувальних отворів з окружною і осьовою швидкостямі. Швидкість потоку

$$C_{Z_{\text{OTB}}} = \frac{G_{\text{OTB}} \cdot v_1}{Z_{\text{OTB}} \cdot f_{\text{OTB}} \cdot \mu}.$$
(2.50)

При русі потоку в радіальному напрямку зміна окружної складової швидкості характеризується законом $C_U \cdot r = const$ з урахуванням втрат енергії в зазорі, тобто можна прийняти, що складова окружної швидкості C_U на радіусі r_{cp}

$$C_{U_{\rm BP \, OTB}} = \psi \cdot C_{U_0} \cdot \frac{r_0}{r_{\rm cp}}.$$
(2.51)

На формування окружної швидкості в міжступінчатом зазорі також впливає обертання диска, що створює при нульовій витраті ядро потоку, яке обертається зі швидкістю рівною 0,5 · U. Таким чином, окружна швидкість ядра

$$C_{U_{\rm SHDPO}} = 0.5 \cdot \omega \cdot r. \tag{2.52}$$

Підсумовуючи ці складові можна отримати швидкість обертання ядра потоку на середньому радіусі міжступінчатого зазору

$$C_U = C_{U_{BP OTB}} + C_{U_{SDP OTB}} = \omega \cdot \left(\psi \cdot \frac{r_0^2}{r_{cp}} + 0.5 \cdot r\right).$$
(2.53)

Враховуючі відносно невелику радіальну протяжність зазору між розвантажувальними отворами і периферією, КТВ на торцевій поверхні диска можна уявити як функцію середнього радіуса цієї поверхні

$$r_{\rm cp} = 0.5 \cdot (r_{\rm otb} + R).$$
 (2.54)

Критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні диска при русі пари в зазорі від центру до периферії можна представити у вигляді

$$Nu_{\rm cp} = 0.0128 \cdot \left(\frac{c_U}{U}\right)_{\rm cp}^{0.8} \cdot Re_{\rm cp}^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{R}{r_{\rm cp}}\right)^{-m} \cdot \left(\frac{S}{R}\right)^{-0.2}, \tag{2.55}$$

де $m = 0,45 + 4,084 \cdot 10^{-3} \cdot e^{128 \cdot \overline{S}}$ при $0 \le \overline{S} = \frac{S}{R} \le 0,0336$ та m = 0,75 при $\overline{S} > 0,0336$. Відношення

$$\left(\frac{c_U}{U}\right)_{\rm cp} = \psi \cdot \left(\frac{r_0}{r_{\rm cp}}\right)^2 + 0.5.$$
(2.56)

Число Рейнольдса для даного рівняння визначається по окружній швидкості диска на середньому радіусі. Фізичні характеристики перегрітої пари визначаються за вищенаведеними залежностями по температурі в зазорі. Критеріальне рівняння (2.55) стосовно до парових турбін може бути використано при зміні параметрів, симплексів і функцій в діапазоні $\operatorname{Re}_{cp} = (2-40) \cdot 10^5$, $\overline{S} = 0,011 \cdot 0,067$, $\Psi = 0,8$. Для ступенів 2-12 ЦВТ міжступінчатій зазор $S_2 = 10$ мм, середній радіус $r_{cp} = 371$ мм, показник степені m = 0,5379, відношення $\left(\frac{R}{r_{cp}}\right)^{-m} = 0,9391$, $\left(\frac{S}{R}\right)^{-0,2} = 2,1088$. Після підстановки цих значень рівняння (2.55) приймає видгляд

$$Nu_{\rm cp} = 0.02763 \cdot Re_{\rm cp}^{0.8} \cdot Pr^{0.43}.$$
 (2.57)

При визначенні КТВ в міжступінчатому зазорі при течії пари від периферії до центру використовується формула (2.55) з усіма поясненнями до неї. Треба врахувати, що при визначенні співвідношення $\left(\frac{c_U}{U}\right)_{cp}$, при досить високому значенні швидкості C_{1U_R} на периферії міжвінцового зазора (радіус R), зміна окружної складової швидкості $C_{U_{cp}}$ оцінюється за законом потенційного вихору з урахуванням втрат

$$C_{U_{\rm cp}} = \psi \cdot C_{1U_R} \cdot \frac{R}{r_{\rm cp}}.$$
(2.58)

Таким чином, співвідношення швидкостей

$$\left(\frac{c_U}{U}\right)_{\rm cp} = \frac{\psi}{\omega} \cdot \frac{c_{1U_R}}{r_{\rm cp}^2} \cdot R.$$
(2.59)

Для торцевої поверхні диска, зверненої до камери регулюючого ступеня, визначення КТВ проводиться за рівнянням для обертання диска в необмеженому просторі ($S_2 = 120$ мм, $R_{\pi} = 575$ мм). При змінних режимах роботи в цій камері виникає обертовий вихровий рух пари, інтенсивність якого залежить від кута виходу потоку з робочого вінця регулюючого ступеня, який рухається поблизу поверхні диска від центру до периферії вище радіуса розташування розвантажувальних отворів. Коефіцієнт m при цьому у формулі (2.55) дорівнює 0,75, значення C_{2U_R} для кажного режима визначається із трикутника швидкостей.

Теплообмін на ділянках вала, пов'язаних з диском 2 а, 3 а (рис. 2.17), розраховуються з використанням наступних залежностей. Теплообмін на ділянках диска від гребеня ущільнень до розвантажувального отвору при осьовому виході струміня з щілини між гребенем і поверхнею ротора, яка обертається, визначається як при русі потоку уздовж поверхні зі швидкістю $C = \sqrt{C_{cTp}^2 + U_B^2}$ по критеріальному рівнянню

$$Nu = 0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}, \tag{2.60}$$

де $Re = \frac{C \cdot l}{v}$; l – довжина траєкторії швидкості струї; v – кінематична в'язкість пари, що витікає з щілини ущільнення з температурою перед ступенем.

Коефіцієнт тепловіддачі при цьому

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}.$$
 (2.61)

Фізичні характеристики перегретої пари визначаються по температурі t_0 перед діафрагмою.

Теплообмін на ділянці диска від виходу потоку пари з розвантажувальних отворів до гребеня ДУ наступного ступеня визначається структурою потоку, що виходить з розвантажувальних отворів з закруткою, рівною окружній швидкості диска на радіусі розташування диска r_0 . Після гальмування пари в зазорі (по осьовій складовій швидкості) формується обертовий потік, що рухається уздовж поверхні діафрагми і надходить у ущільнення діафрагми наступного ступеня. Одночасно на поверхні вала і диска (поверхня 3 а рис. 2.17) формується вихор, який обертається зі швидкістю поблизу поверхні вала, що перевищує окружну швидкість вала, яку можна характеризувати коефіцієнтом швидкості $\psi = 0,8$. Формування КТВ на поверхні вала та частині диска (при обертанні вала і вихоря в одному напрямку) відбувається під дією різниці цих швидкостей $C_{вр} = C_B - U_B$. При такому підході КТВ на поверхні вала можуть визначатися як при обертанні вала в необмеженому просторі по рівнянню

$$Nu_{\rm cp} = 0,1038 \cdot Re_{\rm B}^{0,7} \cdot Pr^{0,43}, \qquad (2.62)$$

де число Рейнольдса $Re = \frac{C_{\rm Bp} \cdot d_{\rm B}}{\nu}; d_{\rm B}$ – діаметр вала.

Характеристична швидкість $C_{BP} = \omega \cdot \Psi \cdot (r_0 - r_{BAR})$.

Коефіцієнт тепловіддачі при цьому

$$\alpha = \frac{N u_{\rm cp} \cdot \lambda}{d_{\rm B}}.$$
 (2.63)

Фізичні характеристики пари визначаються по температурі змішаної пари, що виходить з розвантажувальних отворів.

Теплообмін в ущільненнях ступінчатого типа на поверхні 4 (рис. 2.17) розраховується з використанням наступного підходу.

Коефіцієнт тепловіддачі в ступінчатому ущільненні, віднесений до поверхні вала, визначається за допомогою критеріального рівняння для течії, при числі Рейнольдса в діапазоні 200 ≤ *Re* < 1,6 · 10³, рівнянням

$$Nu_{\rm cp} = 1,142 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0,56}, \qquad (2.64)$$

а в діапазоні 6 · $10^3 \le Re \le 1,2 \cdot 10^5$ рівнянням

$$Nu_{\rm cp} = 0,478 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0,56}.$$
 (2.65)

Число Рейнольдса визначається як

$$Re = \frac{W \cdot 2 \cdot \delta}{\nu},\tag{2.66}$$

де W – середньовитратна швидкість течії в щілинах ущільнення.

$$W = \frac{G_{\mathcal{Y}} \cdot \nu}{\pi \cdot d_{\mathcal{Y}} \cdot \delta},\tag{2.67}$$

де δ – зазор між гребенем і поверхнею в ущільненні; G_y – витрата пари через ущільнення. Коефіцієнт тепловіддачі для ущільнення

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{2 \cdot \delta}.$$
 (2.68)

Фізичні характеристики пари в ущільненнях приймаються по температурі на вході в ущільнення.

Структура критеріальних рівнянь, за якими визначаються КТВ, показує, що для ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 доцільно розрахувати ряд геометричних співвідношень для лопаткових апаратів. Ці співвідношення представлені в табл. 2.4.

т · v ·	•	•	•		
	reomernuuu1	<u>ОП1D</u>	οιπυριμέρισα	ππα ρ	μουομουμα ΚΙΚ
		VIIID	ыдпошоппл	длл р	
	1		/ 1	, ,	

	1-й відсік	2-й в	ідсік	3-й відсік		
Параметр	регулюючого ступеня	2 ступінь	9 ступінь	10 ступінь	12 ступінь	
$d_{\rm cp}$, мм	1183	867,5	902,5	907	927	
<i>l</i> _{рл} , мм	33	33,5	69,5	72,0	92,0	
<i>b</i> , мм	65	57	59,5	63,2	69,2	
<i>b</i> _{диск} , мм	50	40	40	45	50	
<i>h</i> , мм	24,4	15,0	15,0	16,9	26,0	
$\eta = h/b$	0,375	0,375	0,375	0,375	0.375	
$\gamma = \sin\beta_2 / \sin\beta_1$	0,5837	0,6545	0,5833	0,5545	0,5538	
$\Theta = t/b$	0,7940	0,5310	0,5294	0,5780	0,5954	
β	1,3303	1,293	1,2245	1,2498	1,2346	
$d_{\rm cp}/l$	35,86	25,90	12,99	12,60	10,08	
<i>t</i> _{рл} , од.	72	90	90	78	70	
$F = \pi \cdot d_{\mathrm{k}} \cdot b/\mathrm{z, m}^2$	2,5155.10-3	1,1645.10-3	1,1631.10-3	1,5134.10-3	1,8737.10-3	
F_{1}, M^{2}	0,88039.10-3	0,40757.10-3	0,40757.10-3	0,52967.10-3	0,6558.10-3	
F_2 , m ²	1,63905.10-3	$0,75602 \cdot 10^{-3}$	$0,75602 \cdot 10^{-3}$	0,98371·10 ⁻³	1,21793.10-3	
Р, м	0,1677	0,14706	0,15351	0,16306	0,17854	
$\eta^{0,5}/\gamma^{0,7}$	0,89265	0,82391	0,8931	0,9253	0,92612	
А	0,05915	0,12849	0,14284	0,12233	0,11453	
N	0,74052	0,6790	0,65718	0,67764	0,6950	
<i>U</i> _{ср} , м/с	185,88	136,3	141,78	142,5	145,63	
<i>W</i> _{ср0} , м/с	119,1	143,45	132,8	137,1	133,0	
Pr ^{0,43} режим	1,0086	1,0086	0,9826	0,9826	0,9826	
1-4						

Наведені критеріальні рівняння, фізичні характеристики перегрітої пари, геометричні співвідношення, термодинамічні і кінетичні параметри ступенів дозволили визначити КТВ для всіх поверхонь елементів ротора: лопаткових апаратів, торцевих поверхонь дисків, ДУ, які наведені в табл. 2.4 і використані для розрахунків температурного і термонапруженого стану ротора при пуску турбіни.

ГУ при останові ротора визначені згідно [107]. Результати розрахунку наведені в табл. Б.3 додатка Б. Теплові ГУ для пуску турбіни з ГС представлені в табл. Б.4 додатка Б.

2.3 Методологічний підхід до визначення нестаціонарного теплового і термонапруженого стану високотемпературних роторів на пускових режимах

2.3.1 Алгоритм визначення температурного, термонапруженого стану та ресурсу ротора парової турбіни

Ресурс турбоустановки при тривалій експлуатації на змінних режимах у переважній більшості випадків визначають ротора високого і середнього тисків, які працюють в області високих температур і навантажень. Основною причиною зниження ресурсу, перш за все ротора високого тиску, який має розвинене переднє кінцеве ущільнення, є поява тріщин в області ПКУ і перших ступенів тиску.

Експериментальне дослідження температурного і термонапруженого станів роторів парових турбін є надзвичайно складною і практично нездійсненною задачею. Значні труднощі експериментальних вимірів пов'язані з організацією свердлінь і установкою датчиків в тілі ротора для отримання відомостей про температури різних шарів, підключенням проводів, встановлених на компонентах, які обертаються, до вимірювальних приладів і т.д. Тому дані про тепловий і термонапружений стан роторів на нестаціонарних режимах отримують розрахунковим шляхом. В якості основних методів досліджень в даний час використовуються чисельні методи, такі як МСЕ, кінцевих різниць та інші, в яких будуються моделі елементів турбіни з різним ступенем деталізації. У диссертаційній роботі увага приділялась розробці розрахункової сіточної моделі ротора на основі МСЕ, що дозволяє деталізувати місця з найбільш високою концентрацією напружень і більш точно задати граничні умови, внаслідок чого можливо отримати достовірні результати дослідження.

Температурне поле і поле деформацій в твердому тілі взаємопов'язані, проте впливом деформацій тіла на розподіл температур можна знехтувати. Це дозволяє розділити задачі теплообміну і визначення термонапруженого стану. Алгоритм дослідження теплового і термонапруженого стану ротора представлений на схемі на рис. 2.18 [16].



Рис. 2.18 – Алгоритм визначення теплового та термонапруженого станів ротора парової турбіни

На першому етапі дослідження, у відповідності до алгоритму на рис. 2.18, на основі аналізу пускових режимів турбіни визначаються характерні моменти часу, на яких змінюються пускові параметри (температура і тиск пари, частота обертання ротора та ін.).

На другому етапі для кожного моменту часу (рис. 2.1, 2.4, 2.5) за методикою, запропонованою в розділі 2, визначаються параметри пари і характеристики потоку пари для всіх елементів турбіни: проточна частина, кінцеві ущільнення, міжкорпусний простір.

На етапі поділу об'єкта дослідження проводиться аналіз елементів ротора і умовне розбиття конструкції на зони з ідентичними параметрами пари (швидкості,

температури) і, відповідно з ідентичними умовами конвективного теплообміну, які розраховуються на етапі 4 (рис. 2.18) за методикою, наведеною у підрозділі 2.2.

Побудова розрахункової моделі на основі МСЕ включає вибір скінченних елементів, допущень та спрощення геометрії на основі креслень конструкції, побудову скінченно-елементної сітки з урахуванням місць очікуваної концентрації напружень. Далі, слідуючи послідовності, що представлена на рис. 2.18, проводиться розрахункове дослідження температурного поля конструкції на режимах пусків та останову з призначенням відповідних граничних умов теплообміну, розрахованих на етапі 4. Деталі підходу, що застосовується для вирішення теплової задачі наведені в пункті 2.2.2.

Розрахункове дослідження напружень на етапі 7 проводиться на основі нестаціонарного теплового стану конструкції, що був отриманий в результаті вирішення теплової задачі. Методика визначення напружено-деформованого стану конструкції наведена в пункті 2.2.3. Заключним етапом дослідження є розрахунок малоциклової втоми та оцінка ресурсу, які проводяться з використанням результатів аналізу термонапруженого стану конструкції.

2.3.2 Визначення нестаціонарного теплового стану роторів

Процес розповсюдження тепла в твердому тілі описується диференціальним рівнянням теплопровідності, яке для нестаціонарного процесу може бути представлено у вигляді

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = div[\lambda gradT] + f, \qquad (2.69)$$

де функція T = T(x, y, z, t) визначає температурне поле в момент часу t; (x, y, z) – декартові координати; λ – коефіцієнт теплопровідності; f – потужність внутрішніх джерел теплоти; с – питома теплоємність; ρ – щільність середовища. У загальному випадку теплофізичні властивості середовища $\lambda(T)$, c(T), $\rho(T)$ залежать від температури. Для визначення теплового стану ротора, поверхня якого омивається паром, використовуються ГУ третього роду. У цьому випадку зв'язок між градієнтом температури на поверхні і температурою пари визначається законом Ньютона-Рихмана, який визначає теплообмін між поверхнею елемента ротора і парою

$$q = \alpha \left(T_{\rm n} - T_{\rm cp} \right), \tag{2.70}$$

де q – щільність теплового потоку, Вт/м²; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $T_{\rm n}$ – температура поверхні, К; $T_{\rm cp}$ – температура навколишнього середовища, К.

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність теплообміну і залежить від властивостей навколишнього середовища і умов його руху. На поверхнях ротора виконується рівність

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\pi} = \alpha \Big(T_{\pi} - T_{\rm cp} \Big). \tag{2.71}$$

Методики визначення КТВ для поверхонь ротора детально викладені в підрозділі 2.2.

Для вирішення рівняння теплопровідності застосовуються різні методи, в тому числі метод поділу змінних, інтегральні перетворення, чисельні методи. У даній роботі для визначення теплового стану ротора використовується програмний комплекс, який реалізує метод скінчених елементів (МСЕ). Слідуючи цьому методу, досліджувана область розбивається на скінчені елементи (СЕ). Для кожного СЕ обраний вид апроксимуючої функції, значення якої на границях елементів (у вузлах) є рішенням задачі і заздалегідь невідомі. Вузлові значення функції температури повинні бути обрані таким чином, щоб з урахуванням ГУ забезпечити найкраще наближення до істинного розподілу температури, що забезпечується шляхом мінімізації функції, пов'язаної з диференціальним рівнянням теплопровідності.

Система виришуючих рівнянь методу скінченних елементів в матричній формі з урахуванням припущень має такий вигляд [108]

$$[C]\{\dot{T}\} + [K]\{T\} = \{Q\}, \qquad (2.72)$$

де [K] — матриця ефективної теплопровідності; [C] — матриця питомих теплоємностей; $\{T\}$ — вектор вузлових температур; $\{\dot{T}\}$ — вектор похідних за часом температур у вузлах; $\{Q\}$ — вектор ефективного теплового потоку у вузлах.

В процессі пуску парової турбіни, в залежності від співвідношення температури металу її елементів та температури насичення пари, на поверхнях елементів турбіни може проходити процес плівкової конденсації пари, що призводить до різкої зміни ГУ теплообміну. Тому для визначення моментів часу початку і кінця плівкової конденсації на поверхні елементах ПТ та вибору і призначенню відповідних ГУ був розроблений методологічний підхід, алгоритм якого наведено на рис. 2.19 [16].



Рис. 2.19 – Алгоритм врахування процесу плівкової конденсації на поверхні

елементів парової турбіни

Підхід, представлений на рис. 2.19, базується на відстеженні температури поверхні елементів парової турбіни в процесі нагрівання в інтерактивному режимі і дозволяє визначати наявність чи відсутність явища конденсації з високою точністю та автоматично призначати відповідні теплові ГУ для подальших кроків теплового розрахунку.

На попередньому етапі розрахункового дослідження визначається вихідний тепловий стан ротора, який може бути холодним, неостиглим і гарячим [47] в залежності від часу простою енергоблоку. Відповідно до розробленого алгоритму, для кожної локальної теплової області в кожен момент часу аналізується температура поверхні елемента парової турбіни (наприклад, поверхні ротора в області паровпуску) і порівнюється з температурою насичення пари, що обтікає цей елемент. У разі, якщо температура металу нижча температури насичення на непрогрітій поверхні елемента ротора відбувається процес конденсації і на наступному часовому кроці призначаються відповідні теплові ГУ: температура насичення пари і КТВ розраховані для випадку конденсації. Коли температура поверхні в локальній області, яка аналізується, досягає температури насичення або перевищує її (за рахунок теплопередачі від більш нагрітих ділянок ротора), призначаються теплові ГУ, які отримані без урахування конденсації: КТВ і температура гріючої пари.

2.3.3 Визначення термонапруженного стану та оцінка малоциклової втоми роторів парових турбін

Результати вирішення задачі теплообміну використовуються в термоміцнісному розрахунковому аналізі для визначення впливу температури ротора на міцність конструкції. Для визначення напружено-деформованого стану РВТ виконується спільне рішення повної системи рівнянь теорії пружності, яка включає в себе рівняння рівноваги, сумісності деформацій і закон Гука [109]. Рівняння рівноваги можуть бути представлені в наступному вигляді

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + Z = 0,$$
(2.73)

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальні напруження; $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – дотичні напруження; *X*, *Y*, *Z* – складові сили, що діють на елемент ротора, віднесені до одиниці об'єму. При аналізі НДС ротора враховувалися відцентрові навантаження (в тому числі еквівалентні від лопаточного апарата) і тиск пари на елементи конструкції (диски, уступи ротора).

Закон Гука, з урахуванням температурних деформацій, приймає наступний вигляд:

$$\varepsilon_{x} = \frac{1}{E} [\sigma_{x} - \nu (\sigma_{y} + \sigma_{z}) + \alpha \Delta T];$$

$$\varepsilon_{y} = \frac{1}{E} [\sigma_{y} - \nu (\sigma_{x} + \sigma_{z}) + \alpha \Delta T];$$

$$\varepsilon_{z} = \frac{1}{E} [\sigma_{z} - \nu (\sigma_{x} + \sigma_{y}) + \alpha \Delta T],$$

(2.74)

де ε_x , ε_y , ε_z – компоненти деформацій; ΔT – зміна температури елемента ротора; α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу ротора від температури; ν, E – коефіцієнт Пуассона і модуль пружності матеріалу ротора.

Аналіз малоциклової втоми виконується за результатами розрахунку місцевих пружнопластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [110]. При визначенні амплітуди пружнопластичних деформацій використовуються наступні розрахункові моделі:

- розрахунок з використанням чисельних методів (МСЕ);
- розрахунок з використанням метода Нейбера.

При цьому відомо, що розрахунок з використанням методу Нейбера в багатьох випадках дає значну похибку. Тому для детального дослідження НДС і більш точної оцінки МЦВ ротора у дисертаційній роботі проводиться аналіз напруженодеформованого стану конструкції з урахуванням пластичних властивостей матеріалу ротора. Для вирішення нелінійної задачі використовується програмний комплекс, що базується на методі скінчених елементів.

Пластичний розрахунок дозволяє визначити істинні напруження і пластичні деформації з урахуванням нелінійних властивостей матеріалу з високою точністю, проте вимагає значних обчислювальних ресурсів. Відзначимо, що нелінійний розрахунок також чутливий до історії навантаження і кроку за часом в процесі нестаціонарного режиму роботи турбіни. Для зменшення часу пружнопластичного розрахунку були використані результати пружного розрахунку, на основі якого проводилася оптимізація кроку за часом для міцнісної нелінійної задачі: в моменти швидкої зміни НДС число кроків збільшувалося, при слабкій зміні параметрів – зменшувалося.

Для оцінки ресурсу для кожної критичної області конструкції, що були обрані на основі аналізу напружено-деформованого стану (області зі значною концентрацією напружень), визначався ефективний розмах деформацій ($\Delta \varepsilon_{eff}^{tot}$), який розраховувався по наступним формулам

$$\Delta \varepsilon_{eff}^{el} = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\nu)} \begin{bmatrix} \left(\Delta \varepsilon_{xx}^{el} - \Delta \varepsilon_{yy}^{el}\right)^2 + \left(\Delta \varepsilon_{yy}^{el} - \Delta \varepsilon_{zz}^{el}\right)^2 + \left(\Delta \varepsilon_{zz}^{el} - \Delta \varepsilon_{xx}^{el}\right)^2 + \frac{3}{2} \left(\Delta \gamma_{xy}^{el^2} + \Delta \gamma_{yz}^{el^2} + \Delta \gamma_{zx}^{el^2}\right) \end{bmatrix}^{1/2};$$

$$\Delta \varepsilon_{eff}^{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3} \begin{bmatrix} \left(\Delta \varepsilon_{xx}^{pl} - \Delta \varepsilon_{yy}^{pl}\right)^2 + \left(\Delta \varepsilon_{yy}^{pl} - \Delta \varepsilon_{zz}^{pl}\right)^2 + \left(\Delta \varepsilon_{zz}^{pl} - \Delta \varepsilon_{xx}^{pl}\right)^2 + \frac{3}{2} \left(\Delta \gamma_{xy}^{pl^2} + \Delta \gamma_{yz}^{pl^2} + \Delta \gamma_{zx}^{pl^2}\right) \end{bmatrix}^{1/2}; (2.75)$$

$$\Delta \varepsilon_{eff}^{tot} = \Delta \varepsilon_{eff}^{el} + \Delta \varepsilon_{eff}^{pl},$$

де ε_{ij}^{el} , ε_{ij}^{pl} , γ_{ij}^{el} , γ_{ij}^{pl} – компоненти пружних і пластичних деформацій;

1 /

 $\Delta \varepsilon_{ij}^{el/pl} = \varepsilon_{ij MAX}^{el/pl} - \varepsilon_{ij MIN}^{el/pl}$ – максимальне і мінімальне значення пружних і пластичних деформацій, які визначаються на сталому циклі навантаження.

У разі несиметричного циклу навантаження за визначальний критерій приймався еквівалентний розмах деформацій, який розраховується за формулою

$$\Delta \varepsilon'_{eff}^{tot} = \frac{\Delta \varepsilon'_{eff}^{tot}}{1 - \frac{\sigma_{avr}}{\sigma_{ult}}} , \qquad (2.76)$$

де σ_{avr} – середні напруження циклу; σ_{ult} – межа міцності матеріалу.

Число циклів навантаження до зародження тріщини визначалося за допомогою експериментальних даних випробувань зразків на розтягнення-стиснення [110].

Висновки до розділу 2

Розроблено методологічні підходи для уточненного визначення граничних умов для розрахунку теплового стану високотемпературних елементів парових турбін, які полягають у наступному:

1) На основі експериментальних і розрахункових досліджень запропоновано методику визначення КТВ на поверхнях ущільнень ступінчатого типу [2, 4, 13]. Особливості методики полягають у тому, що при визначенні КТВ враховується струминна структура течії пари та пульсаційна складова.

 Запропоновано підхід щодо визначення КТВ в проточній частині на поверхнях ротора, який враховує структуру течії пари [8];

 Запропоновано методику визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні внутрішнього і зовнішнього корпусів при плівкової конденсації пари з урахуванням повітря та структури течії пари [6, 15].

Із застосуванням запропонованого підходу визначені параметри пари та теплові граничні умові для ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 у період передпускової підготовки, пусків з холодного, гарячого станів та останову. Основні особливості проведеної роботи полягають у наступному:
1) Виконано аналіз процесів, які проходять в період між подачею пари на кінцеві ущільнення та подачі пари з котла через вихлопний патрубок за умов робот схеми ущільнень [12].

2) Вперше визначені параметри пари в камерах кінцевих ущільнень, в проточній частині РВТ турбіни К-325-23,5 з урахуванням параметрів пари на виході з міжкорпусного простору на етапі подачі пари через вихлопний патрубок на режимі передпускової підготовки [3].

3) Виконано розрахункове дослідження умов течії пари, яка омиває елементи ротора в області діафрагмових ущільнень, дисків всіх ступенів РВТ, з урахуванням перетоків пари через розвантажувальні отвори та повязаної з цим структури течії в міжвінцевих та міжступеневих зазорах [5].

4) Граничні умови теплообміну для поверхонь РВТ визначені як при конденсації пари, так і при течії однофазного середовища.

РОЗДІЛ З

ТЕПЛОВИЙ І ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН РВТ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-325-23,5 ПРИ ПУСКУ З ХОЛОДНОГО ТА ГАРЯЧОГО СТАНІВ

3.1 Розрахункова модель ротора високого тиску парової турбіни К-325-23,5 для дослідження нестаціонарного теплового та термонапруженого стану

Для дослідження теплового та термонапруженого станів РВТ парової турбіни К-325-23,5, у відповідності з підходом викладеним у розділі 2, на підготовчому етапі проведено аналіз пускових режимів турбіни. Були визначені характерні моменти часу, на яких змінюються пускові параметри: температура і тиск пари, частота обертання ротора, потужність турбіни для режимів підготовки до пуска, пусків з хододного та гарячого станів та останову. Ці характерні моменти часу показані на графіках на рис. 1.3, 1.6 та 1.7 (тонкі вертикальні лінії та відповідні номери).

В кожен момент часу, що був візначений на попередньому етапі, в процесі підготовки до пуска, пуска з гарячого та холодного станів та останова були визначені параметри пари в елементах турбіни К-325-23,5: в кінцевих ущільненнях (наведені в табл. 2.1), в проточній частині (наведені на рис. 2.3).

На основі креслень конструкції РВТ парової турбіни К-325-23,5 була побудована геометрична модель, проведено аналіз елементів ротора з метою виявлення областей конструкції з ідентичними параметрами омиваючої їх пари (швидкості, температури) і, відповідно з ідентичними умовами конвективного теплообміну. В результаті такого аналізу виконано умовне розбиття ротора на області, у межах яких параметри пари та граничні умови теплообміну змінюються не суттєво в розглядаємий момент часу. РВТ парової турбіни К-325-23,5 розділено на наступні ділянки для призначення теплових ГУ (рис. 3.1):

- 1) ділянка 1 опорний підшипник;
- 2) ділянка 2 автомат безпеки;
- ділянка 3 простір між корпусом підшипника і корпусом ЗКУ, що знаходиться в умовах свободної конвекції з повітрям;

- 4) ділянки 4-5 область фланцевого з'єднання, знаходиться в умовах свободної конвекції з повітрям;
- 5) ділянки 6-9 ЗКУ омиваються парою, що надходить з проточної частини або з системи ущільнень в процесі пуску і зупинки;
- 6) ділянки 10-20 ПКУ омиваються парою, що надходить з проточної частини або з системи ущільнень в процесі пуску і зупинки;
- 7) ділянки 21-25 регулююча ступінь РВТ;
- 8) ділянки 26-92 ступені тиску РВТ.



Рис. 3.1 – Розбиття ротора парової турбіни К-325-23,5 на ділянки для призначення теплових ГУ: а) - РВТ; б) - область регулюючого ступеня

На рис. 3.2 б наведено фрагмент частини ПКУ (ділянки 10-12), регулюючий ступінь (ділянки 21-25) і перші ступені тиску.

У відповідність з методикою, представленою в пункті 2.3.2, для урахування струминної течії у впадинах ПКУ і турбулентної пульсаційної складової швидкості пари область під першою обоймою ПКУ (11) (рис. 3.1 а, б) додатково була поділена на ділянки, які показані на рис. 3.2. У межах кожної ділянки характеристики течії приймалися постійними.



Рис. 3.2 – Розбиття області РВТ під першою обоймою ПКУ на ділянки для призначення теплових ГУ з урахуванням струминної течії

На четвертому етапі дослідження у відповідності до алгоритму на рис. 2.18 були проведені розрахунки граничних умов конвективного теплообміну (3-го роду): КТВ і температури омиваючої пари. Теплові граничні умови визначалися для кожної локальної області (див. рис. 3.1, 3.2) із застосуванням підходу, описаного у підрозділі 2.2 для кожного моменту часу, визначеного на попередньому етапі дослідження на режимах підготовки до пуску, пусків з ГС, ХС та останову (рис. 1.3, 1.6 та 1.7).

Результати розрахунку теплових ГУ для РВТ турбіни К-325-23,5 на режимі підготовки до пуску, пуску з ХС та номінальному для випадку однофазної течії пари (температури перегрітої пари та КТВ) наведені в додатку Б табл. Б.1 (осереднені), в додатку Б табл. Б.6 (з урахуванням струминного характеру течії, відповідно до рис. 3.2). У додатку Б табл. Б.2, Б.6 наведено результати розрахунку ГУ теплообміну при плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора (температури насичення пари та КТВ в умовах конденсації) на режимах підготовки до пуска та пуска з ХС. ГУ конвективного теплообміну, які відповідають режиму

пуску з ГС наведені у додатку Б табл. Б.4, а ті, що відповідають останову зі зривом вакууму, наведені у додатку Б табл. Б.3.

Особливу увагу при дослідженні було звернуто на характер течії пари в ПКУ, для чого було виконано детальне моделювання області ПКУ (рис. 3.2). На рис. 3.3, у якості прикладу, представлено розподілення коефіцієнтів тепловіддачі у впадині ступінчатого ущільнення (область ПКУ під першою обоймою) на номінальному режимі роботи турбоустановки при однофазній течії пари.



Рис. 3.3 – Розподілення КТВ у впадині ступінчатого ущільнення на номінальному режимі при однофазній течії пари (Вт/(м²К))

Визначення нестаціонарного температурного стану ротора парової турбіни в процесі робочого циклу (пуск - номінальний режим - останов) проводилося в осесиметричній постановці. Скінченно-елементна модель ротора високого тиску парової турбіни К-325-23,5 створена на основі плоских 8-ми вузлових елементів, які забезпечують апроксимацію розподілу температури по тілу ротора з другим порядком точності (рис. 3.4). Елементи, що використовуються, мають одну ступінь свободи у вузлі – температуру.



Рис. 3.4 – Геометрія 8-ми вузлового скінченного елементу

Скінченно-елементна модель РВТ парової турбіни К-325-23,5 представлена на рис. 3.5. Для врахування концентрації напружень в конструкції, виконано згущення скінченно елементної сітки на придискових галтелях, впадинах зон кінцевих ущільнень та інших елементах з потенційною можливістю виникнення високих температурних градієнтів і напружень. Загальна кількість елементів становить близько 200 тисяч.



Рис. 3.5 – Скінченно-елементна модель: а) - ротора ВТ; б) - фрагмента ротора ВТ в області регулюючого ступеня; в) - виступи та впадини ПКУ

3.2 Результати аналізу теплового і термонапруженого стану РВТ

3.2.1 Тепловий і напружений стан ротора в процесі пуска із холодного стану

Нестаціонарний тепловий стан РВТ парової турбіни К-325-23,5 в процесі підготовки до пуска та пуску з холодного стану визначався з застосуванням методологічного підходу, який наведено у пункті 2.2.2. Прогрів РВТ моделювався, починаючи від моменту подачі пари на ущільнення до виходу на номінальний режим та встановлення усталеного теплового стану ротора.

Початкова температура ротора на початку підготовки до пуска з XC прийнята постійною і рівною 20 °C. Фізичні властивості матеріалу ротора – жароміцної сталі 20X3MBФА приймалися в залежності від температури згідно РТМ [110].

Згідно з алгоритмом, наведеним на рис. 2.18, розрахункове дослідження нестаціонарного температурного поля ротора базується на результатах визначення граничних умов конвективного теплообміну (3-го роду), що були отримані на режимах підготовки до пуску та пуску з ХС для варіанту однофазної течії пари та з урахуванням процесу конденсації (див. підрозділ 3.1). Призначення відповідних граничних умов (при наявності або відсутності процесу плівкової конденсації) здійснюється в автоматичному режимі за допомогою алгоритму, наведеному у параграфі 2.2.2 на рис. 2.19, що був реалізований у вигляді програми.

Результати дослідження температурного стану РВТ для передпускової підготовки та пуску з XC наведено на рис. 3.6.



номінальному режимі

Результати дослідження теплового стану РВТ показали, що під час підготовки турбіни до пуску аж до поштовху ротора області ПКУ під першою обоймою прогрівається максимум до 60 °C. Тому під час поштовху ротора на 182 хвилині в цій області виникають високі градієнти температур, що може привести

до значних термонапружень у цей час. Слід зазначити, що раніше автором було встановлено, що під першою обоймою в камерах 5 і 7 на етапі подачі пари через вихлопний патрубок встановлюється однаковий тиск (рис. 1.1) і, відповідно, витрати через ці камери дорівнюють нулю (табл. 2.1). Результати аналізу теплового стану ротора відповідають висновкам зробленим під час розрахунку параметрів пари.

Найбільший практичний інтерес для аналізу надійності конструкції представляють не стільки температурні поля, скільки обумовлені ними термічні напруження. Дослідження термонапруженого стану РВТ проведено на даному етапі без урахування пластичного деформування (в пружній постановці) на основі результатів теплового аналізу, які використовувалися в якості ГУ механічної задачі (див. алгоритм на рис. 2.18).

При створенні розрахункової моделі використовувалася скінченноелементна сітка (рис. 3.5) на основі плоских 8-ми вузлових елементів, які, в разі вирішення задачі визначення НДС, мають 2 ступеня свободи у вузлі (переміщення уздовж осі X та Y). Для проведення аналізу використовувалися наступні механічні краничні умови: модель фіксувалася в радіальному напрямку в області підшипника; осьові переміщення покладалися нулю на муфті. Враховувався тиск пари, який розподілений по поверхні елементів ротора (диски, уступи та інші), а також навантаження від відцентрових сил.

У якості критерія міцності в інженерній практиці використовується порівняння еквівалентних напружень з межею текучості матеріалу з урахуванням певного коефіцієнта запасу [29]

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}^t}{\kappa_T},\tag{3.1}$$

де $\sigma_{0,2}^t$ – межа текучості; K_T – коефіцієнт запасу по відношенню до межі текучості. Також, у разі роботи ротора при високих температурах, використовуються критерії на основі меж повзучості і тривалої міцності сталі.

У разі складного НДС, яке спостерігається при прогріванні РВТ, еквівалентні напруження визначаються по четвертій (енергетичній) теорії міцності по формулі [109]

$$\sigma_{_{3KB}(IV)} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}, \qquad (3.2)$$

де σ_1 , σ_2 , σ_3 – головні напруження.

На рис. 3.7 наведена зміна еквівалентних напружень в часі при пуску ротора від моменту подачі пари на ущільнення аж до виходу на номінальний режим.



Рис. 3.7 Розподіл еквівалентних напружень РВТ при підготовці до пуску, пуск з ХС і на номінальному режимі роботи турбіни

Результати аналізу НДС ротора показують, що максимальні напруження в РВТ виникають на 182 хвилині (з моменту подачі пари на кінцеві ущільнення) в області під першою обоймою ПКУ на поверхнях впадин ущільнень ступінчатого типу – див. рис. 3.7. Відмітимо, що в цей момент розпочинається подача пари з температурою T=320 °C (яка швидко підвищується) на регулюючий ступінь та далі під першу обойму ПКУ на область ротора, яка залишалася непрогрітою, та відбувається поштовх ротора. Максимальні напруження ($\sigma_{3\kappa B(IV)}$) в цей момент досягають 584 МПа (рис. 3.7, 3.8). Цей рівень напружень перевищує умовну межу текучості ($\sigma_{0,2}^t$) при робочій температурі для матеріалу ротора (сталь 20ХЗМВФА), що становить $\sigma_{0,2}^t$ =545 МПа. При цьому фактичний коефіцієнт запасу ($K_{T\phi}$) по відношенню до умовної межі текучості складає К_{Тф}=0,93. Такий рівень напружень і коефіцієнт запасу свідчить про те, що при значній кількості і прийнятій технології пусків у впадинах можливе зародження тріщин.



Рис. 3.8 – Розподіл еквівалентних напружень в області під першою обоймою ПКУ на 182 хвилині з початку підготовки до пуска

Помірні термічні напруження формуються в області ЗКУ та придисковій галтелі останнього ступеня під час подачі пари з боку вихлопного патрубка (105 і 116 хвилини) і досягають 315 МПа. Відзначимо, що на етапі передпускової підготовки, під час якої ротор обертається з частотою n=3,6 об/хв, вплив відцентрових сил на рівень напружень малий, а при подачі пари через вихлопний патрубок по дискам ротора перепади тиску близькі до нульових, що не створює осьових зусиль на PBT. Тому напруження в роторі на даному режимі викликані виключно температурними градієнтами.

На 223 хвилині на придискових галтелях регулюючого та перших ступенів проточної частини виникають напруження, рівень яких досягає 205 МПа, а на розточці ротора становлять 211 МПа (рис. 3.9).



Рис. 3.9 – Розподіл напружень в області регулюючого ступеня на 223 хвилині

Для дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора в процесі пуску в місцях концентрації напружень були обрані точки для контролю температур і термонапружень, які показані на рис. 3.10.



Рис. 3.10 – Точки для контролю температур і термонапружень

На рис. 3.11 наведені температури в контрольних точках ротора в залежності від часу в процесі пуску з ХС. Стрімке зростання температур в області ротора під першою обоймою ПКУ (відповідні точки 1 – 3, див. рис. 3.10) спостерігається на 180 хвилині у момент поштовху ротора та надходження пари з температурою 290 °C в область ПКУ. Менше ніж за 10 хвилин температура ротора в області під першою обоймою ПКУ зростає з 60 до, майже, 200 °C. Таке зростання температури металу можна пояснити тим, що перегріта пара попадає на непрогріту ділянку ротора з параметрами, що призводять до появи процессу плівкової конденсації на поверхні ротора та значної інтенсифікації теплообміну.

Стрімке зростання температур призводить до виникнення температурних градієнтів та термонапружень. Відповідні еквівалентні напруження в контрольних точках ротора, в залежності від часу при пуску з XC, приводяться на графіку на рис. 3.12.



Рис. 3.11 – Температури в контрольних точках ротора в залежності від часу при пуску з XC



Рис. 3.12 – Еквівалентні напруження в контрольних точках ротора в залежності від часу при пуску з XC

Із рис. 3.12 видно, що максимальні термонапруження формуються в точці 1, що відповідає впадині ущільнення на роторі в області під першою обоймою ПКУ, на 182 хвилині та досягають 584 МПа. При цьому, як зазначено раніше, рівень максимальних еквівалентних напружень перевищує границю текучості металу ротора при робочій температурі. Результати аналізу свідчать про те, що в області ПКУ існує ймовірність утворення тріщин внаслідок малоциклової втоми матеріалу ротора.

Підвищення еквівалентних напружень РВТ в області ПКУ відбувається починаючи з 220-й хвилини при наборі потужності після витримки, спрямованої на прогрів ЦВТ (та відбору на власні потреби). У цей час напруження в точці 1 досягають 290 МПа. Ще одне підвищення еквівалентних напружень в області ПКУ спостерігається на 400-й хвилині на етапі набору потужності від 90 МВт до номінальної після витримки 30 хвилин. Максимальний рівень еквівалентних напружень у цей момент досягає 255 МПа в точці 1. У обох випадках також спостерігається доволі стрімке зростання температури (див. рис. 3.11) у точках контролю на ПКУ, що пояснює виникнення термічних напружень у відповідні моменти часу. Відмітимо, що термонапруження на 220-й та 400-й хвилині не перевіщують границю текучості матеріалу ротора при робочій температурі.

Максимальні напруження в області ЗКУ (відповідні точки 8 та 10 на графіку на рис. 3.12) спостерігаються на 105 та 116 хвилині, під час подачі пари з боку вихлопного патрубка, та досягають 315 МПа, що також не перевищуе границю текучості матеріалу ротора при відповідній температурі.

В інших контрольних точках РВТ рівень еквівалентних напружень нижче.

На графіку на рис. 3.12 пунктирною лінією зображені еквівалентні напруження на розточці ротора в області диска регулюючого ступеня. Як видно, зростання напружень в цій області спостерігається починаючи з поштовху ротора та до виходу на номінальну частоту обертання ротора, де напруження досягають максимального значення – близько 200 МПа. Відмітимо, що напруження в цій області є результатом комбінованого впливу відцентровних сил та температур [6, 16].

3.2.2 Вплив процесу плівкової конденсації пари та врахування струминної течії в області кінцевих ущільнень на тепловий і термонапружений стан ротора

Визначення нестаціонарного теплового стану і, як наслідок, термонапружень в роторах парових турбін в даний час проводиться в умовах формування граничних умов при однофазній течії без урахування процесів плівкової конденсації пари на поверхнях ротора. Однак, при пусках з XC температура поверхонь ротора турбіни така, що при подачі перегрітої пари як на КУ, так і з боку вихлопного патрубка в ЦВТ на ряді поверхонь відбувається його плівкова конденсація, що призводить до інтенсифікації теплообміну та багаторазового збільшення КТВ на цих поверхнях. При цьому, у випадку плівкової конденсації, температура гріючої ротор пари в умовах конвективного теплообміну відповідає температурі насичення пари.

Для оцінки впливу плівкової конденсації на поверхнях ротора на тепловий та термонапружений стан РВТ в процесі пуску з ХС [6, 7], було виконано розрахункове дослідження прогріву ротора як в умовах течії однофазного середовища без врахування процесу плівкової конденсації, так і з застосуванням методологічного підходу, що дозволяє врахувати процес конденсації (див. розділ 2 та алгоритм на рис. 2.19).

Детальний аналіз результатів вирішення нестаціонарної задачі визначення теплового стану ротора при пуску з XC з урахуванням процессу плівкової конденсації показує, що процес плівкової конденсації на поверхнях елементів ротора відбувається на наступних етапах пуску:

1) З моменту подачі пари на ущільнення при наборі вакууму протягом 30 хвилин плівкова конденсація відбувається на елементах поверхні ПКУ та ЗКУ РВТ (області 7, 8, 18, 19 відповідно до рис. 3.1 а).

2) 3 91 по 102 хвилину плівкова конденсація відбувається на поверхні ротора в області 9 ЗКУ (рис. 3.1 а). Цей інтервал часу (див. рис. 1.3 а) відповідає подачі пари з боку вихлопного патрубка (температура пари, що подається, за 15 хвилин зростає від 190 до 290 °C, тиск пари при цьому постійний і дорівнює 0,2 МПа). При розрахунку враховані параметри пари, які змінюються. Температура поверхні ротора досягає температури насичення пари при відповідних параметрах пари за 11 хвилин, далі прогрів ротора проходить без процесу конденсації.

3) З 91 по 101 хвилину в області 21-92 (див. рис. 3.1 а) проточної частини і регулюючого ступеня також спостерігається процес плівкової конденсації. Час початку плівкової конденсації відповідає часу подачі пари з боку вихлопного патрубка. Конденсація на поверхні проточної частини РВТ триває 10 хвилин.

4) З 102 по 105 хвилину процесс конденсації має місце на поверхні РВТ в області 15-17 ПКУ (рис. 3.1 а). Конденсація на поверхні ротора в області 15-17 ділянок ПКУ триває З хвилини. Слід зазначити, що 102 хвилина відповідає закінченню процесу плівкової конденсації пари в МКП, який визначався з використанням методологічного підходу, описаного в пункт 2.2.1.

5) З 182 по 208 хвилину конденсація має місце на поверхні ротора в області 10-14 ділянок ПКУ. Цей час відповідає моменту поштовху ротора (рис. 1.3 б). При цьому на регулюючий ступінь РВТ подається пара з температурою 290 °C, яка потрапляє в область ПКУ на непрогріту ділянку ротора та конденсується на поверхні РВТ.

З метою вивчення впливу плівкової конденсації пари на тепловий і термонапружений стан РВТ в процесі пуску з ХС було проведено додаткове розрахункове дослідження, в якому явищем плівкової конденсації на поверхні ротора нехтували не залежно від його наявності. Розрахункове дослідження виконано відповідно до методики, яка описана в підрозділі 2.1, проте алгоритм врахування процесу плівкової конденсації на поверхнях елементів ротора та призначення відповідних граничних умов задачі теплообміну (див. рис. 2.19) не застосовувався. Призначалися теплові граничні умови, які відповідають однофазній течії пари.

Зіставлення варіанта розрахунку з урахуванням процесу плівкової конденсації з варіантом, в якому процес плівкової конденсації не враховувався, представлено на рис. 3.13, де приведені еквівалентні напруженя та температури РВТ в області під першою обоймою ПКУ в точці 1 (рис. 3.10) в залежності від часу при пуску з ХС.



урахуванням плівкової конденсації та без урахування

На рис. 3.13 еквівалентні напруження та температури РВТ в точці 1, отримані в результаті рохрахунків з урахуванням плівкової конденсації та без урахування, позначені наступними символами:

(a) – еквівалентні напруження при розрахунку з врахуванням плівкової конденсації пари;

(b) – еквівалентні напруження при розрахунку без врахування плівкової конденсації пари;

(c) – температура металу ротора при розрахунку з врахуванням плівкової конденсації пари;

(d) – температура металу ротора при розрахунку без врахування плівкової конденсації пари.

При подачі пари на ущільнення з початку підготовки до пуску (нульовий момент часу згідно з графіком на рис. 1.3 а) пар не надходить далі камери 9 (рис. 1.1, табл. 2.1), конденсуючись на поверхнях 18-19 кінцевих ущільнень ПКУ. Зміна температури металу РВТ в області під першою обоймою ПКУ (ділянки 10-14) в контрольній точці 1 настає тільки після надходження пари для прогріву ЦВТ

через вихлопний патрубок (на 90-й хвилині). Відповідно до цього відбувається зміна температурного стану ротора, що веде до зростання напружень. Починаючи з 90-ї хвилини, після надходження пари в область ПКУ, в умовах конденсації, напруження зростають до 80 МПа. При подальшому прогріванні практично до поштовху ротора (180-та хвилина) відбувається повільне прогрівання поверхні ротора в області під першою обоймою ПКУ до температури ~ 60 °C і збільшення напружень практично до 100 МПа (рис. 3.13). Схожа картина прогріву на початку пудготовки до пуска (до 180 хвилини) спостерігається для варіанта розрахунку без врахування процесу плівкової конденсації, проте прогрів ротора в області ПКУ

При пуску з XC на етапі поштовху ротора і надходження пари в область ПКУ на 180 хвилині, внаслідок плівкової конденсації пари на непрогрітій поверхні ротора, відбувається термоудар, який характеризується високими градієнтами температур і значними термонапруженнями. Подача пари через регулюючий клапан в проточну частину призводить до різкої зміни напрямку течії пари, різкого підвищення температури поверхні металу до 200-210 °C при однофазній течії пари та до 250-260 °C при врахуванні процесу плівкової конденсації пари на поверхні ротора. У цей момент напруження досягають максимального значення. У варіанті розрахунку, що враховує фізику процесу плівкової конденсації, максимальні напруження РВТ в області ПКУ складають 584 МПа, тоді як в результаті розрахунку без урахування даного ефекту – максимальні напруження складають 454 МПа (рис. 3.13).

Таким чином, в контрольній точці 1 максимальні напруження, розраховані з урахуванням процесу плівкової конденсації на поверхні ротора, перевищують в 1,3 рази (тобто майже на 18 %) максимальне значення напружень, які були отримані в результаті розрахунку без урахування процесу плівкової конденсації. При цьому, якщо еквівалентні напруження РВТ в області під першою обоймою ПКУ при течії однофазного середовища знаходяться на граничному рівні пружних, то конденсація пари переводить їх в область пластичних властивостей матеріала ротора, що значно збільшуе вірогідність появи тріщин внаслідок МЦВ.

Аналіз зміни рівня еквівалентних напружень на інтервалі часу, що перевищує 208 хвилин (час, коли процес плівкової конденсації на поверхнях елементів ротора закінчився) показав, що зміна теплового та термонапруженого стану ротора продовжується аж до виходу на стаціонарний тепловий режим. При цьому різниця напружень (при розрахунку з урахуванням конденсациї і без урахування) на 208 хвилині в контрольній точці 1 становить ~ 55 МПа. В області підвищеного набору потужності і температури спостерігається зсув максимумів еквівалентних напружень для варіантів з урахуванням і без урахування впливу плівкової конденсації при їх близькому загальному рівні ~250 МПа, що можна пояснити різним тепловим станом ротора в цей проміжок часу. Після цього відбувається набір потужності і температури в невеликому темпі. Починаючи з 390 хвилини відбувається плавне зближення рівня напружень, отриманих з урахуванням процесу плівкової конденсації та без урахування, аж до досягнення усталеного теплового стану (рис. 3.13).

Подібні результати, з точки зору різниці між рівнем напружень при розрахунках термонапруженого стану РВТ в процесі пуска з ХС з урахуванням плівкової конденсації та без урахування, спостерігаються в інших контрольних точках РВТ.

Як видно з результатів аналізу зміни еквівалентних напружень в процесі пуска з XC, конденсація значно впливає на тепловий та термонапружений стан ротора. При цьому розрахункове дослідження, виконане з урахуванням конденсації, показало більш високий рівень еквівалентних напружень практично у всьому діапазоні зміни, аж до виходу на усталений тепловий режим.

Іншим важливим фактором, що впливає на рівень термонапружень в області ступінчатих ущільнень, є умови формування КТВ на поверхнях впадин, детально розглянуті в розділі 2. Для оцінки впливу фактичного розподілу ГУ на поверхнях впадин-виступів ступеневих ущільнень з урахуванням реальної (струминної) течії пари на тепловий та термонапружений стан ротора було проведено друге додаткове розрахункове дослідження. Моделювання теплового стану у цьому додатковому варіанті проводилось на основі КТВ обчисленими без врахування струминного характеру течії во впадинах ущільнень ступеневого типу, але із застосуванням прийнятих методів розрахунку осереднених КТВ [69].

Для випадку, коли характер струминної течії не враховувався, на ділянках ротора, що відповідають кінцевим ущільненням (6 – 9 для ЗКУ та 10 – 20 для ПКУ, див. рис. 3.1 а) призначалися осереднені КТВ, які визначалися за методикою, представленою в [69]. При цьому зміна температури пари в точці 1 приймалася з урахуванням характеру течії в ПКУ, який пов'язаний з роботою системи ущільнень і дроселюванням пари в камерах ущільнення.

Для варіанту розрахунку з урахуванням струминного характеру течії пари в ущільненнях ділянка ротора 11 (рис. 3.1 а, б) під першою обоймою ПКУ розбивалася на додаткові області для призначення теплових ГУ у відповідності до методики, запропонованої у розділі 2

На графіку на рис. 3.14 представлені напруженя та температури РВТ в області першої обойми ПКУ в точці 1 при пуску з ХС в залежності від часу, отримані в результаті розрахункового дослідження з урахуванням струминної течії пари у впадинах ущільнень і без врахування.



Рис. 3.14 – Напруженя та температури РВТ в точці 1 при пуску з XC, отримані в результаті розрахункового дослідження з урахуванням струминної течії пари у впадинах ущільнень і без врахування (при усереднених значеннях ГУ)

На рис. 3.14 еквівалентні напруження та температури РВТ в точці 1, отримані в результаті рохрахунків з урахуванням струминного характеру течії пари та при усереднених значеннях ГУ, позначені наступними символами:

(а) – еквівалентні напруження при врахуванні струминної течії;

(b) – еквівалентні напруження при усереднених значеннях ГУ;

(с) – температура металу при врахуванні струминної течії;

(d) – температура металу при усереднених значеннях ГУ.

Відзначимо, що для обох варіантів, представлених на графіку (рис. 3.14) при вирішенні нестаціонарної теплової задачі ефекти плівкової конденсації не враховувалися.

Для області ротора під першою обоймою ПКУ (точка 1, яка показана на графіку на рис. 3.14), еквівалентні напруженя для обох варіантів розрахунку до 90 хвилини незначні в зв'язку з тим, що до подачі пари з боку вихідного патрубка пар на цю ділянку ущільнення не надходить. З моменту подачі пари з боку вихлопного патрубка аж до поштовху ротора при струминному характері течії вздовж впадин ущільнень еквівалентні напруження вище в порівнянні з розрахунком, проведеним по осередненим значенням КТВ. Максимально це перевищення досягає 25 МПа при на 60 хвилині ($\sigma_{3кв}$ =95 МПа), зменшуючись до моменту поштовху ротора. Після поштовху ротора при подачі пари через регулюючий клапан з температурою 300 °C і вище, як видно з графіків на рис. 3.14, максимальні напруження, отримані за методикою, яка не враховує струминний характер течії, складають 398 МПа, тоді як у разі врахування струминної течії, напруження збільшуються більш ніж на 50 МПа та досягають 454 МПа.

Зазначене збільшення еквівалентних напружень до 454 МПа в моделі з урахуванням струминного характеру течії показує, що напруження близькі до границі текучості матеріала ротора при робочій температурі, і небезпечні тим, що практично коефіцієнт запасу міцності для розглянутої точки ротора доривнює 1, а у випадку врахування ефекту плівкової конденсації на непрогрітій поверхні ротора взагалі перевищує границю текучості. Зниження наступного сплеску еквівалентних напружень при прогріванні ЦВТ до 150 МПа і подальшого його збільшення до

260 Мпа при збільшенні потужності і температури показало, що в цій області рівень напружень знаходиться в зоні пружних деформацій.

Результати зіставлення еквівалентних напружень для розглянутих варіантів завдання ГУ свідчать про те, що нехтування фізичними явищами конденсації і струминного характеру течії в камерах ПКУ веде до суттєвого заниження значень максимальних еквівалентних напружень [6, 7, 16]. Це може призводити до недостовірного висновку про напружений стан конструкції, її міцності і передчасного вичерпання ресурсу.

3.2.3 Тепловий і напружений стан ротора в процесі пуску з гарячого стану

В даний час парові турбіни великої потужності на ТЕС України експлуатуються в глибоко нерозрахункових режимах, які можуть становити зниження їх потужності в нічний час нижче 50 % (з відключенням корпуса котла), а також з зупинкою на ніч і пуском через 6-9 годин. Як наслідок, робота турбіни на таких режимах експлуатації призводить до істотного спрацьовування ресурсу [19, 20].

Охолодження ЦВТ турбіни при такому режимі експлуатації призводить до зниження температури в області паровпуску більш ніж на 310 °C, що відповідає пуску з ГС. Охолодження ротора, при його обертанні валоповоротним пристроєм після останова турбіни, для його різних областей відбувається нерівномірно, переважно з перетіканням тепла вздовж ротора з області регулюючого ступеня й перших ступенів тиску в область переднього і заднього підшипників (1 і 2). Залежно від останова зі зривом вакууму або без нього температура ротора в області ПКУ та ЗКУ може мати різний рівень. Обертання ротора валоповоротним пристроєм забезпечує осесиметричний характер розподілу температур в роторі.

Складністю при моделюванні пуску з ГС є володіння інформацією про температурний стан ротора перед пуском. Безпосереднє вимірювання температур металу ротора являє собою складну технічну проблему, тому на попередньому етапі аналізу термонапруженого стану ротора в процесі пуску з ГС необхідно провести чисельне моделювання процесу останова і подальшого природного охолодження ротора.

Таким чином, завдання визначення термонапруженого стану при пуску з ГС включає наступні етапи.

1) Розрахунок температурного поля ротора при стаціонарному тепловому стані.

2) Моделювання режиму останова парової турбіни.

3) Моделювання природного остигання ротора для заданого часу останова.

4) Пуск турбіни з гарячого стану.

Розхолоджування турбіни при останові зі зривом вакууму проводиться при необхідності швидкого охолодження ЦВТ і ЦНТ для виконання аварійноремонтних робіт і в даному дослідженні не розглядається.

Останов турбіни К-325-23,5 моделювався на основі інструкційних графіків зі зривом вакууму, представлених на рис. 1.7. ГУ на поверхнях РВТ на режимі останову наведені в додатку Б табл. Б.3 та визначалися за допомогою методики, що представлена в розділі 2. Природнє остигання РВТ моделювалося для проміжку часу 8 годин після останову, що відповідає періоду нічного простою перед пуском з ГС. Отриманий тепловий стан РВТ використовувався як початковий при розрахунку пуску з ГС. Додатковий розрахунок природного остигання було проведено для періоду часу 12 днів, що відповідає повному остиганню турбоустановки до температури машинного залу або перед пуском з XC. Результати додаткового аналізу процесу остигання до температури машзалу використані на наступних етапах роботи для моделювання циклічного навантаження (пуск – робота на номінальному режимі – останов і природнє остигання) при оцінці малоциклової втоми конструкції, а також з метою співставлення з результатами, опублікованими в [111, 112].

На рис. 3.15 наведено температурний стан РВТ при останові та природньому остиганні. У якості вихідного температурного стану ротора при останові турбіни використано температурне поле, яке відповідає усталеному тепловому стану на номінальному режимі.



Рис. 3.15 – Тепловий стан РВТ при останові та природньому остиганні

Співставлення результатів розрахунку теплового стану РВТ при останові та природньому остиганні з данними, отриманими в роботах [111, 112] для РВТ турбін К-300-240 [111] та К-310-240-3 [112] наведено на рис. 3.16. На графіку рис. 3.16 наведено зміну температури ротора в області паровпуска ЦВТ: пунктирною лінією зображено результати, отримані в дисертаційній роботі, а точками – опубліковані в роботах [111, 112] данні. Різниця між результатами, отриманими в дисертаційній роботі та данними, наведенними в [112] для турбіни К-310-240-3 не перевищуе 3 %, а співставлення з данними статті [111] К-300-240 показує, що різниця менше 4 %. В обох випадках різниця може бути зумовлена неточністю визначення зони для вимірювання температури.

Конструкція та умови роботи РВТ турбін К-300-240 та К-310-240-3, що розглядаються в [111, 112] подібні до конструкції РВТ турбіни К-325-23,5, тому результати співставлення з опублікованими данними свідчать про достовірність отриманих в дисертаційній роботі результатів по моделюванню нестаціонарного теплового стану РВТ.



Рис. 3.16 – Температура РВТ в області паровпуску при останові та природньому остиганні

При дослідженні нестаціонарного теплового стану РВТ при пуску з ГС, ГУ на поверхнях ротора визначалися на основі методики, наведеної в розділі 2 і представлені в додатку Б табл. Б.4. У якості вихідного температурного стану при пуску турбіни прийнято температурне поле, яке відповідає стану ротора після остигання на протязі 8 часів.

Зміна температурного поля при пуску з ГС представлена на рис. 3.17.

У період від початку пуску з ГС до 69 хвилини проводиться набір вакууму. При при цьому основна зміна температурного поля відбувається в області ЗКУ внаслідок подачі пари на ущільнення при наборі вакууму. Після подачі пари, відкриттям регулюючих клапанів на 71-й хвилині, відбувається підвищення температури до 465-470 °С на перефирії диска регулюючого ступеня і в перших секціях ПКУ. До 86-ї хвилини температура диска регулюючого ступеня підвищується до 500 °С та становиться майже рівною з температурою ротора в області ПКУ. На решті частини ротора температурне поле залишається практично без змін. До 120-ї хвилини підвищена температура досягає розточки ротора, а її область поширюється до диска першого ступеня. При цьому температура в області ПКУ і перших ступенів становить 420 °С, що майже відповідає температурі що була в цій області при початку пуску з ХС. А при номінальному режимі розподіл температурного поля в роторі відповідає такому ж розподілу, який отримано для номінального режиму при пуску з ХС (див. рис. 3.6). Таким чином, основні зміни температурного поля при пуску з ГС відбуваються в області диска регулюючого ступеня і перших ступенів секцій ПКУ.



Рис. 3.17 – Тепловий стан РВТ при пуску з ГС

Детальний аналіз прогріву ротора в процесі пуску показує, що при пуску з ГС, конденсації пари на поверхні ротора не спостерігається внаслідок відносно високої початкової температури метала. Також не спостерігаються високі температурні градієнти.

Розподіл еквівалентних напружень в РВТ в процесі пуску турбіни з ГС наведено на рис. 3.18. Результати дослідження напружено-деформованого стану ротора при пуску з ГС показують, що при подачі пари на ущільнення на 30-й хвилині з початку пуска відносно невеликі напруження спостерігаються під останніми секціями ПКУ та ЗКУ. Після поштовху ротора на 60 хвилині область з максимальними напруженнями утворюється на розточці ротора під диском регулюючого ступеня, де основний вклад в напружено-деформований стан

конструкції вносять відцентрові сили. Максимальні напруженя спостерігається на розточці ротора на 88-й хвилині та досягають 126 МПа. Вище розточки рівень напружень не перевищує 110 МПа, а максимальні напруження спостерігаються в області під першою обоймою ПКУ на 66 хвилині. На номінальному режимі рівень максимальних напружень не перевищує 105 МПа на розточці ротора та 50 МПа в області ущільнень.



Рис. 3.13 – Розподіл еквівалентних напружень в РВТ при пуску турбіни з ГС

Слід зазначити, що отримані еквівалентні напруження не перевищують границю текучості матеріала ротора при робочій температурі. Мінімальний запас міцності відносно границі текучості матеріалу ротора при робочих температурах становить 3,6 в найбільш напружених місцях. Таким чином, можна констатувати, що при пуску турбіни з ГС в РВТ напруження не досягають небезпечного рівня. Цей висновок також підтверджується аналізом напружень в точках контролю (рис. 3.10) термонапруженого стану ротора, який проводиться далі.

На рис. 3.14 наведено температури, а на рис. 3.15 – відповідні еквівалентні напруження в контрольних точках ротора в залежності від часу при пуску з ГС. На рис. 3.14, 3.15 контрольні точки 1-11 вказано згідно рис. 3.10.



пуску з ГС



Рис. 3.15 – Еквівалентні напруження в контрольних точках ротора в залежності від часу при пуску з ГС

Відзначимо, що при пуску з ГС максимальні еквівалентні напруження спостерігаються на розточці ротора та досягають 126 МПа (контрольна точка 11 на рис. 3.15). Напруження РВТ в області під першою обоймою ПКУ досягають 110 МПа (контрольна точка 1 на рис. 3.15), що значно нижче границі текучості

матеріалу ротора при робочій температурі (455 МПа при 475 °C). Мінімальний фактичний коефіцієнт запасу міцності становить 3,6 та відповідає області розточки ротора під диском регулюючого ступеня.

3.3 Висновки до розділу 3

1. За допомогою запропонованого підходу проведено дослідження теплового та термонапруженого стану в пружній постановці при пуску турбіни з холодного та гарячого станів [6, 7, 16].

2. Результати аналіза теплового стану ротора свідчать про те, що в процесі пуска з ХС частина ротора в області ПКУ між 5-ю і 7-ю камерами (рис. 1.1) залишається непрогрітою аж до поштовху ротора на 180 хвилині.

3. Результати аналізу термонапруженого стану свідчать про те, що в РВТ найбільший рівень термонапружень спостерігається при пуску турбіни з холодного стану в області № 11-14 ПКУ (рис. 3.2). Максимальні термонапруження спостерігаються в момент відкриття регулюючих клапанів ЦВТ та попадання пари з температурою $300\div310$ °C на непрогріту ділянку ПКУ, яка знаходиться між 5-ю (проточна частина) та 7-ю (камера з'єднана з міжкорпусним простором) камерами ПКУ. Рівень термічних напружень в критичній точці в области ПКУ досягає 584 МПа, що перевищує умовну межу текучості $\sigma_{0,2}^t$ на 15 %.

4. При пуску турбіни з гарячого стану рівень термонапружень за весь цикл пуску не перевищує пружних.

5. Таким чином, найбільш небезпечними місцями, в яких формуються пластичні деформації і можуть розвиватися тріщини втоми на PBT, є область впадини ступінчатого ущільнення в області 11-14 ПКУ, в якій прогрів для PBT через вихідний патрубок не досягає безпечних умов пуску з холодного стану.

6. Досліджено вплив конденсації і врахування струминної течії у впадинах ПКУ на тепловий і термонапружений стан ротора. Врахування конденсації приводить до півищення рівня максимальних еквівалентних напружень майже на 30 %. Врахування фізики струминної течії у впадинах ПКУ також підвищує рівень напружень на 13 %.

РОЗДІЛ 4

ТЕПЛОВИЙ І ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН РВТ ТУРБІНИ К-325-23,5 ПРИ ЗМІНІ КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДНЬОГО КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ТА УМОВ ПРОГРІВУ НА РЕЖИМАХ ПІДГОТОВКИ ДО ПУСКУ ТА ПУСКУ

4.1 Нова конструкція ПКУ та зміни в схемі роботи ущільнень ЦВТ

Дослідження теплового та термонапруженого стану РВТ турбіни К-325-23,5, результати якого представлені у розділі 3, показало, що під час підготовки турбіни до пуску частина ротора в області ПКУ не прогрівається. Нерівномірний прогрів РВТ в більшій частині ПКУ під першою обоймою (деталь «А», див. рис. 4.1) між камерами 5 та 7 (рис. 4.1 а) призводить до того, що під час поштовху ротора при пуску з ХС на роторі виникають великі температурні градієнти і термонапруження, які можуть бути причиною утворення тріщин МЦВ.



Рис. 4.1 – Конструкція переднього кінцевого ущільнення та частини РВТ в області ПКУ турбіни К-325-23,5: а) - вихідний варіант; б) - запропонований варіант [7, 17]

Для зниження рівня напружень РВТ в області під першою обоймою ПКУ (деталь «А» на рис. 4.1), як варіант, пропонується змінити конструкцію обойми «А», зберігаючи кількість гребенів в кінцевих ущільненнях та схему підключення камер ПКУ до системи ущільнень.

Змінена конструкція ПКУ РВТ парової турбіни К-325-23,5 представлена на рис. 4.1 б [5]. Для поліпшення прогріву ротора в області ПКУ, зберігаючи графік пуску турбіни, доцільно використовувати принцип формування течії пари в кожній секції ущільнень. Для цього потрібно додати камери, які підключаються до джерел підвищеного і зниженого тисків (рис. 4.2). У внутрішній обоймі «А» пропонується виконати три вставки (обойми) і організувати ці додаткові камери 12-14 (рис. 4.1 б).



Рис. 4.2 – Модифікована схема ущільнень ЦВТ турбіни К-325-23,5

Щілина, що з'єднує камеру 7 і МКП, організовується на місці щілини камери 6. Таким чином другу і третю обойми (деталі «В» та «С» вихідної конструкції на рис. 4.1 а) потрібно виконати цільною (деталь «D» у запропонованому варіанті на рис. 4.1 б). У вихідному варіанті камера 6 з'єднується з проточною частиною між 10-м і 11-м ступенями, що дозволяє частину пари з цієї камери перекинути в проточну частину між 10-м і 11-м ступенями під час пуску та на номінальному режимі роботи турбіни. З огляду на те, що температура пари, який перекидається і проходить дроселювання в секціях ущільнень, розташованих в обоймі А, досягає 480 – 500 °C, на поверхнях обойми ЦВТ, в місці надходження

цього пару при витраті 300 т/годину, виникають високі термонапруження, які відповідають області пластичної деформації сталі 20ХЗМВФА, з якої виготовлена обойма, в якій встановлені діафрагми 11-го і 12-го ступенів [1, 10, 11]. Тому, для запропонованого варіанту зміненої конструкції ПКУ, камера 6 може бути ліквідована. Це спрощує конструкцію ЦВТ, хоча й незначно знижує його потужність.

Перемикання додаткових камер узгоджено з графіком попереднього прогріву ЦВТ з холодного стану (рис. 1.3 а). На етапі набору вакууму пара зі сполучної магістралі додатково подається в камери 8, 12 і 14 (рис. 4.2) з такими параметрами, що і в камери 2 і 10 (температура T = 180 °C і тиск P = 130 кПа). Камера 13, як і камери 3 і 9, під'єднана до джерела низького тиску – конденсатору, в якому тиск змінюється під час набору вакууму від 100 кПа до 23 кПа (рис. 4.2).

На етапі прогріву ЦВТ через вихлопний патрубок додатково подається пара з холодного промперегріву в камеру 13 з такими параметрами пари як у проточній частині та міжкорпусному просторі. Камери 12, 14, як і камери 3 і 9, під'єднані до джерела низького тиску – конденсатору, в якому тиск дорівнює 23 кПа (рис. 4.2).

При такому підключенні камер за рахунок циркуляції пари під першою обоймою ПКУ (деталь A на рис. 4.1 б) ротор прогрівається по всій довжині ПКУ. Для визначення граничних умов конвективного теплообміну РВТ, які відповідають запропонованій конструкції ПКУ, необхідно розрахувати: параметри пари (температура, тиск та швидкість), що відповідають кожній секції ПКУ запропонованої конструкції, зміна яких пов'язана з процесом дроселювання. Розподіл витрат пари для запропонованого варіанту ПКУ відповідно до підходу, описаного в підрозділі 2.2.2, наведено в табл. 4.1.

Результати розрахункового дослідження розподілу витрат пари показали, що для запропонованої конструкції ПКУ і при такій організації прогріву на всьому етапі передпускової підготовки пара надходить в усі камери і проходить через всі секції ПКУ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Час,	Витрати пари через ПКУ, кг/с											
XB.	G ₁₂₋₅	G ₁₂	G ₁₂₋₁₃	G ₁₃	G ₁₄₋₁₃	G ₁₄	G ₁₄₋₇	G ₈₋₇	G ₈₋₉	G ₉	G ₁₀₋₉	G ₁₀₋₁₁
Передпускова підготовка (подача пари на кінцеві ущільнення)												
0,1	0,045	X	0,032	0,064	0,032	X	0,032	0,032	0,022	0,05	0,027	0,05
45	0,062	X	0,044	0,088	0,044	X	0,044	0,044	0,031	0,068	0,038	0,05
90	0,07	X	0,05	0,1	0,05	X	0,05	0,05	0,034	0,077	0,042	0,05
Передпускова підготовка (подача пари через вихідний патрубок)												
91	0,11	0,18	0,074	X	0,074	0,152	0,078	0,042	0,042	0,084	0,042	0,05
101	0,11	0,18	0,074	X	0,074	0,152	0,078	0,042	0,042	0,084	0,042	0,05
102	0,107	0,182	0,075	X	0,075	0,151	0,075	0,041	0,041	0,083	0,042	0,05
105	0,108	0,184	0,076	Х	0,076	0,152	0,076	0,041	0,041	0,083	0,042	0,05
140	0,66	1,12	0,46	X	0,46	0,93	0,46	0,25	0,25	0,29	0,04	0,05
170	0,66	1,12	0,46	Х	0,46	0,93	0,46	0,25	0,25	0,29	0,04	0,05
179	0,053	0,09	0,037	X	0,037	0,075	0,037	0,02	0,02	0,062	0,042	0,05

Витрати пари в секціях ПКУ для запропонованого варіанту

Відмітимо, що таке ж розрахункове дослідження витрати пари в ПКУ для ЦВТ турбіни К-325-23,5 (вихідного варіанту конструкції) виконано згідно зі схемою заводу. Результати показали, що велика частина ротора не прогрівається аж до поштовху ротора (див. табл. 2.1).

4.2 Аналіз теплового і термонапруженого стану ротора при використанні запропонованої конструкції ПКУ та нових умов прогріву

Для аналізу впливу нової конструкції ПКУ та запропонованих умов прогріву на тепловий і термонапружений стан ротора ЦВТ [7, 17] було проведено розрахункове дослідження у відповідністі з методикою, яка представлена в підрозділі 2.3 для режиму пуску турбіни з ХС. Параметри пари і теплові граничні умови для запропонованої конструкції і нових умов прогріву (при однофазній течії та у випадку плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора) визначалися відповідно до підходу, який описаний в розділі 2 і представлені в додатку Б табл. Б.5. При дослідженні нестаціонарної теплової задачі враховувався процес плівкової конденсації пари, відповідно до алгоритму, наведеному на рис. 2.19, і ефект струминної течії пари у впадинах ПКУ. Результати розрахункового дослідження температурного поля РВТ в області ПКУ та регулюючого ступеня для вихідного і запропонованого варіантів конструкції ПКУ наведено на рис. 4.3.



Рис. 4.3 – Температурне поле ротора ЦВТ в області ПКУ при пуску з XC для варіанту конструкції: а) - вихідного; б) - запропонованого

Зіставлення температурних полів, які приведені на рис. 4.3 для вихідного та запропонованого варіантів конструкції та умов прогріву, свідчить, що для запропонованого варіанта ротор в області ПКУ прогрівається рівномірно та відсутні високі температурні градієнти в процесі прогріву. У випадку застосування вихідної конструкції РВТ залишається непрогрітим в області під першою обоймою ПКУ між камерами № 5 і № 7 (рис. 4.1 а) аж до поштовху ротора на 180-й хвилині з початку підготовки до пуску.

Для запропонованого варіанта температура ротора в області ПКУ на 30-й хвилині наближається до 100 °С по всій довжині ПКУ, у той час як для вихідного варіанта область прогріву не розповсюджується далі області між 9-ю та 10-ю камерами (рис. 4.1 а).

Для запропонованого варианта в момент надходження пари з котла через вихлопний патрубок (90 хвилин) рівень температур в більшій частині ПКУ досягає 150-180 °C при достатньо рівномірному полі та розповсюджується в області диска регулюючого ступеня. Продовження прогріву ротора (125 хвилин) для запропонованого варианта показало поширення температурного поля в область перших ступенів тиску і підвищення температури до 230-250 °C по значно більшій частині довжини ПКУ, у той час як у вихідному варіанті ця область має обмежений розмір і розташована поблизу 7-ї камери на виході з МКП, з якого пар надходить в ПКУ.

Якщо для вихідного варіанта на 170 хвилині є ділянка з температурою металу нижче 40 °C та оточуючі її ділянки нижче 100 °C, то для запропонованого варіанта ця область прогріву практично до розточки вала має температуру близьку до 250-260 °C (рис. 4.3). При поштовху ротора (180 хвилин) у вихідному варіанті область під ПКУ між 5-ю і 7-ю камерами не перевищує 100 °C. В цю область після поштовху ротора потрапляє пар з температурою 290 °C та більше, що і призводить до різкого росту термонапружень в цій області. В запропонованому варианті температура ротора приктично дорівнює температурі пари, який потрапляє на регулюючий ступінь (у час поштовха ротора 180 хвилин), а температурне поле уздовж поверхні ротора достатньо рівномірне.

Таким чином можна відмітити, що у розглядаємий момент часу (поштовх ротора) в запропонованій конструкції температурне поле забезпечує більш низький рівень термонапружень, ніж температурне поле вихідного варіанта конструкції. Оскільки після поштовху ротора і досягнення номінальної частоти його обертання запропонована схема прогріву ротора відключається, то подальший його прогрів відбувається в штатному режимі, що видно із зіставлення температурних полів на 370-й хвилині (потужність 90 МВт) і номінальному режимі (рис. 4.3).

Температура в контрольних точках РВТ в процесі пуску з ХС для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ та умов прогріву наведена на рис. 4.4.



Рис. 4.4 – Температура в контрольних точках 1, 2, 4 і 5 РВТ в процесі пуску з ХС для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ

Температури в контрольних точках 1, 2, 4 і 5 РВТ в залежності від часу пуску з XC для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ на рис. 4.4 позначені наступними символами:

(а) – в точці 1 для вихідного варіанта конструкції;

(b) – в точці 2 для вихідного варіанта конструкції;

(с) – в точці 4 для вихідного варіанта конструкції;

(d) – в точці 5 для вихідного варіанта конструкції;

(е) – в точці 1 для запропонованого варіанта конструкції;

(f) – в точці 2 для запропонованого варіанта конструкції;

(g) – в точці 4 для запропонованого варіанта конструкції;

(h) – в точці 5 для запропонованого варіанта конструкції.

З графіку на рис. 4.4 видно, що істотна відмінність між температурами в контрольних точках 1, 2, 4, 5 для запропонованого та вихідного варіантів

спостерігається, починаючи з перших хвилин прогріву турбіни і закінчується на 240-й хвилині (що відповідає 70-ти хвилинам роботи турбіни після поштовху ротора). На цьому інтервалі часу зона ПКУ, що аналізується, у разі використання вихідної конструкції, прогрівається набагато гірше, ніж в разі використання запропонованої, для якої прогрів відбувається більш рівномірно на всьому інтервалі передпускової підготовки і пуску з ХС. Починаючи з 250-ї хвилини прогрів ротора в області ПКУ для обох розглянутих варіантів має однаковий темп (рис. 4.4).

Попередній аналіз термонапруженого стану ротора для нової конструкції ПКУ та умов її прогріву проведено в «пружній» постановці без урахування нелінійних властивостей матеріалу ротора. В якості вихідних даних для вирішення задачі термоміцністі використовувалися результати вирішення нестаціонарної теплової задачі на етапі передпускової підготовки та пуску з XC.

На рис. 4.5 наведені еквівалентні напруження РВТ в максимально навантаженій області під першою обоймою ПКУ (контрольні точки № 1, 2 відповідно до рис. 3.10) для вихідного і запропонованого варіантів конструкції.



Рис. 4.5 – Еквівалентні напруження в контрольних точках 1 і 2 РВТ в процесі пуску з XC для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ
Еквівалентні напруження в контрольних точках 1, 2 РВТ в залежності від часу пуску з ХС для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ на рис. 4.5 позначені наступними символами:

(а) – в точці 1 для вихідного варіанта конструкції;

(b) – в точці 2 для вихідного варіанта конструкції;

(с) – в точці 1 для запропонованого варіанта конструкції;

(d) – в точці 2 для запропонованого варіанта конструкції.

Якщо максимальні напруження для вихідної конструкції спостерігаються в точці 1 через дві хвилини після поштовху ротора (182-а хвилина) та досягають 584 МПа, що перевищує границю текучості матеріалу ротора (545 МПа при температурі 200 °C), то в запропонованому варіанті конструкції рівень напружень в області ПКУ вдалося істотно знизити за рахунок більш рівномірного прогріву ротора під час підготовки до пуску. Максимальні напруження РВТ для запропонованого варіанту конструкції в контрольній точці 1 складають 234 МПа та 256 МПа і спостерігаються відповідно на 116-й та 400-й хвилинах від початку пуску. У момент поштовху ротора рівень еквівалентних напружень дорівнює ~ 20-25 МПа, далі спостерігається практично рівномірне поле і починає трохи збільшуватися при зростанні навантаження після 220-ї хвилини, не перевищюючи до 370-ї хвилини 80 МПа. При подальшому навантаженні турбіни, підвищенні температури і тиску пари (рис. 2.1 б), відбувається підвищення еквівалентних напружень до 256 МПа, а потім їх зниження на номінальному режимі роботи турбоустановки при усталеному стані РВТ до ~ 40-45 МПа.

Таким чином, при використанні запропонованої конструкції ПКУ та умов прогріву, по довжині РВТ практично не залишається ділянок, які не нагріваються паром, який надходить на етапі передпускової підготовки, і прогрів ротора відбувається рівномірно по всій довжині ПКУ, що призводить до суттєвого зменшення еквівалентних напружень на режимі пуску, починаючи з моменту поштовху ротора.

Аналіз зміни еквівалентних напружень в контрольних точках на РВТ доводить, що максимальний рівень досягається у впадинах ступінчатого

ущільнення в області ПКУ і для запропонованої конструкції є безпечним на досліджених режимах експлуатації. Слід зазначити, що для нової конструкції ПКУ при пусках з 1-го і 2-го неостиглого станів рівень напружень не перевищуватиме рівень, відповідний пуску з холодного стану. При цьому для пусків з 1-го і 2-го неостиглого станів рівень напружень буде подібний для вихідної і запропонованої конструкцій. Використання запропонованої конструкції ПКУ приведе до суттєвого підвищення ресурсу за рахунок зменшення спрацювання ресурсу на режимах пуску з холодного стану.

Слід зазначити, що модифікація конструкції ПКУ та умов прогріву на режимі підготовки до пуску призводить до більш рівномірного та, водночас, більш значного прогріву РВТ в області ПКУ. У разі застосування запропонованих змін, подовження ротора в залежності від часу також зміняться порівняно з вихідною конструкцією. В свою чергу, це може призвести до зміни відносних подовжень ротор-корпус ЦВТ, якщо прийняти, що зміна розширення корпусу внаслідок запропонованих змін незначне.

Для оцінки впливу запропонованої конструкції на відносні подовження ротор-корпус ЦВТ було проаналізовано абсолютні розширення РВТ. На рис. 4.6 наведено різницю між подовженням РВТ для запропонованого та вихідного варіантів конструкції в залежності від часу з моменту початку підготовки до пуску.



Рис. 4.6 – Різниця подовження РВТ запропонованої та вихідної конструкції в залежності від часу при пуску з ХС (з моменту початку підготовки до пуску)

Результати аналізу свідчать, що у разі застосування запропонованого варіанта конструкції, абсолютні подовження РВТ більші у порівнянні з вихідним варіантом. Максимальна різниця становить 1,5 мм і відповідає часу кінця етапу підготовки до пуску (150-180 хвилин з початку підготовки до пуска). Починаючи з 180 хвилини, що відповідає поштовху ротора, подовження РВТ для запропонованого варіанта поступово наближаються до подовжень ротора вихідної конструкції, та вже на 221 хвилині різниця становить менше 0,5 мм, а на 360 хвилині – менш 0,1мм.

У відповідності до інструкції з експлуатації парової турбіни К-325-23,5, допустимі відносні подовження ротора ЦВТ на режимах підготовки до пуску і пуску не повинні перевищувати 6 мм [47]. Заміри відносних подовжень ротора ЦВТ турбіни К-300-240, які були проведені на Придніпровській ТЕС [113], показали, що на момент поштовху ротора (на 180-й хвилині з початку операцій підготовки до пуксу) відносні подовження РВТ не перевищують 2 мм. Вони не перевищують 3 мм аж до етапу набора потужності, що відповідає 221 хвилині з початку операцій підготовки до пуску. Таким чином можна зробити висновок, що збільшення абсолютного подовження ротора у разі застосування запропонованої конструкції не приведе до збільшення відносних подовжень до критичного рівня (6 мм), що гарантує відсутність зачіпань та аварій з цим пов'язаних.

4.3 Вплив конструктивних змін ПКУ та умов прогріву на ресурс ротора

4.3.1 Аналіз термонапруженого стану ротора з урахуванням пластичного деформування на режимах пуску-останову

Попереднє розрахункове дослідження напружено-деформованого стану ротора ЦВТ в «пружній» постановці, яке представлене в підрозділі 4.2, дозволило встановити місця, в яких спостерігається максимальний рівень термонапружень, і відзначити критичні моменти часу на нестаціонарних режимах (з максимальними градієнтами температур та напруженнями), а також оцінити ефективність запропонованої конструкції з точки зору зниження напружень.

У даному пункті представлено результати розрахункового дослідження турбіни К-325-23,5, PBT парової термонапружень які отримані В «пружньопластичній» постановці з урахуванням нелінійних властивостей матеріалу ротора (залежність напружень від деформацій). Як було зазначено в пункті 2.3.3, нелінійний розрахунок дозволяє визначити істинні напруження і пластичні деформації з високою точністю, а також отримати дані, які будуть використані для аналізу малоциклової втоми ротора.

При вирішенні задачі пружнопластичного деформування прийняті наступні вихідні допущення:

1. Для вирішення нелінійної задачі використовується модель полілінійного кінематичного зміцнення, що враховує ефект Баушингера.

2. Матеріал ротора приймається циклічно зміцнюючимся.

3. Для моделювання пластичних властивостей матеріалу ротора використовуються експериментальні криві пружнопластичного деформування сталі 20ХЗМВФА [110] для діапазону температур від 20 °C до 500 °C, які представлено на рис. 4.7.



Рис. 4.7 – Експериментальні криві пружнопластичного деформування сталі 20ХЗМВФА

Розрахункове дослідження термонапруженого стану РВТ в «пружнопластичній» постановці проведено для вихідного і запропонованого варіантів конструкції для режимів пуску з ХС і ГС. На рис. 4.8 представлені еквівалентні напруження РВТ і відповідні температури поверхні металу в області під першою обоймою ПКУ в контрольній точці 1 в залежності від часу для вихідного і запропонованого варіантів конструкції в процесі пуску з ХС.



Рис. 4.8 – Еквівалентні напруження та температури РВТ в контрольній точці 1 при пуску з XC, отримані в результаті «пружнього» та «пружнопластичного» розрахунку для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ

Напруження та температури в контрольній точці 1 РВТ в залежності від часу пуску з XC для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ на рис. 4.7 позначені наступними символами:

(а) – еквівалентні напруження для вихідного варіанта конструкції при застосуванні «пружньої» моделі деформування;

(b) – еквівалентні напруження для вихідного варіанта конструкції при застосуванні «пружньопластичної» моделі деформування;

(c) – еквівалентні напруження для запропонованого варіанта конструкції при застосуванні «пружньої» моделі деформування;

(d) – еквівалентні напруження для запропонованого варіанта конструкції при застосуванні «пружньопластичної» моделі деформування;

(е) – температура метала для вихідного варіанта конструкції;

(f) – температура метала для запропонованого варіанта конструкції.

Вплив врахування пластичності проілюстровано на рис. 4.8, де представлені також результати дослідження зміни еквівалентних напружень в процесу пуску з XC, виконаного в «пружній» (лінії «а», «с») та «пружньопластичній» (лінії «b», «d») постановках. Як видно з рис. 4.8, максимальні напруження для вихідного варіанту конструкції ПКУ в пружній постановці виникають на 208 хвилині та складають 584 МПа (лінія «а»), тоді як з урахуванням пластичності – 551 МПа (лінія «b»). Зіставлення результатів розрахунку термонапруженого стану ротора в області під першою обоймою ПКУ в точці 1 показало, що для вихідного варіанта конструкції, де напруження, отримані в «пружній» постановці, перевищували границю співвідношення текучості, між максимальними напруженнями, отриманими з урахуванням пластичних властивостей матеріалу і без урахування розрізняється на ~ 6 %.

Як видно, максимальні еквівалентні напруження при «пружньопластичному» розрахунку для запропонованої конструкції становлять 234 МПа та 256 МПа і спостерігаються відповідно на 116-й та 400-й хвилинах від початку пуску та майже не відрізняються від напружень отриманих в «пружній» постановці. Це пояснюється тим, що напруження для запропонованого варіанту конструкції не перевіщують границю текучості матеріалу.

Як показують результати дослідження термонапруженого стану РВТ з урахуванням нелінійних властивостей матеріалу ротора, максимальні еквівалентні напруження для вихідної конструкції дорівнюють 551 МПа та значно перевищують максимальні напруження, що отримані для запропонованого варіанту конструкції (256 МПа).

Зіставлення напружено-деформованих станів ротора ЦВТ в області ПКУ, регулюючого ступеня та перших ступенів тиску турбіни К-325-23,5 для вихідного і запропонованого варіантів конструкції ПКУ, отриманих в результаті «пружнопластичного» розрахунку, представлено на рис. 4.9. Рівень еквівалентних напружень добре корелює зі зміною температурних полів ротора.



Рис. 4.9 – Розподіл еквівалентних напружень РВТ турбіни К-325-23,5, отриманих в результаті «пружнопластичного» розрахунку для варіанту конструкції:

а) - вихідного; б) - запропонованого

Результати аналізу НДС ротора, які отримані при «пружнопластичній» постановці показують, що, як і для розрахунку в «пружній» постановці рівень напружень для вихідного варіанту конструкції значно вище ніж для запропонованого варіанту. Максимальні напруження для вихідного варіанта виникають на ділянці ротора в області під першою обоймою ПКУ, яка залишається непрогрітою аж до поштовху ротора на 180-й хвилині, і становлять 551 МПа. Високих напружень для модифікованої конструкції не виникає на всьому етапі підготовки і пуску турбіни з ХС. Починаючи з 400 хвилини, напруження для обох варіантів конструкції розрізняються незначно.

4.3.2 Оцінка впливу запропонованої конструкції ПКУ на спрацьовування ресурсу РВТ за механізмом малоциклової втоми

Циклічні напруження і деформації, що виникають в роторі при пусках та повторюються, призводять до накопичення ушкоджень в матеріалі ротора та розвитку малоциклової втоми. Вичерпання ресурсу за механізмом МЦВ після певного числа циклів навантаження призводить до утворення тріщин, подальшому їх розвитку і руйнуванню конструкції. Тому число циклів навантаження турбіни (пусків турбіни з різних станів, остановів турбін на вихідні і святкові дні, скидання і набір навантажень в нічні години роботи, зміна режимів за вказівкою диспетчера) є одним з основних факторів, які обмежують ресурс турбіни. Іншим механізмом вичерпання pecypcy високотемпературних елементів турбіни для € високотемпературна повзучість, внаслідок якої пошкодження накопичуються за рахунок тривалої роботи на номінальному режимі.

Задачею дисертаційного дослідження є покращення конструкції ПКУ та умов прогріву ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 з точки зору надійності і збільшення допустимого числа пусків турбіни. При цьому умови роботи турбіни, тепловий стан і навантаження ротора ЦВТ на номінальному режимі залишаються незмінними і внесок повзучості в вичерпання ресурсу ротора для вихідного і запропонованого варіанта конструкцій буде подібний. Тому оцінка ресурсу проводиться в порівняльній постановці та сфокусована на аналізі впливу МЦВ на ресурс ротора.

Для оцінки впливу нової конструкції ПКУ та запропонованих умов прогріву на ресурс з точки зору малоциклової втоми ротора ЦВТ застосований підхід, використанні результатів заснований аналізу НДС конструкції при на деформуванні (пункт 4.3.1) i пружнопластичному В застосуванні експериментальних кривих малоциклової втоми матеріалу і коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і деформацій [110].

Виконане дослідження вихідного і запропонованого варіантів конструкції ПКУ щодо визначення рівня НДС в РВТ показало, що рівень напружень ротора не перевищує границю текучості при робочій температурі з коефіцієнтом запасу не менше двох в найбільш напружених місцях, за винятком області ПКУ, де напруження для вихідного варіанта конструкції перевищують границю текучості матеріалу ротора. При конструюванні турбіни К-325-23,5 заводом-виготовлювачем виконані розрахункові дослідження по фактору МЦВ і розподілу кількості пусків на холодний, неостиглий і гарячій, з урахуванням досвіду експлуатації парових турбін типу К-300, що дозволило обмежити кількість пусків з холодного стану числом рівним 100. Однак, аналіз кількості пусків з різних теплових станів для турбін, які експлуатуються, показує, що кількість пусків з гарячого стану турбін потужністю 300 МВт на ТЕС України може перевищувати 1600 (а не 1000, як заявлено в інструкції) при терміні експлуатації 250-300 тис. годин.

Доцільно розглянути вплив запропонованої конструкції ПКУ на можливе збільшення кількості пусків турбіни з ХС. Для цього було виконано розрахункове дослідження НДС ротора як вихідної, так і запропонованої конструкції ПКУ та аналіз ресурсу з урахуванням пружнопластичного деформування матеріалу ротора.

За результатами дослідження НДС ротора на розглянутих нестаціонарних режимах роботи турбіни були обрані найбільш напружені області в елементах ротора, для яких проводився розрахунок МЦВ (див. рис. 4.10): точки 1, 2, 3 – область ПКУ, 4 – галтель диска регулюючого ступеня, 5 – галтель диска 1-го ступеня тиска, 11 – осьовий отвір ротора під диском регулюючого ступеня.



Рис. 4.10 – Контрольні точки в найбільш напружених місцях поверхонь РВТ

Відповідно до РТМ [110] для визначення повних деформацій ротора було виконано розрахункове дослідження в нелінійній пружнопластичній постановці

(див. пункт 4.3.1) при циклічному навантаженні. Для врахування ефекту зміцнення матеріалу та отримання стабілізованої петлі гистерезиса при циклічних деформаціях з урахуванням пластичності матеріалу моделювалося два цикла роботи турбіни на змінному режимі: початковий стан – пуск (навантаження) – номінальний режим і витримка – останов і подальше природне охолодження (розвантаження).

Останов турбіни розглядався відповідно до графіків останова зі зривом вакууму (рис. 1.7), граничні умови конвективного теплообміну визначалися за методикою, викладеною в розділі 2, і представлені в додатку Б табл. Б.3.

Для оцінки ресурсу МЦВ для кожної критичної зони (рис. 4.9) визначався ефективний розмах деформацій у відповідності до методики, наведеної у пункті 2.3.3. Число циклів навантаження до зародження тріщини визначалося за результатами випробувань зразків на розтягнення-стиснення при жорсткому ізотермічному симетричному циклі напружень [114]. Експериментальні криві втоми для матеріалу ротора представлено на рис. 4.11 [110].



Рис. 4.11 – Експериментальні криві втоми сталі 20ХЗМВФА [110]

З урахуванням коефіцієнтів запасу, на які впливають такі фактори, як похибка методики розрахунку, рівень неточності у властивостях матеріалу, можливе відхилення в робочих параметрах турбіни та інші, допустиме число циклів навантаження визначалося як мінімальне з 2-х значень

$$\mathbf{N} = \min\{\mathbf{N}_{aN}, \mathbf{N}_{a\varepsilon}\} \quad ; \tag{4.3}$$

$$N_{aN} = \frac{N(\varepsilon_a)}{K_N} \quad ; N_{a\varepsilon} = N(\varepsilon_a K_{\varepsilon}) \quad , \tag{4.4}$$

де ε_a – амплітуда деформацій; K_N , K_{ε} – коефіцієнти запасу; $N(\varepsilon_a)$, $N(\varepsilon_a K_{\varepsilon})$ – число циклів до руйнування, яке визначається з використанням експериментальних кривих втоми, наведених на рис. 4.11.

Допустима кількість циклів навантаження до появи тріщини втоми для ротора ЦВТ турбіни К-325-23,5 визначалася за значеннями приведених амплітуд деформацій і експериментальним кривим малоциклової втоми для сталі 20ХЗМВФА (рис. 4.11). Коефіцієнти запасу по число циклів і деформації матеріалу ротора прийняті згідно [110] та складають $K_N = 5$, $K_{\varepsilon} = 1,5$.

Слід зазначити, що максимальні термонапруження і деформації матеріалу ротора, а, отже, і пошкодження за механізмом МЦВ, спостерігаються при пуску турбіни з ХС. Крім цього, запропоновані конструктивні зміни і умови прогріву РВД вносять максимальний вплив на температурне поле ротора саме на режимі передпускової підготовки і пуску з ХС. Тому порівняльний аналіз ресурсу РВТ проведено для циклічного навантаження: пуск з ХС – робота на номінальному режимі – останов зі зривом вакууму – природне охолодження. Результати оцінки МЦВ для вихідного та запропонованого варіантів конструкції ПКУ та запропонованих умов прогріву ротора під секціями ПКУ представлено в табл. 4.2.

Високі значення ефективного приведеного розмаху деформацій ε_a спостерігаються в контрольних точках 1, 2, 3. Для вихідного варіанта конструкції максимальна амплітуда деформацій спостерігається в контрольній точці 1 і становить ~ 0,26 %, що відповідає мінімальному допустимому числу пусків з ХС рівному 320 і обмежено потенційною небезпекою зародження тріщин.

	Вихідна ко	онструкція	Запропонован	а конструкція
Тонко Мо	Амплітуда	Число циклів,	Амплітуда	Число циклів,
10чка л⊻	деформацій,	N	деформацій,	N
	ε_a , %		ε_a ,%	
1	0,2558	320	0,0719	>10000
2	0,1967	1200	0,0606	>10000
3	0,1285	2400	0,0491	>10000
4	0,0508	>10000	0,0498	>10000
5	0,0395	>10000	0,0425	>10000
11	0,0650	>10000	0,0644	>10000

Порівняння допустимого числа циклів для вихідного і запропонованого варіантів конструкції ПКУ

Результати дослідження МЦВ для вихідного і запропонованого варіантів конструкції переднього кінцевого ущільнення показують, що при застосуванні запропонованої конструкції переднього кінцевого ущільнення, завдяки змінам в умовах прогріву ротора в області під першою обоймою переднього кінцевого ущільнення, ефективний наведений розмах деформацій для найнебезпечнішої області ротора (точка 1) вдалося знизити з 0,26 до 0,07 %. Відповідно, допустиме число пусків з холодного стану для РВТ у разі застосування запропонованого варіанту конструкції, згідно з експериментальними кривими втоми сталі 20ХЗМВФА, перевищує 10000. Тоді як для вихідного варіанта конструкції допустиме число пусків з холодного стану не перевищувало 320. Аналогічна ситуація спостерігається на всій області під першою обоймою переднього кінцевого кінцевого ущільнення для контрольних точок 2, 3. Для інших відзначених в табл. 4.2 точок розмах деформацій в разі вихідного і запропонованого варіантів відрізняються несуттєво, однак, значення розмахів деформацій малі, і накопичення пошкоджень за механізмом МЦВ відбувається значно повільніше.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Для зниження рівня термічних напружень в РВТ, які виникають при пусках із холодного стану, були запропоновані зміни в конструкції ПКУ та в системі ущільнень, які забезпечують рівномірний прогрів ротора в області ПКУ шляхом впровадження перетоку пари через кожну секцію ПКУ на протязі підготовки до пуску [6, 7, 17].

2. Проведений розрахунок теплового і термонапруженого стану ротора з використанням нової конструкції переднього кінцевого ущільнення та умов прогріву довів, що при використанні нового варіанта забезпечується рівномірній прогрів РВТ при пусках турбіни з холодного стану [7].

3. Розрахункове дослідження термонапруженого стану, яке проведене в «пружнопластичній» постановці для вихідного і запропонованого варіантів конструкції, показало, що рівень термонапружень в області під першою обоймою ПКУ (у відповідних точках 1 і 2 з максимальними напруженнями) може бути знижено більш ніж у 2,5 рази. Максимальні напруження під час передпускової підготовки в цих точках не перевищують 225 МПа для запропонованого варіанта Толі вихідного варіанта конструкції. як для отримані В результаті «пружнопластичного» розрахунка максимальні напруження становлять 551 МПа.

4. Результати оцінки малоциклової втоми показали, що у разі застосування запропонованого варіанта конструкції переднього кінцевого ущільнення та нових умов прогріву допустиме число пусків з холодного стану для РВТ с точки зору ресурсу МЦВ вдалося значно підвищити у порівнянні з вихідною конструкцією. Було виявлено, що число пусків з ХС для РВТ для вихідної конструкції обмежує область під першою обоймою ПКУ. Допустиме число пусків з ХС для вихідної з ХС для вихідного варіанта конструкції становить 320 та 1200 циклів для критичних точок 1 та 2 (під першою обоймою ПКУ) відповідно. Тоді як для запропонованого варіанта конструкції допустиме число пусків з ХС становить не менше 10000 для РВТ.

5. Результати дослідженнь стали основою для заявки №А201701820 від 27 лютого 2017 року на патент «Переднє кінцеве ущільнення циліндру високого тиску потужних парових турбін».

ВИСНОВКИ

1. Розроблено методологічний підхід до розрахунку нестаціонарного теплового і термонапруженого стану роторів парових турбін, що дозволяє підвищити точність результатів аналізу за рахунок:

- застосування нового критеріального рівняння для визначення КТВ, отриманного у дисертаційній роботі, що враховує струминний характер течії пари у впадинах переднього кінцевого ущільнення;
- врахування процесу плівкової конденсації пари на поверхнях елементів ротора із застосуванням розробленого алгоритму, що базується на відстеженні температури поверхні ротора у процесі пуску та дозволяє достовірно призначати граничні умови теплообміну;
- покращеної розрахункової моделі ротора та застосування пружнопластичної постановки для аналізу термонапруження і МЦВ.

2. Застосовуючи розроблений підхід, проведено дослідження нестаціонарного теплового стану ротора парової турбіни К-325-23,5 на режимах підготовки до пуску, пусків з ХС і ГС, результати якого показали, що у процесі пуску з ХС, частина ротора під першою обоймою ПКУ лишається непрогрітою аж до поштовху ротора. При дослідженні врахована технологія пуску турбіни:

- виконано аналіз процесів, які проходять в період між подачею пари на кінцеві ущільнення та подачею пари з котла через вихлопний патрубок за умов робот схеми ущільнень;
- визначено час плівкової конденсації та параметри пари на виході з МКП і пов'язані з цим розподіли параметрів пари в камерах кінцевих ущільнень.

3. За допомогою розробленого підходу досліджено термонапружений стан РВТ турбіни К-325-23,5 на режимах передпускової підготовки, пусків з холодного і гарячого станів, основні результати якого полягають у наступному:

 максимальні напруження спостерігаються при пуску турбіни з холодного стану в області непрогрітої секції ПКУ під час поштовху ротора та досягають 584 МПа, що перевищує умовну границю текучості на 7 %;

- при пуску турбіни з гарячого стану рівень термонапружень за весь цикл пуску не перевищує границю пружності;
- показано, що плівкова конденсація пари на поверхні ротора істотно впливає на тепловий та термонапружений стан конструкції: напруження, отримані при врахуванні процесу плівкової конденсації на 18 % більші у порівнянні з розрахунком без його урахування;
- показано вплив структури струминної течії у впадинах кінцевих ущільнень: напруження, отримані з урахуванням струминної течії на 12 % більші у порівнянні з розрахунком без урахування.

4. Запропоновано новий підхід для забезпечення рівномірного прогріва ротора в області ПКУ РВТ та зниження рівня термічних напружень, що виникають при підготовці до пуску та пуску з ХС, який базується на зміні в конструкції обойми ПКУ та технології прогріву ротора на етапі підготовки до пуску.

5. Розрахункове дослідження термонапруженого стану, яке проведено в пружнопластичній постановці для вихідного і запропонованого варіантів конструкції, показало, що рівень максимальних термонапружень вдалось знизити з 584 МПа до 250 МПа. Аналіз МЦВ РВТ показав, що для запропонованого варіанту конструкції амплітуду деформації в області ПКУ вдалося знизити з 0,256 % до 0,072 %, що дозволяє збільшити допустиме число пусків з ХС більше ніж у 2 рази.

6. Результати дисертаційної роботи будуть використані при вдосконаленні конструкції циліндра високого тиску турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом» (акт впровадження № ТА-01-652 від 29.11.2017 р.) (додаток Г). Результати дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності фізико-енергетичного факультету Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна при підготовці студентів кваліфікаційного рівня магістр у рамках дисципліни «Термонапружений стан елементів енергетичного обладнання» (додаток Д).

7. Результати досліджень стали основою для заявки №А201701820 від 27 лютого 2017 року на патент «Переднє кінцеве ущільнення циліндру високого тиску потужних парових турбін».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бахмутская Ю. О. Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2013. № 1 (31). С. 23-27.

2. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Бахмутская Ю. О. Методологический подход к определению коэффициентов теплопередачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2015. № 3 (41). С. 32-36.

3. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума // Вісник НТУ «ХПІ». «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 8 (1180). С. 122–128.

4. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2016. № 3 (45). С. 21-24.

5. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 38–43.

6. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из холодного состояния // Проблеми машинобудування. 2017. Вып. 20, № 2. С. 3-11.

7. Bakhmutska Ju. O., Goloshchapov V. M., Kochurov R. Rotor heating conditions influence on the thermostructural state and lifetime of the 325 MW steam turbineduring start-ups // Bulletion of NTU "KhPI". Dynamics and strength of machines. 2017. № 39 (1261). P. 89-94.

8. Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 2-25.

9. Бахмутська Ю. О., Голощапов В. М., Альохіна С. В. Термічна міцність канавки ступеневого ущільнення циліндра високого тиску теплофікаційної турбіни К-250/300-240-3 // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції, Харків: НТУ «ХПІ». 2011. С.214.

10. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В., Голощапов В. Н. Влияние газодинамики парового потока на напряженное состояние выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23,5 в широком диапазоне изменения режимов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XIV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2012. 12 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

11. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Температурное и термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К–325–23,5 при стационарных режимах работы // XLI Неделя науки СПбГПУ: программа научно-практической конференции с международным участием. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 61 - 63.

12. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сборник трудов III Межотраслевой научнопрактической конференции молодых ученых и специалистов. Харьков / ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». Х.: НТМТ, 2014. С.43-46.

13. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Граничные условия для оценки теплового состояния зоны концевых уплотнений роторов ЦВД и ЦСД в предтолчковый период // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

14. Бахмутская Ю. О. Причины техногенной опасности паровых турбин при подготовке к пуску // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Х.: НУЦЗУ, 2015. С. 67-68.

15. Бахмутская Ю. О. Методика определения давления в межкорпусном пространстве для оценки работы переднего концевого уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5 в предтолчковый период // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2016. С. 39.

16. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния РВД турбины К-325-23,5 при пуско-остановочных режимах // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XVII междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

17. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В. Влияние конструкции и условий прогрева переднего концевого уплотнения ротора высокого давления на маневренные характеристики мощных паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2018. С. 21.

18. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Спец. випуск інформаційно-аналітичного бюл. 23 березня 2006 р. К.: Відомості Мінпаливенерго України, 2006. 144 с.

19. Черноусенко О. Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности: монография. Харьков: ФОП Бровин А. В., 2014. 308 с.

20. Пешко В. А. Управління залишковим ресурсом високотемпературних елементів парових турбін: дис. канд. техн. наук: 05.14.14. К., 2017. 186 с.

21. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт /
В. Г. Суботін, Є. В. Левченко, В. Л. Швецов, О. Л. Шубенко, А. О. Тарелін,
В. П. Суботович // Харків: Фоліо, 2009. 256 с.

22. Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Дроздов Р. А. Турбины нового поколения мощностью 540...600 МВт для блоков тепловых электрических станций, поставляемые ОАО «Турбоатом» взамен отработавших свой ресурс турбин К-500-

240-2 // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2012. № 7. С. 6-15.

23. Беляев С. А., Литвак В. В., Солод С. С. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС. Томск: Изд-во НТЛ, 2008. 218 с.

24. Белов В. П., Пергаменщик Б. К. Крупные аварии на ТЭС и их влияние на компоновочные решения главных корпусов // Вестник МГСУ. 2013. № 4. С. 61-69.

25. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и вывод / И. Ш. Загретдинов, А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, П. Р. Должанский // Теплоэнергетика. 2004. № 5. С. 5-15.

26. Резинских В. Ф., Гладштейн В. И., Авруцкий Г. Д. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 296 с.

27. Георгиевская Е. В., Гаврилов С. Н. Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2013. № 12 (986). С. 107-113.

28. Оперативная расчетная оценка теплового и термонапряженного состояния высокотемпературных роторов паровых турбин / Н. Г. Шульженко, Н. Н. Афанасьев, А. В. Пожидаев, О. Ю. Черноусенко // Энергетика и электрификация. 2007. № 4. С. 60-66.

29. Шубенко-Шубин Л. А.Прочность паровых турбин. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

30. Анализ причин исчерпания ресурса паровой турбины / В. П. Сухинин, Г. И. Канюк, Т. Н. Пугачова, Т. А. Лавриненко // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2011. № 5. С. 71-75.

31. Анализ повреждаемости роторов паровых турбин (обзор) / А. Н. Смирнов,
Н. В. Быкова, Н. В. Абабков, Б. Р. Фенстер // Вестник Кузбас. гос. техн. ун-та. 2014.
№ 2 (102). С. 38-46.

32. Гладштейн В. И., Любимов А. А. Оценка влияния микроповрежденности металла на ресурс высокотемпературных роторов паровых турбин блоков мощностью 800 МВт // Энергетик. 2017. № 7. С. 13-16.

33. Оценка влияния имеющихся дефектов на ресурсные характеристики роторов турбоагрегатов/ Г. В. Абушик, С. Н. Гаврилов, Е. В. Георгиевская, А. И. Левченко // Электрические станции. 2017. № 7. С. 39-43.

34. Сухинин В. П., Пугачева Т. П. Ресурс паровой турбины // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2014. № 11 (1054). С. 132-138.

35. Мисак Й., Дворовенко В., Галянчук І. Пускові режими парових турбін енерго-блоків ТЕС. Львів: НВФ «Українські технології», 2008. 176 с.

36. Обоснование продления срока службы паровых турбин, имеющих детали с отклонениями от требований нормативной документации / А. В. Судаков, С. Н. Гаврилов, Е. В. Георгиевская, А. И. Левченко, Л. В. Федорова // Neftegaz.RU. 2015. Т. 2, № 1. С. 42-47.

37. Капинос В. М., Гура Л. А. Исследование теплообмена в лабиринтовых уплотнениях на статических моделях // Теплоэнергетика. 1970. № 11. С.38-41.

38. Берри, Джонсон Предотвращение растрескивания роторов паровых турбин, вызываемого циклическими температурными напряжениями // Энергетические машины и установки: тр. америк. общества инж.-мех.. Сер. А. 1964. Т. 86, № 5. С.169-180.

39. Viswanaman R. Damage Mechanism and Life Assessment of High Temperature Components // ASM Intern. Metals Park, May 1993. P. 501.

40. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: нормативний документ. – Чинний від 2011-10-05. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. 42 с.

41. Поздышев А. А., Рабенко В. С. О повреждениях паровых турбин ТЭС // Вестник ИГЭУ. 2004. Вып. 2. С.19-23.

42. Тарелин А. А., Скляров В. П. Электрофизические явления и неравновесные процессыв паровых турбинах. Харьков: ФЛП Иванченко И.С., 2011. 280 с.

43. РТМ 108.020.16-83. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. М.: Минэнергомаш, 1983. 116 с.

44. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 540 с.

45. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствование режимов их эксплуатации / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощапов, П. П. Гонтаровский, В. Г. Дедов, А. О. Костиков, А. В. Павленко, А. В. Русанов, В. В. Соловей, В. И. Цибулько // К.: Наук. думка, 2008. 366 с.

46. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 2010. 192 с.

47. Турбина паровая К-325-23,5. Руководство по эксплуатации Б-57 РЭ(03). Харьков: ОАО «Турбоатом», 2006. 80 с.

48. Інструкція по устрою та експлуатації турбогенератора К-325-23,5 ХТГЗ блоку № 2. Українка: «Трипільська ТЕС», 2014. 169 с.

49. Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин / Ю. М. Мацевитый, С. В. Алехина, В. Н. Голощапов, О. В. Котульская; под общ. ред. академика НАН Украины Ю. М. Мацевитого. Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2012. 288 с.

50. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.

51. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

52. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977. 344 с.

53. Incropera F.P., Dewitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New York: John Wiley & Sons, 1996, 423 p.

54. Сафонов Л. П., Селезнев Н. П., Коваленко А. Н. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин. Л.: Машиностроение, 1983. 295 с.

55. Зысина-Моложен Л. М., Зысин Л. В., Поляк М. П. Теплообмен в турбомашинах. Л.: Машиностроение, 1974. 336 с.

56. Leyzerovich A. Steam turbines for modern fossil-fuel power plants. New York: Fairmont Press, 2008, 552 p.

57. Leyzerovich A. Large power steam turbines: Design and Operation, Vol. I. New York: Penn Well Books,1997. 376 p.

58. Капинос В. М., Гура Л. А, Черноусенко О. Ю. Особенности теплоотдачи при течении влажного пара в цилиндрической полости // Весці Академії навук БССР. Сер. фіз.-энерг. навуки. 1990. № 2. С. 61-65.

59. Граничные условия теплообмена в камерах отбора влажно-паровых турбин / В. М. Капинос, Ю. Ф. Косяк, В. А. Палей, Л. А. Гура, О. Ю. Черноусенко // Теплоэнергетика. 1991. № 7. С. 33-36.

60. Гура Л. А., Черноусенко О. Ю., Навроцкий В. В. Нестационарная задача теплообмена при конденсации движущегося пара в камере отбора влажно-паровой турбины // Енергетичне машинобудування. 1990. Вип. 51. С. 106-114.

61. Экспериментальная проверка математической модели теплообмена при конденсации пара в горизонтальной цилиндрической полости / Л. А. Гура, В. А. Палей, В. В. Навроцкий, О. Ю. Черноусенко, О. И. Красников // Енергетичне машинобудування. 1985. Вип. 40. С. 69-72.

62. Капинос В. М., Черноусенко О. Ю. Теплообмен в камерах отбора влажнопаровых турбин // Енергетичне машинобудування. 1988. Вип. 46. С. 60-64.

63. Черноусенко О. Ю. К вопросу определения граничных условий теплообмена для расчетного уточнения возможности продления срока эксплуатации корпусных деталей и роторов паровых турбин // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2006. № 5. С. 67-71.

64. Култышев А. Ю., Похорилер В. Л., Голошумова В. Н. Температурное и термонапряженное состояние ротора среднего давления турбины К-300-240-2 при пуске по новой технологии // Надежность и безопасность энергетики. 2008. № 1. С. 47-50.

65. Расчетное определение малоцикловой усталости высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт с применением программного комплекса ANSYS И COSMOSWorks / Е. М. Письменный, О. Ю. Черноусенко,

Е. В. Штефан, Д. В. Рындюк, Д. С. Третяк // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. 2008. № 52. С. 188-195.

66. Автоматизированная оценка срабатывания ресурса высокотемпературного ротора турбины / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровский // Вісник НТУ "ХПІ". Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2014. № 13. С. 39-45.

67. Ивановский А. А., Похорилер В. Л. Определение условий теплообмена в стопорных клапанах турбин УТЗ с давлением свежего пара 12,8 МПа // Труды РНКТ- IV. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. С.66-68.

68. Ивановский А. А., Похорилер В. Л., Голошумова В. Н. Расчет термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений // Электрические станции. 2008. № 1. С. 32-37.

69. РТМ 24.020.16-73 Турбины паровые стационарные. Расчет температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электромоделирования. – М., 1973. - № ВК-002/3209.– 104 с.

70. Смирнов А. А. Численное моделирование термонапряженного состояния ротора паровой турбины для системы контроля переходных режимов работы турбоуствановки в реальном времени: дис. канд. техн. наук: 05.04.12. Екатеринбург, 2014. 154 с.

71. Uche J., Artal J., Serra L. Comparison of heat transfer coefficient correlations for thermal desalination units // Desalination. 2002. Vol. 152. P. 195-200.

72. Гура Л. А., Черноусенко О. Ю. Конденсация водяного пара в горизонтальной трубе большого диаметра // Енергетичне машинобудування. 1988. Вип. 45. С. 84-86.

73. Теплоотдача при конденсации пара в цилиндрической расточке / В. М. Капинос, Л. А. Гура, В. В. Рухлинский, В. В. Навроцкий // Изв. вузов. Энергетика. 1985. № 1. С. 83-87.

74. Оценка малоцикловой усталости паровой турбины К-200-130-3 с применением программного комплекса ANSYS и COSMOS / О. Ю. Черноусенко,

Е. В. Штефан, Д. В. Рындюк, Д. С. Третяк // Энергетика и электрификация. 2008.
№ 3. С. 42-48.

75. Черноусенко О. Ю. Подовження терміну експлуатації парових турбін великої потужності (на прикладі турбін К-200-130): дис. д-ра техн. наук: 05.05.16. Харків, 2009. 413 с.

76. Исследование напряженно-деформированного состояния ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ при различных режимах работы / Л. К. Белевцева, В. И. Берлянд, Г. А. Цыплятев и др. // Теплоэнергетика. 1984. № 6. С. 27-30.

77. Берлянд В. И., Плоткин Е. Р. Обобщенные результаты исследований циклической усталости паровых турбин мощностью 160, 200 и 300 МВт при переменных режимах работы // Теплоэнергетика. 1992. № 6. С.23-29.

78. Костюк А. Г., Трухний А. Д. Прочность цельнокованных роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении // Теплоэнергетика. 2004. № 10. С.45-52.

79. Комплексный диагностический контроль температурного и термонапряженного состояния турбины в составе функций АСТД блока 300 МВт / А. Ш. Лейзерович, А. В. Антонович, В. И. Берлянд, А. В. Пожидаев, В. Г. Мовенко // Электрические станции. 1992. № 10. С. 32-38.

80. Методы и вопросы оценки продления ресурса паровых турбин / Н. И. Мамонтов, Н. Г. Шульженко, А. В. Пожидаев, Т. Н. Пугачева // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр. Междунар. науч.-техн. конф. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2003. С.365-370.

81. Некоторые проблемы оценки и продления ресурса паровых турбин ТЭС /
В. И. Берлянд, Н. А. Борисов, А. В. Пожидаев, В. В. Кривенюк, И. Г. Шелепов,
Т. Н. Пугачева // Энергетика и электрофикация. 2003. № 5. С. 12-16.

82. Расчетная оценка остаточного ресурса роторов и корпусов паровых турбин / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, А. В. Пожидаев, Н. И. Мамонтов // Энергетика и электрофикация. 2006. № 12. С. 11-51.

83. Трухний А. Д., Корж Д. Д., Кочетов А. А. Восстановление малоциклового ресурса роторов паровых турбин путем удаления поврежденного слоя металла // Электрические станции. 1984. № 3. С. 21-22.

84. Трухний А. Д. Новый подход к оценке малоцикловой долговечности деталей энергетического оборудования // Теплоэнергетика. 1994. № 4. С. 2-6.

85. Трухний А. Д. Расчет деталей паровых турбин на термическую усталость // Теплоэнергетика. 1984. № 2. С. 74-76.

86. Трухний А. Д. Расчет деталей паровых турбин на термическую усталость.
Ч. І. Выбор коэффициентов запаса и расчет выработки ресурса // Теплоэнергетика.
1984. № 4. С. 72-74.

87. Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Ч. І. Методика оценки ресурса / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, В. Н. Голощапов, А. В. Пожидаев, А. Ю. Козлоков // Енергетика та електрифікація. 2011. № 1 (329). С. 41-46.

88. Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Ч. П. Оценка поврежденности и остаточного ресурса / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, В. Н. Голощапов, А. В. Пожидаев, А. Ю. Козлоков // Енергетика та електрифікація. 2011. № 2 (330). С. 42-49.

89. Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Ч. III. Влияние темпов изменения нагрузки на переходных режимах. Обобщение результатов расчета / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, В. Н. Голощапов, А. В. Пожидаев, А. Ю. Козлоков // Енергетика та електрифікація. 2011. № 3 (331). С. 13-18.

90. Brilliant, H. M., Tolpadi, A. K. Analytical approach to steam turbine heat transfer in a combined cycle power plant // ASME Turbo Expo. Vienna, Austria, 2004. GT2004-53387.

91. Marinescu G, Ehrsam A, Sell M, Brunner P. Experimental Investigation in Thermal Behavior of Steam Turbine Components: Part 3—Startup and the impact of LCF life // ASME Turbo Expo, San Antonio, Texas, USA, 2013. GT2013-94356. 92. Topel M, Jöcker M, Paul S, Laumert B. Differential expansion sensitivity studies during steam turbine start-up // ASME Turbo Expo. Montréal, Canada, 2015. GT2015-42214.

93. Wang W.Z., Zhang J.H., Liu H.F., Liu Y.Z. Influence of creep on low-cycle fatigue life assessment of ultrasupercritical steam turbine rotor // ASME Turbo Expo. Düsseldorf, Germany, 2014. GT2014-26757.

94. Mao J., Wang W., Liu Y., Zhang J. Multiaxial creep-fatigue life prediction on the rotor of a 1000MW supercritical steam turbine // ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark, 2012. GT2012-69135.

95. Chen R., He A P., Yang Y. L., Ye X. Z., Jiang P. N., Hua W. X. Life Assessment Technology of Steam Turbine Rotor // ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, 2013. GT2013-95456.

96. Mukhopadhyay D., Brilliant, H. M., Zheng X. Development of a conjugate heat transfer simulation methodology for prediction of steam turbine cooldown phenomena and shell deflection // ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Germany, 2014. GT2014-25874.

97. Hu Y., Jiang P., Ye X., Chen G., Zhang J., Hao Z., Xiao L. Lifetime Assessment of Steam Turbine Casing // ASME Turbo Expo. Montréal, Canada, 2015. GT2015-43495.

98. Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.

99. Щегляев А. В. Паровые турбины: теория теплового процесса и конструкции турбин. Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.

100. Алехина С. В., Голощапов В. Н., Костиков А. О. Нестационарный теплообмен на поверхности роторов турбомашин в лабиринтовых уплотнениях // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2007. № 1 (7). С. 100–102.

101. Оценка условий теплообмена в окрестности критической точки при натекании струи на преграду / Ю. М. Мацевитый, В. А. Маляренко, В. Н. Голощапов, В. А. Барсуков// Инж.-физ. журн. 1979. Т. XXXVII, № 2. С. 23-36.

102. Барсуков В. А. Исследование газодинамики и теплообмена в полостях турбомашин: дис. канд. техн. наук: 05.05.16. Харьков, 1980. 154 с.

103. Переверзев Д. А., Лебедев А. Г., Борисов Н. А. Совершенствование маневренных характеристик модернизируемых паровых турбин типа К-300-240 методами управления их тепловым состоянием // Проблемы машиностроения. 2006. Т. 9, № 1. С. 3-18.

104. Теплобмен и газодинамика в камерах отбора паровых турбин / В. А. Маляренко, В. Н. Голощапов, В. А. Барсуков, О. В. Котульская, О. Ю. Черноусенко. К.: Наук. думка, 1991. 240 с.

105. Миронов Б. П. Исследованое конвективного теплообмена на экранах, установленных по торцам вращающегося диска // Известия АН СССР, ОТН. 1960. № 3. С. 129-137.

106. Миронов Б. П. Тепловостприятие экранов, установленных по торцам вращающегося горячего диска // Энергомашиностроение. 1959. № 8. С. 15-19.

107. Матвеев Ю. Я. Математическая модель процесса остывания ЦВД и ЦСЦ паровых турбин большой единичной мощности: дис. канд. техн. наук: 05.04.01. Харьков, 1984. 255 с.

108. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М.: Мир, 1979.392 с.

109. Тимошенко С. П. Теория упругости. М.; Ленинград: ОНТИ. Главная редакция науч.-техн. лит-ры, 1937. 451 с.

110. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М.: 1985. - № АЗ-002/7382 – 49 с.

111. Переверзев Д. А., Бабак Н. Ю., Шелехина Ж. А. Математическое моделирование остывания корпусов и роторов при остановках мощных паровых турбин верзев // Проблемы машиностроения. 2011. Т. 14, № 6. С. 3-9.

112. Переверзев Д. А., Лебедев А. Г., Борисов Н. А. Совершенствование маневренных характеристик модернизируемых паровых турбин типа К-300-240 методами управления их тепловым состоянием // Проблемы машиностроения. 2006. Т. 9, № 1. С. 3-18.

113. Первый опыт пуска и эксплуатации головного образца турбины К-300240 ХТГЗ / Ю. Ф. Косяк, В. Н. Галацан, Ю. П. Шилин, В. С. Поляков,
О. Б. Абраменко, Д. Р. Носулько // Теплоэнергетика. 1965. № 11. С. 2-12.

114. ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. Москва: Изд-во стандартов, 1980. 32 с.

ДОДАТОК А

156

Таблиця А.1

Площі ділянок поверхні МКП на зовнішньому і внутрішньому корпусах, м²

Площа пов.	Зовн. корпус	Внутр. корпус
F ₁₋₂	0,3767	0,4637
F ₂₋₃	1,7027	1,6864
F ₃₋₄	1,110	2,6781
F ₄₋₅	1,5833	1,5155
F ₅₋₆	3,3928	2,7174
F ₆₋₇	2,6087	2,4504
F ₇₋₈	3,2515	0,9048
F ₈₋₉	3,6413	0,4776
F ₉₋₁₀	1,020	0,5260
F ₁₀₋₁₁	1,0157	0,3160
F ₁₁₋₁₂	0,1400	0,084
F ₁₂₋₁₃	0,1590	0,1590

Таблиця А.2

Геометричні розміри зазорів ступенів ЦВТ турбіни К-325-23,5 і параметри пари в них

Π						Номер	ступеня	I				
параметр	1PC	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<i>D</i> ф, мм	1183	867,5	873,5	876	880,5	885,5	890,5	895,5	905,2	907,0	916,5	927,0
l, MM	33,0	33,5	37,5	42,0	46,5	51,5	56,5	61,5	69,5	72,0	81,5	92,0
Z _{ръ} шт.	72	90	90	90	90	90	90	90	90	78	78	70
<i>b</i> , мм	65	57	57	57	57	58	58	58	58	63,2	65,2	69,2
t, MM	51,62	30,28	30,49	30,58	30,74	30,91	31,08	31,26	31,5	36,53	36,91	41,6
d_{yith} MM	561	561	561	561	561	561	561	561	561	561	561	561
Z _{упъ} шт.		19	13	13	11	11	8	8	8	8	8	8
β ₁ , градус	30	31	31	31	31	32	32	32	37	36	37	37
β ₂ , градус	19,97	19,7	19,8	19,91	20,02	20,14	20,26	20,38	20,55	19,02	19,27	19,54
P_{0} , кгс/см ²	221,58	193,6	168,98	147,94	129,8	113,87	99,69	86,865	75,037	64,689	55,13	46,756
t₀,°C	533,8	509,7	486,9	465,0	444,9	424,9	405,1	385,1	364,5	345,6	324,6	303,5
<i>v</i> ₀ , м /кг	0,0143	0,0161	0,0180	0,020	0,0222	0,0247	0,0275	0,0307	0,0346	0,0391	0,0444	0,0508
P_1 , кгс/см ²	200,11	172,42	150,92	132,69	116,63	102,2	89,172	77,14	66,633	57,279	48,653	41,271
<i>t</i> ₁ ,℃	513,0	499,2	467,8	447,6	427,3	408,2	388,3	367,8	347,8	329,0	308,0	287,1
<i>v</i> _l ,м′/кг	0,0156	0,0176	0,0197	0,0218	0,0269	0,0242	0,0301	0,0338	0,0380	0,0431	0,0492	0,0560
P_2 , кгс/см ²	193,6	168,98	147,94	129,8	113,87	99,69	86,865	75,037	64,689	55,13	46,756	39,664
t₂,℃	509,7	486,9	465,0	444,9	424,9	405,1	385,1	364,5	345,6	324,6	303,5	283,1
<i>v</i> ₂ , м ² /кг	0,0161	0,0180	0,020	0,0222	0,0247	0,0275	0,0307	0,0346	0,0391	0,0444	0,0508	0,0579

Таблица А.3

Швидкості потоку пари в перетинах проточної частини ЦВТ турбіни К-325-23,5

						Номер с	тупеня					
Параметр	1PC	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
С1, м/с	256,8	256,7	265,4	247,5	242,5	240,8	241,3	246,7	242,5	246,3	242,4	237,6
Сіць м/с	252,2	250,4	249,3	241,3	236,3	234,6	235,1	239,5	236,0	235,7	235,7	230,9
С ₁₂ , м/с	48,6	56,4	56,3	55,1	54,7	54,3	54,7	55,9	55,8	55,9	56,5	56,0
W ₁ , м/c	82,3	127,3	125,6	117,4	112,2	109,8	109,8	113,4	109,5	108,7	107,8	102,0
W ₂ , M/c	155,9	159,6	157,2	154,4	153,3	152,3	153,4	156,7	156,0	165,4	166,5	163,3
W _{ab} M/c	119,1	143,45	1141,4	135,9	132,75	131,05	131,6	135,05	132,8	137,1	137,15	133,0
С1, м/с	58,4	55,6	54,4	53,1	52,8	52,6	53,3	55,0	55,0	55,8	56,6	55,7
С1, м/с	-36,7	14,0	11,0	7,5	5,7	3,9	4,0	6,2	4,2	13,8	13,1	8,7
С1, м/с	45,5	53,8	53,3	52,6	52,6	52,5	53,9	54,7	54,9	54,1	55,1	55,1



Рис. А.1 Розподіл тиску пара в ступенях ЦВТ при пуску турбіни: 1-7 – номер режиму при пуску турбіни згідно графіка пуску з холодного стану



Рис. А.2 Розподіл температури пари в ступенях ЦВТ



Рис. А.3 Апроксимаційна залежність для визначення питомої обсягу перегрітої пари в проточній частині ЦВТ

ДОДАТОК Б



Рис. Б1 Поділення РВТ на ділянки для призначення теплових граничних умов

Таблиця Б.1

Граничні умови для поверхонь РВТ при однофазній течії пари

Ділянка 1 – передній підшипник, ділянка 2 – автомат безпеки, ділянка 3 – простір між корпусом підшипника і корпусом ЗКУ, що знаходиться в повітряному просторі, ділянки 4-5 – омиваються паром низьких параметрів і пароповітряною сумішшю, ділянки 6-9 – ЗКУ, ділянки 10-20 – ПКУ, які омиваються паром, що надходять з проточної частини або з системи ущільнень в процесі пуску і зупинки, ділянки 21-25 – регулююча ступинь РВТ, ділянки 26-92 – ступені тиску РВТ.

Етап	Пер	едпу	скова пі	дготс	овка (под	ача			Передп	ускон	ва підгото	овка		
роботи		па	ри на уг	цільн	ення)				(подач	а пар	и через Е	ЗП)		
Час,хв	0,1;	30	45		90		91		101		102		1()5
N⁰	KTB,	T, ⁰C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, ⁰C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	KTB,	T, °C
ПОВ.	Вт/(м²К)	-	Вт/(м ² К)		Вт/(м ² ·К)	-	Вт/(м ² ·К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)	-	Вт/(м ² К)	-
1	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65
2	50	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20
3	50	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20
4	50	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20
5	50	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20	100	20
6	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20
7	210	174	210	174	210	174	210	174	210	174	210	17	210	174
8	160	180	200	180	215	180	215	180	215	180	215	18	215	180
9	13	140	16	140	17	140	235	235	245	250	245	25	260	280
10	0	20	0	20	0	20	5	20	5	20	5	20	5	20
11	0	20	0	20	0	20	5	20	5	20	5	20	5	20
12	0	20	0	20	0	20	5	20	5	20	5	20	5	20
13	0	20	0	20	0	20	5	20	5	20	5	20	5	20
14	0	20	0	20	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20
15	5	110	7	110	7	110	7	120	103	120	110	25	115	280
16	5	135	7	135	7	135	7	115	103	115	110	23	115	280
17	5	162	7	160	7	160	7	115	103	115	110	23	115	275
18	130	180	165	180	180	180	180	180	165	180	183	18	188	175
19	210	174	210	174	210	174	210	174	210	174	210	17	210	174
20	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20	85	20
21	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
22	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
23	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
24	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
25	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
26	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265

														10)
27	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
28	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
29	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	205	30	265	30	26	30	265
$\frac{2}{30}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	205	30	$\frac{203}{265}$	30	$\frac{20}{26}$	30	265
21	2	$\frac{20}{20}$	2	$\frac{20}{20}$	2	$\frac{20}{20}$	20	205	20	203	20	$\frac{20}{26}$	20	203
22	2	20	2	20	2	20	30	203	20	203	20	20	30	203
32	3	20	3	20	3	20	30	205	30	265	30	26	30	265
33	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
34	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
35	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
36	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
37	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
38	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
39	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
40	3	20	3	20	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
41	3	20	3	$\frac{20}{20}$	3	20	30	205	30	270	30	27	30	270
42	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	205	30	270	30	$\frac{27}{27}$	30	$\frac{270}{270}$
13	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	205	30	270	30	27	30	$\frac{270}{270}$
43	2	$\frac{20}{20}$	2	$\frac{20}{20}$	2	$\frac{20}{20}$	20	205	20	$\frac{270}{270}$	20	$\frac{27}{27}$	20	$\frac{270}{270}$
44	2	20	2	20	2	20	20	203	20	275	20	21	20	270
43	2	20	<u> </u>	20	2	20	20	203	20	213	20	27	20	2/3
46	3	20	3	20	3	20	30	205	30	275	30	27	30	275
47	3	20	3	20	3	20	30	205	30	275	30	27	30	275
48	3	20	3	20	3	20	30	205	30	275	30	27	30	275
49	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
50	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
51	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
52	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
53	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
54	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
55	3	20	3	20	3	20	30	220	30	275	30	27	30	275
56	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	220	30	275	30	27	30	275
57	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	220	30	275	30	27	30	280
58	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	3	$\frac{20}{20}$	30	220	30	280	30	20	30	280
50	2	$\frac{20}{20}$	<u> </u>	$\frac{20}{20}$	2	$\frac{20}{20}$	20	220	20	200	20	20	20	200
59	2	$\frac{20}{20}$	<u> </u>	20	2	$\frac{20}{20}$	20	220	20	200	20	20	20	200
60	3	20	<u> </u>	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
01	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
62	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
63	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
64	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
65	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
66	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
67	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
68	3	20	3	20	3	20	30	220	30	280	30	28	30	280
69	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
70	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
71	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
72	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
73	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
74	3	20	3	$\frac{20}{20}$	3	20	30	235	30	285	30	20	30	285
75	2	20	2	20	2	20	30	225	20	205	20	20	20	205
76	2	20	2	20	2	20	20	233	20	203	20	20	20	203
70	2	20	2	20	2	20	20	233	20	203	20	20	20	203
70	2	20	<u> </u>	20	2	20	<u> </u>	233	<u> </u>	203	<u> </u>	28	<u> </u>	203
/8	5	20	<u> </u>	20	5	20	30	235	30	285	30	28	<u> </u>	285
/9	5	20	5	20	5	20	30	235	30	285	30	28	<u> </u>	285
80	3	20	3	20	3	20	30	235	30	285	30	28	30	285
81	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
82	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
83	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290

84	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
85	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
86	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
87	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
88	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
89	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
90	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
91	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290
92	3	20	3	20	3	20	30	235	30	290	30	29	30	290

Етап		Перед	цпуско	ва під	готовка				Пус	ск тур	біни з Х	С		
роботи		(под	ача пар	эи чер	ез ВП)									
Час,хв	12	28	140;	170	172;	179	182;	188	198	8	208	8	22	0
N⁰	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, ⁰C	KTB,	T, ⁰C	KTB,	T, ⁰C	KTB,	Τ, °С
ПОВ.	Вт/(мҠ)		Вт/(м²К)		Вт/(м²·К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м²К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м²К)	
1	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65
2	100	25	100	25	100	25	100	25	100	25	100	30	100	30
3	100	25	100	25	100	25	100	25	100	25	100	30	100	30
4	100	25	100	25	100	25	100	25	100	25	100	30	100	30
5	100	25	100	25	100	25	100	25	100	25	100	30	100	30
6	85	20	85	20	85	20	90	20	90	20	90	20	90	20
7	210	174	210	174	210	174	105	137	185	137	185	137	247	13
8	210	180	210	180	215	180	105	143	185	143	185	143	247	14
9	765	280	960	280	260	280	111	154	278	154	278	154	370	15
10	5	20	5	20	5	20	260	278	650	278	650	278	865	27
	5	20	5	20	5	20	260	278	650	278	650	278	865	27
12	5	20	5	20	5	20	260	242	650	242	650	242	865	24
13	5	20	5	20	5	20	260	240	650	240	650	240	865	24
14	5	20	5	20	5	20	1/3	240	430	240	430	240	5/5	24
15	330	280	405	280	115	280	113	18/	283	18/	283	18/	3//	18
16	330	280	405	280	115	280	113	1/9	283	1/9	283	1/9	3//	1/
1/	330	2/5	405	2/5	115	275	105	165	2/8	165	2/8	165	$\frac{3}{0}$	16
18	185	$\frac{1/5}{174}$	185	$\frac{1/5}{174}$	190	1/5	105	158	185	158	185	158	247	15
19	210	$\frac{1/4}{20}$	210	$\frac{1/4}{20}$	210	$\frac{1/4}{20}$	105	150	185	150	185	150	247	15
20	85	$\frac{20}{265}$	85	$\frac{20}{265}$	85	20	90	20	<u> </u>	20	90	20	90	20
21	30	203	30	203	30	203	192	280	<u> </u>	280	/31 611	280	611	28
22	30	$\frac{203}{265}$	$\frac{30}{20}$	$\frac{203}{265}$	20	203	<u>103</u> 561	280	438	280	1972	280	1972	20
23	30	$\frac{203}{265}$	$\frac{30}{20}$	$\frac{203}{265}$	20	203	00	273	1404	$\frac{273}{270}$	206	$\frac{273}{270}$	$\frac{10/3}{206}$	27
24	30	$\frac{203}{265}$	20	$\frac{203}{265}$	20	205	0	270	222	270	290	270	290	27
$\frac{23}{26}$	30	265	30	265	30	265	222	305	<u>4</u> 557	305	7/3	305	$\frac{32}{7/3}$	30
$\frac{20}{27}$	30	$\frac{203}{265}$	30	$\frac{203}{265}$	30	265	222	305	557	305	743	305	743	30
28	30	265	30	265	30	265	98	305	246	305	329	305	329	30
$\frac{20}{29}$	30	265	30	265	30	265	112	265	240	265	375	265	375	26
30	30	265	30	265	30	265	336	265	840	265	1120	265	1120	26
31	30	265	30	265	30	265	74	270	186	$\frac{200}{270}$	248	$\frac{200}{270}$	248	27
32	30	265	30	265	30	265	8	270	21	270	28	270	28	27
33	30	270	30	270	30	270	216	290	540	290	720	290	720	29
34	30	270	30	270	30	270	93	290	234	290	312	290	312	29
35	30	270	30	270	30	270	104	255	261	255	349	255	349	25
36	30	270	30	270	30	270	321	255	803	255	1071	255	1071	25
37	30	270	30	270	30	270	69	260	173	260	231	260	231	26
38	30	270	30	270	30	270	8	260	20	260	27	260	27	26
39	30	270	30	270	30	270	209	275	522	275	697	275	697	27
40	30	270	30	270	30	270	88	275	221	275	295	275	295	27
41	30	270	30	270	30	270	96	245	242	245	323	245	323	24

														161
42	30	270	30	270	30	270	306	245	766	245	1022	245	1022	24
43	30	270	30	270	30	270	64	250	160	250	214	250	214	25
44	30	270	30	270	30	270	7	250	19	250	26	250	26	25
45	30	275	30	275	30	275	202	260	505	260	674	260	674	26
46	30	275	30	275	30	275	83	260	208	260	278	260	278	26
47	30	275	30	275	30	275	89	235	222	235	297	235	297	23
48	30	275	30	275	30	275	291	235	729	235	973	235	973	23
49	30	275	30	275	30	275	59	240	147	240	197	240	197	24
50	30	275	30	275	30	275	7	240	18	240	25	240	25	24
51	30	275	30	275	30	275	195	245	488	245	651	245	651	24
52	30	275	30	275	30	275	78	245	195	245	261	245	261	24
53	30	275	30	275	30	275	81	220	203	220	271	220	271	22
54	30	275	30	275	30	275	277	220	693	220	924	220	924	22
55	30	275	30	275	30	275	54	225	135	225	180	225	180	22
56	30	275	30	275	30	275	7	225	18	225	24	225	24	22
57	30	280	30	280	30	280	188	230	471	230	628	230	628	23
58	30	280	30	280	30	280	73	230	183	230	244	230	244	23
59	30	280	30	280	30	280	73	210	183	210	245	210	245	21
60	30	280	30	280	30	280	262	210	656	210	875	210	875	21
61	30	280	30	280	30	280	48	215	122	215	163	215	163	21
62	30	280	30	280	30	280	6	215	17	215	23	215	23	21
63	30	280	30	280	30	280	181	215	453	215	605	215	605	21
64	30	280	30	280	30	280	68	215	170	215	227	215	227	21
65	30	280	30	280	30	280	65	200	164	200	219	200	219	20
66	30	280	30	280	30	280	247	200	619	200	826	200	826	20
67	30	280	30	280	30	280	43	205	109	205	146	205	146	20
68	30	280	30	280	30	280	6	205	16	205	22	205	22	20
69	30	285	30	285	30	285	174	200	437	200	583	200	583	20
70	30	285	30	285	30	285	63	200	158	200	211	200	211	20
71	30	285	30	285	30	285	57	190	144	190	193	190	193	19
72	30	285	30	285	30	285	233	190	582	190	777	190	777	19
73	30	285	30	285	30	285	38	190	96	190	129	190	129	19
74	30	285	30	285	30	285	6	190	15	190	20	190	20	19
75	30	285	30	285	30	285	143	190	357	190	477	190	477	19
76	30	285	30	285	30	285	50	190	125	190	167	190	167	19
77	30	285	30	285	30	285	46	190	115	190	154	190	154	19
78	30	285	30	285	30	285	224	180	561	180	748	180	748	18
79	30	285	30	285	30	285	30	180	77	180	103	180	103	18
80	30	285	30	285	30	285	4	180	12	180	16	180	16	18
81	30	290	30	290	30	290	132	175	330	175	441	175	441	17
82	30	290	30	290	30	290	44	175	111	175	148	175	148	17
83	30	290	30	290	30	290	39	170	98	170	131	170	131	17
84	30	290	30	290	30	290	204	160	510	160	680	160	680	16
85	30	290	30	290	30	290	24	170	61	170	82	170	82	17
86	30	290	30	290	30	290	3	170	9	170	13	170	13	17
87	30	290	30	290	30	290	121	165	303	165	405	165	405	16
88	30	290	30	290	30	290	38	165	96	165	129	165	129	16
89	30	290	30	290	30	290	32	155	80	155	107	155	107	15
90	30	290	30	290	30	290	183	155	459	155	612	155	612	15
91	30	290	30	290	30	290	18	160	45	160	61	160	61	16
92	30	290	30	290	30	290	3	160	7	160	10	160	10	16

Етап				Номіна	льний							
роботи											реж	ИМ
Час,хв	25	50	37	0	40	0	45	0	48	0	510-1	1667
N⁰	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C	KTB,	T, °C
ПОВ.	Вт/(мК)		Bт/(м ² К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)	
1	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65
2	100	30	100	30	100	40	100	40	100	40	100	40
3	100	30	100	30	100	40	100	40	100	40	100	40
4	100	30	100	30	100	40	100	40	100	40	100	40
5	100	30	100	30	100	40	100	40	100	40	100	40
6	90	20	90	20	90	20	90	20	90	20	90	25
7	405	171	556	195	832	246	1073	257	1190	266	1190	270
8	405	176	556	200	832	251	1073	263	1190	271	1190	275
9	566	$\frac{187}{200}$	893	$\frac{211}{202}$	1633	262	18/0	273	2140	282	2140	286
10	1/5/	306	2835	383	4985	464	5843	487	6450	501	6415	510
11	1/5/	306	2835	383	4985	464	5843	48/	6450	<u> </u>	6415	<u>510</u> 419
12	1/3/	250	2833	<u>312</u> 212	4985	280	5945	400	6450	410	6415	418
$\frac{13}{14}$	1/3/	<u>230</u> 101	2655	$\frac{312}{240}$	4985	<u> </u>	2440	212	2040	210	2028	418
14	882	204	1490	240	1870	297	2440	315	2500	319	2500	3/5
15	860	106	1110	230	1700	307	2100	331	2390	330	2390	343
10	830	183	1060	$\frac{240}{235}$	1678	<u> </u>	1965	311	2400	318	2400	324
18	362	175	504	233	754	286	973	302	1077	309	1080	316
19	362	$\frac{173}{172}$	504	2.2.4	754	283	973	299	1077	306	1080	313
20	90	20	90	20	90	20	90	20	90	20	90	25
21	1018	300	650	380	2609	464	3593	490	4506	500	4506	500
22	1630	300	981	380	2926	464	3890	490	5062	500	5062	500
23	1814	300	1325	380	3626	460	3232	490	3937	510	3937	510
24	747	300	889	380	1891	460	2202	490	2758	500	2758	500
25	94	300	125	380	191	460	243	490	272	500	272	500
26	743	300	1470	380	3607	460	4264	490	4802	500	4802	500
27	743	300	1470	380	3607	460	4264	490	4802	500	4802	500
28	725	300	831	380	2067	460	2334	490	3348	480	3348	480
29	1031	290	1179	370	2865	445	3557	470	3985	480	3985	480
30	1999	290	2259	370	4115	445	4546	470	4653	480	4653	480
31	622	270	927	370	1476	445	1937	470	2174	480	2174	480
32	82	270	120	370	185	445	237	470	264	480	264	480
33	720	290	1448	365	3308	445	3994	470	4526	480	4526	480
34	684	290	798	365	18//	445	2051	$\frac{470}{450}$	30/9	460	30/9	460
35	1902	280	2177	360	2383	430	<u>3241</u>	450	3040	460	3040	460
30	<u>1893</u>	280	21//	<u>360</u> 260	3805	430	4292	450	4303	460	4303	460
37	76	260	<u>833</u> 111	360	1301	430	221	450	2038	460	2038	460
30	607	280	1/26	350	3000	430	3724	450	/250	400	/250	400
40	643	280	765	350	1687	430	1768	450	2810	400	2810	400
40	855	265	1037	340	2301	410	2924	$\frac{+30}{430}$	3307	440	3307	440
42	1787	265	2098	340	3496	410	4039	430	3953	440	3953	440
43	532	250	783	340	1246	410	1681	430	1902	440	1902	440
44	70	250	102	340	157	410	205	430	230	440	230	440
45	674	265	1404	330	2710	410	3454	430	3974	440	3974	440
46	602	265	732	<u>330</u>	1497	410	1485	<u>43</u> 0	2541	<u>42</u> 0	2541	420
47	767	250	966	320	2019	390	2606	410	2968	420	2968	420
48	1681	250	2019	320	3187	390	3785	410	3603	420	3603	420
49	487	240	711	320	1131	390	1553	410	1766	420	1766	420
50	64	240	93	320	143	390	189	410	213	420	213	420
51	651	250	1382	320	2411	390	3184	410	3698	420	3698	420
52	561	250	699	320	1308	390	1201	410	2272	400	2272	400

53	679	240	895	310	1736	370	2288	390	2629	400	2629	400
54	1575	240	1940	310	2878	370	3531	390	3253	400	3253	400
55	442	225	639	310	1016	370	1425	390	1630	400	1630	400
56	58	225	84	310	129	370	173	390	197	400	197	400
57	628	240	1361	300	2111	370	2914	390	3422	400	3422	400
58	520	240	665	300	1118	370	917	390	2003	380	2003	380
59	591	230	824	290	1453	350	1971	370	2290	380	2290	380
60	1469	230	1861	290	2570	350	3278	370	2903	380	2903	380
61	397	215	567	290	901	350	1297	370	1494	380	1494	380
62	53	215	75	290	115	350	157	370	181	380	181	380
63	606	230	1340	290	1811	350	2644	370	3146	380	3146	380
64	480	230	631	290	929	350	634	370	1734	360	1734	360
65	503	215	754	275	1170	330	1653	350	1951	360	1951	360
66	1363	215	1782	275	2262	330	3024	350	2553	360	2553	360
67	352	205	495	275	786	330	1169	350	1358	360	1358	360
68	48	205	66	275	102	330	140	350	165	360	165	360
69	583	215	1318	275	1512	330	2373	350	2872	360	2872	360
70	440	215	599	275	739	330	1101	350	1466	340	1466	340
71	415	205	683	260	888	320	1334	330	1610	340	1610	340
72	1258	205	1706	260	1953	320	2772	330	2201	340	2201	340
73	306	195	423	260	671	320	1041	330	1223	340	1223	340
74	42	195	57	260	88	320	123	330	148	340	148	340
75	477	200	1217	260	1760	320	2279	330	2359	340	2359	340
76	361	200	522	260	835	320	1022	330	1216	320	1216	320
77	410	190	592	245	901	300	1109	315	1403	320	1403	320
78	1253	190	1562	245	2208	300	2630	315	2249	320	2249	320
79	262	180	341	245	573	300	715	315	801	320	801	320
80	37	180	47	245	76	300	93	315	103	320	103	320
81	441	190	944	245	1701	300	1913	310	2127	320	2127	320
82	291	190	463	245	749	300	900	310	1079	300	1079	300
83	342	180	546	230	856	280	995	300	1225	300	1225	300
84	1105	180	1377	230	2070	280	2446	300	2245	300	2245	300
85	223	170	299	230	515	280	617	300	719	300	719	300
86	32	170	42	230	69	280	79	300	93	300	93	300
87	405	180	670	230	1641	280	1547	280	1895	300	1895	300
88	221	180	403	230	662	280	777	280	942	280	942	280
89	274	170	500	215	811	265	881	280	1046	280	1046	280
90	957	170	1193	215	1931	265	2262	280	2242	280	2242	280
91	183	160	257	215	456	265	518	280	637	280	637	280
92	27	160	36	215	62	265	65	280	83	280	83	280

Таблиця Б.2

Граничні умови для поверхонь РВТ при конденсації пари

(після 220 хвилини ГУ такі, як при однофазній течії пари табл. Б1)

Етап				Π	[ередп	іускова	підго	товка	ו (подач	на пари	на уп	цільне	ення)			
роботи																
Час,хв.		0,1				30)			91				10	1	
№ пов	KTB, KIB KOHA, T, THAC, KTB, KIB KOHA, T, °C THAC, KTB, KIB KOHA, T, °C THAC, KTB, KIB KOHA, T, °C THAC													Тнас,		
	$\frac{1}{2} = \frac{1}{2} = \frac{1}$															
1	600	600 600 65 65 600 600 65 65 600 600 65 65 600 600														
2	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
3	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
4	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
5	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
6	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
7	210	2670	100	100	210	2670	100	100	210	210	174	0	210	210	174	0
----	-----	------	-----------------	-----	-----	------	-----------------	-----	----------	------	------------------	-----	-----	------	------------------	-----
8	160	2520	100	100	160	2520	100	100	215	215	180	0	215	215	180	0
9	13	13	140	0	13	13	140	0	235	2685	120	120	245	2685	120	120
10	0	0	20	0	0	0	20	0	5	5	$\frac{120}{20}$	0	5	5	$\frac{120}{20}$	0
11	0	0	$\frac{20}{20}$	0	0	0	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0
12	0	0	20	0	0	0	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0
13	0	0	$\frac{20}{20}$	0	0	0	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0
14	0	0	$\frac{20}{20}$	0	0	0	20	0	5	5	20	0	5	5	$\frac{20}{20}$	0
15	5	5	110	100	5	5	110	Ő	7	7	120	0	103	103	120	0
16	5	5	135	100	5	5	135	0	7	7	115	0	103	103	115	0
17	5	5	162	100	5	5	162	0	7	7	115	0	103	103	115	0
18	130	2480	100	100	130	2670	100	100	180	180	180	0	165	165	180	0
19	210	2670	100	100	210	2520	100	100	210	210	174	0	210	210	174	0
20	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
21	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
22	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
23	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
24	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
25	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
26	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
27	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
28	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
29	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
30	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
31	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
32	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
33	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
34	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
35	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
36	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
37	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
38	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
39	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
40	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
41	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
42	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
43	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
44	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
45	3	2	20	0	2	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
40	2	2	20	0	2	2	20	0	<u> </u>	3200	120	120	20	3200	120	0
4/	2	2	20	0	2	2	20	0	20	3200	120	120	20	3200	120	0
40	2	2	20	0	2	2	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
50	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
51	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
52	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
52	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
54	3	3	20	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
55	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
56	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
57	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
58	3	3	20	0	3	3	20	Ō	30	3200	120	120	30	3200	120	0
59	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
60	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
61	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
62	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
63	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0

																100
64	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
65	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
66	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
67	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
68	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
69	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
70	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
71	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
72	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
73	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
74	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
75	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
76	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
77	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
78	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
79	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
80	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
81	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
82	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
83	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
84	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
85	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
86	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
87	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
88	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
89	3	3	20	0	3	3	20	0	30	4150	120	120	30	4150	120	0
90	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
91	3	3	20	0	3	3	20	0	30	3200	120	120	30	3200	120	0
92	3	3	20	0	3	3	20	0	30	2700	120	120	30	2700	120	0

Етап робот	Передп	ускова	підгот	овка (п	юдача і	пари на	а ущіль	нення)			Пус	к тур	біни з	XC		
Час,хв.		10	2			1()5			18	32			18	38	
№ пов	KTB,	KTB	T,	Тнас,	КТВ,	KTB	T,°C	Тнас,	КТВ,	KTB	T,⁰C	Тнас,	КТВ,	KTB	T,°C	Тнас,
	Вт⁄(м²К)	конд,	°C	°C	Вт⁄(м²К)	конд,		°C	Вт⁄(м²К)	конд,		°C	Вт⁄(м²К)	конд,		°C
		Вт⁄(м²К)				Вт⁄(м²К)				Вт/(м²К)				Вт/(м²К)		
1	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65
2	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	25	25	100	100	25	25
3	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	25	25	100	100	25	25
4	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	25	25	100	100	25	25
5	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	25	25	100	100	25	25
6	85	85	20	0	85	85	20	0	90	90	20	0	90	90	20	0
7	210	210	174	0	210	210	174	0	105	0	137	0	105	105	137	0
8	215	215	180	0	215	215	180	0	105	0	143	0	105	105	143	0
9	245	2685	120	0	260	260	280	0	111	0	154	0	111	111	154	0
10	5	5	20	0	5	5	20	0	260	3620	278	207	260	3620	278	207
11	5	5	20	0	5	5	20	0	260	3570	278	207	260	3570	278	207
12	5	5	20	0	5	5	20	0	260	3450	242	207	260	3450	242	207
13	5	5	20	0	5	5	20	0	260	3400	240	207	260	3400	240	207
14	5	5	20	0	5	5	20	0	173	3350	240	160	173	3350	240	160
15	110	3250	120	120	115	3250	120	0	113	377	187	0	113	113	187	0
16	110	2750	120	120	115	115	120	0	113	377	179	0	113	113	179	0
17	110	2700	120	120	115	2700	120	0	111	370	165	0	111	111	165	0
18	183	183	180	0	188	188	175	0	105	247	158	0	105	105	158	0
19	210	210	174	0	210	210	174	0	105	247	156	0	105	105	156	0
20	85	85	20	0	85	85	20	0	90	90	20	0	90	90	20	0
21	30	30	265	0	30	30	265	0	219	219	280	0	219	219	280	0

22	20	20	265	0	20	20	265	Ο	192	192	280	0	192	192	280	Ο
22	20	20	205	0	20	20	205	0	561	562	200	0	561	562	200	0
23	20	20	203	0	30	30	203	0	301	302	273	0	<u> </u>	302	273	0
24	30	30	265	0	30	30	265	0	88	89	2/0	0	88	89	2/0	0
25	30	30	265	0	30	30	265	0	9	10	2/0	0	9	10	2/0	0
26	30	30	265	0	30	30	265	0	222	223	305	0	222	223	305	0
27	30	30	265	0	30	30	265	0	222	223	305	0	222	223	305	0
28	30	30	265	0	30	30	265	0	98	99	305	0	98	99	305	0
29	30	30	265	0	30	30	265	0	112	113	265	0	112	113	265	0
30	30	30	265	0	30	30	265	0	336	336	265	0	336	336	265	0
31	30	30	265	0	30	30	265	0	74	74	270	0	74	74	270	0
32	30	30	265	0	30	30	265	0	8	8	270	0	8	8	270	0
33	30	30	270	0	30	30	270	0	216	216	290	0	216	216	290	0
34	30	30	270	0	30	30	270	0	93	94	290	0	93	94	290	0
35	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	270	Ő	104	105	255	0	104	105	255	0
36	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	270	0	321	321	255	0	321	321	255	0
30	30	30	270	0	30	30	$\frac{270}{270}$	0	60	60	255	0	60	60	255	0
28	20	20	270	0	20	20	270	0	8	07	260	0	8	8	260	0
$\frac{30}{20}$	20	20	270	0	20	20	270	0	200	200	200	0	200	200	200	0
39	<u> </u>	30	270	0	30	30	270	0	209	209	275	0	209	209	275	
40	<u> </u>	30	270	0	30	30	270	0	88	89	2/5	0	88	89	2/3	
41	<u> </u>	30	270	0	30	30	270	0	90	97	245	0	90	97	245	
42	30	30	270	0	30	30	2/0	0	306	307	245	0	306	30/	245	0
43	30	30	2/0	0	30	30	2/0	0	64	64	250	0	64	64	250	0
44	30	30	2/0	0	30	30	2/0	0	/	8	250	0	/	8	250	0
45	30	30	2/5	0	30	30	2/5	0	202	202	260	0	202	202	260	0
46	30	30	275	0	30	30	275	0	83	83	260	0	83	83	260	0
47	30	30	275	0	30	30	275	0	89	89	235	0	89	89	235	0
48	30	30	275	0	30	30	275	0	291	292	235	0	291	292	235	0
49	30	30	275	0	30	30	275	0	59	59	240	0	59	59	240	0
50	30	30	275	0	30	30	275	0	7	8	240	0	7	8	240	0
51	30	30	275	0	30	30	275	0	195	195	245	0	195	195	245	0
52	30	30	275	0	30	30	275	0	78	78	245	0	78	78	245	0
53	30	30	275	0	30	30	275	0	81	81	220	0	81	81	220	0
54	30	30	275	0	30	30	275	0	277	277	220	0	277	277	220	0
55	30	30	275	0	30	30	275	0	54	54	225	0	54	54	225	0
56	30	30	275	0	30	30	275	0	7	7	225	0	7	7	225	0
57	30	30	280	0	30	30	280	0	188	188	230	0	188	188	230	0
58	30	30	280	0	30	30	280	0	73	73	230	0	73	73	230	0
59	30	30	280	0	30	30	280	Ő	73	74	210	0	73	74	210	0
60	30	30	280	0	30	30	280	0	262	263	210	0	262	263	210	0
61	30	30	280	0	30	30	280	0	48	49	215	0	48	<u> </u>	215	0
62	30	30	280	0	30	30	280	0	6	7	215	0	6	7	215	0
62	20	20	200	0	20	20	200	0	101	187	213 215	0	101	182	215	0
61	20	20	200	0	20	20	200	0	69	69	213	0	69	10 <u>4</u>	213	0
65	20	20	200	0	20	20	200	0	65	66	213	0	65	66	213	0
66	20	20	200	0	20	20	200	0	2/7	2/10	200	0	2/7	2/0	200	0
67	20	20	200	0	20	20	200	0	42	240	200	0	42	240	200	0
0/	<u> </u>	30	280	0	30	<u> </u>	280	0	45	44	203	0	45	44	203	0
08	<u> </u>	30	280	0	30	30	280	0	0	175	200	0	0	177	200	0
<u>69</u>	30	30	283	0	30	30	283	0	1/4	1/3	200	0	1/4	$\frac{1}{2}$	200	0
/0	30	30	285	0	30	30	285	0	63	63	200	0	63	63	200	0
/1	30	30	285	0	30	30	285	0	57	38	190	0	5/	38	190	0
12	30	30	285	0	30	30	285	0	233	233	190	0	233	233	190	0
73	30	30	285	0	30	30	285	0	38	39	190	0	38	39	190	0
74	30	30	285	0	30	30	285	0	6	6	190	0	6	6	190	0
75	30	30	285	0	30	30	285	0	143	143	190	0	143	143	190	0
76	30	30	285	0	30	30	285	0	50	50	190	0	50	50	190	0
77	30	30	285	0	30	30	285	0	46	46	190	0	46	46	190	0
78	30	30	285	0	30	30	285	0	224	224	180	0	224	224	180	0

r																
79	30	30	285	0	30	30	285	0	30	31	180	0	30	31	180	0
80	30	30	285	0	30	30	285	0	4	5	180	0	4	5	180	0
81	30	30	290	0	30	30	290	0	132	132	175	0	132	132	175	0
82	30	30	290	0	30	30	290	0	44	44	175	0	44	44	175	0
83	30	30	290	0	30	30	290	0	39	39	170	0	39	39	170	0
84	30	30	290	0	30	30	290	0	204	204	160	0	204	204	160	0
85	30	30	290	0	30	30	290	0	24	25	170	0	24	25	170	0
86	30	30	290	0	30	30	290	0	3	4	170	0	3	4	170	0
87	30	30	290	0	30	30	290	0	121	122	165	0	121	122	165	0
88	30	30	290	0	30	30	290	0	38	39	165	0	38	39	165	0
89	30	30	290	0	30	30	290	0	32	32	155	0	32	32	155	0
90	30	30	290	0	30	30	290	0	183	184	155	0	183	184	155	0
91	30	30	290	0	30	30	290	0	18	18	160	0	18	18	160	0
92	30	30	290	0	30	30	290	0	3	3	160	0	3	3	160	0

Етап робол				Пус	ск з ХС			
Час,хв.		19	8			2	08	
№ пов.	KTB,	КТВ конд	Τ,	Тнас,	KTB,	КТВконд	T,°C	Тнас,
	Вт⁄(мҠ)	Вт/(м ² К)	°C	°C	Вт/(мҠ)	Вт⁄(м²К)		°C
1	600	600	65	65	600	600	65	65
2	100	100	25	25	100	100	30	30
3	100	100	25	25	100	100	30	30
4	100	100	25	25	100	100	30	30
5	100	100	25	25	100	100	30	30
6	90	90	20	0	90	90	20	0
7	185	185	137	0	185	185	137	0
8	185	185	143	0	185	185	143	0
9	278	278	154	0	278	278	154	0
10	650	3620	278	207	650	3620	278	207
11	650	3570	278	207	650	3570	278	207
12	650	3450	242	207	650	3450	242	207
13	650	3400	240	207	650	3400	240	207
14	430	3350	240	160	430	3350	240	160
15	283	283	187	0	283	283	187	0
16	283	283	179	0	283	283	179	0
17	278	278	165	0	278	278	165	0
18	185	185	158	0	185	185	158	0
19	185	185	156	0	185	185	156	0
20	90	90	20	0	90	90	20	0
21	548	548	280	0	731	731	280	0
22	458	458	280	0	611	611	280	0
23	1404	1405	275	0	1873	1873	275	0
24	222	222	270	0	296	296	270	0
25	24	24	270	0	32	32	270	0
26	557	557	305	0	743	743	305	0
27	557	557	305	0	743	743	305	0
28	246	247	305	0	329	329	305	0
29	281	281	265	0	375	375	265	0
30	840	840	265	0	1120	1120	265	0
31	186	186	270	0	248	248	270	0
32	21	21	270	0	28	28	270	0
33	540	540	290	0	720	720	290	0
34	234	234	290	0	312	312	290	0
35	261	262	255	0	349	349	255	0
36	803	803	255	0	1071	1071	255	0
37	173	173	260	0	231	231	260	0

38	20	20	260	0	27	27	260	0
39	522	523	275	0	697	697	275	0
40	221	221	275	0	295	295	275	0
41	242	242	245	0	323	323	245	0
42	766	767	245	0	1022	1022	245	0
43	160	161	250	0	214	214	250	0
44	19	20	250	0	26	26	250	0
45	505	506	260	0	674	674	260	0
46	208	209	260	0	278	278	260	0
47	222	223	235	0	297	297	235	0
48	729	730	235	0	973	973	235	0
49	147	148	240	0	197	197	240	0
50	18	19	240	0	25	25	240	0
51	488	488	245	Ő	651	651	245	0
52	195	196	245	0	261	261	245	0
53	203	203	220	0	271	271	220	0
54	693	693	220	0	924	924	220	0
55	135	135	225	0	180	180	225	0
56	18	18	225	0	24	24	225	0
57	471	471	220	0	628	628	220	0
58	183	183	230	0	244	$\frac{020}{244}$	230	0
50	183	18/	210	0	244	244	210	0
60	656	656	210	0	<u>243</u> 875	<u>243</u> 975	210	0
61	122	122	$\frac{210}{215}$	0	162	162	210	0
62	17	17	$\frac{213}{215}$	0	22	22	215	0
62	1/	1/	$\frac{213}{215}$	0	<u> </u>	<u> </u>	213	0
64	433	434	$\frac{213}{215}$	0	003	227	213	0
64	1/0	1/0	215	0	227	227	215	0
05	104	104	200	0	219	219	200	0
00	100	020	200	0	820	820	200	0
6/	109	110	205	0	146	146	205	0
68	10	1/	205	0	<u> </u>	<u> </u>	205	0
<u>69</u>	43/	43/	200	0	283	283	200	0
/0	158	158	200	0	211	211	200	0
/1	144	145	190	0	193	193	190	0
72	382	383	190	0	120	100	190	0
/3	96	9/	190	0	129	129	190	0
/4	15	15	190	0	20	20	190	0
75	357	358	190	0	4//	4//	190	0
76	125	125	190	0	167	167	190	0
77	115	116	190	0	154	154	190	0
78	561	561	180	0	748	748	180	0
<u>79</u>	77	77	180	0	103	103	180	0
80	12	12	180	0	16	16	180	0
81	330	331	175	0	441	441	175	0
82	111	111	175	0	148	148	175	0
83	98	98	170	0	131	131	170	0
84	510	510	160	0	680	680	160	0
85	61	62	170	0	82	82	170	0
86	9	10	170	0	13	13	170	0
87	303	304	165	0	405	405	165	0
88	96	97	165	0	129	129	165	0
89	80	80	155	0	107	107	155	0
90	459	459	155	0	612	612	155	0
91	45	46	160	0	61	61	160	0
92	7	8	160	0	10	10	160	0

,			*	νı	1			
Етап роботи			Останов т	г урбіни зі з	<u>вривом ваку</u>	ума	-	
Час, хв.	6		50)	62		98-5	40
№пов	КТВ, Вт/(м ² ·К)	T, °C	$KTB, BT/(M^2 \cdot K)$	<u>Т, °С</u>	KTB, Bт/(м ² K)	T, °C	KTB,Bt/(M ² ·K)	T, °C
1	600	65	600	65	600	65	600	65
2	100	40	100	40	100	40	100	40
3	100	40	100	40	100	40	100	40
4	100	40	100	40	100	40	100	40
5	100	40	100	40	100	40	100	40
6	90	25	90	25	90	25	90	25
7	932	270	643	270	535	270	210	270
8	932	275	643	275	535	275	275	275
9	1676	286	1156	286	963	286	15	286
10	5025	510	3466	510	2886	510	15	510
11	5025	510	3466	510	2886	510	15	510
12	5025	418	3466	418	2886	418	15	418
13	5025	418	3466	418	2886	418	15	418
14	2380	324	1641	324	1367	324	15	324
15	2029	345	1399	345	1165	345	15	345
16	1880	337	1297	337	1080	337	15	337
17	1744	324	1203	324	1002	324	15	324
18	846	316	583	316	486	316	240	316
19	846	313	583	313	486	313	210	313
20	85	25	85	25	85	25	85	25
20	3529	500	2434	500	2027	500	3	500
21	3965	500	2735	500	2027	500	3	500
22	3084	510	2133	510	1771	510	3	510
23	2160	500	1490	500	1241	500	3	500
25	2100	500	147	500	127	500	3	500
25	3761	500	250/	500	2160	500	3	500
20	3761	500	2594	500	2160	500	3	500
28	2622	480	1800	480	1506	480	3	480
20	3121	480	2153	480	1703	480	3	480
30	3644	480	2133	480	2003	480	3	480
31	1703	480	1174	480	078	480	3	480
31	207	480	1/4	480	110	480	3	480
32	207	400	2445	480	2026	400	3	400
33	2412	460	1663	460	1385	460	3	460
34	2412	400	1003	400	1565	400	3	400
35	2830	400	1970	400	1040	400	3	400
27	1506	400	<u> </u>	/60	017	400	2	400
28	1070	400	122	/60	<u>71/</u> 111	400	2	400
30	2220	400	2206	400	1012	400	3	400
40	<u> </u>	400	1510	<u>400</u> ///0	1712	400	2	400
40	2201	440	1316	440	1204	440	3	440
41	2390	440	1/8/	440	1488	440	3	440
42	3090	440	2130	440	1//8	440	3	440
43	1490	440	1028	440	<u> </u>	440	2	440
44	100	440	124	440	103	440	2	440
43	1000	440	<u> </u>	440	1/00	440	2	440
40	1990	420	13/3	420	1145	420	2	420
4/	2525	420	1003	420	1333	420	2	420
48	1202	420	1940	420	1021	420	2	420
49	1585	420	<u> </u>	420	/94	420	3	420
50		420	115	420	96	420	3	420
51	2896	420	1998	420	1004	420	3	420
52	1/80	400	1227	400	1022	400	5	400

Граничні умови для поверхонь РВТ при останові турбіни зі зривом вакуума

53	2059	400	1420	400	1183	400	3	400
54	2548	400	1757	400	1463	400	3	400
55	1277	400	881	400	733	400	3	400
56	154	400	106	400	89	400	3	400
57	2680	400	1849	400	1539	400	3	400
58	1569	380	1082	380	901	380	3	380
59	1794	380	1237	380	1030	380	3	380
60	2274	380	1568	380	1306	380	3	380
61	1170	380	807	380	672	380	3	380
62	142	380	98	380	81	380	3	380
63	2464	380	1700	380	1415	380	3	380
64	1358	360	937	360	780	360	3	360
65	1528	360	1054	360	878	360	3	360
66	2000	360	1379	360	1148	360	3	360
67	1064	360	734	360	611	360	3	360
68	129	360	89	360	74	360	3	360
69	2249	360	1552	360	1292	360	3	360
70	1148	340	792	340	659	340	3	340
71	1261	340	870	340	724	340	3	340
72	1724	340	1189	340	990	340	3	340
73	958	340	661	340	550	340	3	340
74	116	340	80	340	67	340	3	340
75	1848	340	1274	340	1061	340	3	340
76	952	320	657	320	547	320	3	320
77	1099	320	758	320	631	320	3	320
78	1762	320	1215	320	1012	320	3	320
79	627	320	433	320	360	320	3	320
80	81	320	56	320	46	320	3	320
81	1666	320	1149	320	957	320	3	320
82	845	300	583	300	485	300	3	300
83	959	300	662	300	551	300	3	300
84	1758	300	1213	300	1010	300	3	300
85	563	300	388	300	323	300	3	300
86	73	300	50	300	42	300	3	300
87	1484	300	1024	300	852	300	3	300
88	738	280	509	280	424	280	3	280
89	819	280	565	280	471	280	3	280
90	1756	280	1211	280	1009	280	3	280
91	499	280	344	280	287	280	3	280
92	65	280	45	280	37	280	3	280

Таблиця Б.4

Граничні умови для поверхонь РВТ при пуску турбіни з гарячого стану

Етап	Пу	ск тур	біни з	ГС				П	уск турб	іни з І	TC			
Час,хв	0,3	; 30	5	9	6	0	6	6	71		86)	12	0
№пов.	KTB,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C	КТВ,	T, °C
	Вт⁄(мҠ)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² ·К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)	
1	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65	600	65
2	50	45	50	45	50	45	50	45	50	45	100	40	100	40
3	50	45	50	45	50	45	50	45	50	45	100	40	100	40
4	50	45	50	45	50	45	50	45	50	45	100	40	100	40
5	50	45	50	45	50	45	50	45	50	45	100	40	100	40
6	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25
7	275	355	275	355	36	270	60	270	59,5	270	179	270	1190	27
8	210	360	286	360	36	275	60	275	59,5	275	179	275	1190	27
9	15	355	21	355	64	286	107	286	107	286	321	286	2140	28

														1/1
10	3	510	3	510	192	510	321	510	320	510	962	510	6415	51
11	3	510	3	510	192	510	321	510	320	510	962	510	6415	51
12	3	418	3	418	192	418	321	418	320	418	962	418	6415	41
13	3	418	3	418	192	418	321	418	320	418	962	418	6415	41
14	3	324	3	324	91	324	152	324	151	324	456	324	3038	32
15	6	330	8	330	78	345	130	345	129	345	389	345	2590	34
16	7	340	9	340	72	337	120	337	120	337	360	337	2400	33
17	7	352	9	352	67	324	111	324	111	324	334	324	2227	32
18	178	360	243	360	32	316	54	316	54	316	162	316	1080	31
19	275	355	275	355	32	313	54	313	54	313	162	313	1080	31
$\frac{1}{20}$	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25	90	25
20	3	500	3	500	15	500	15	500	225	500	676	500	4506	50
$\frac{21}{22}$	3	500	3	500	15	500	15	500	253	500	759	500	5062	50
23	3	510	3	510	15	500	15	500	196	510	591	510	3937	51
$\frac{23}{24}$	3	500	3	500	15	500	15	500	137	500	<u> </u>	500	2758	50
$\frac{24}{25}$	3	500	3	500	15	500	15	500	13	500	<u>41</u>	500	2730	50
$\frac{23}{26}$	3	500	3	500	15	500	15	500	240	500	720	500	4802	50
20	2	500	3	500	15	500	15	500	240	500	720	500	4802	50
$\frac{27}{28}$	2	480	3	480	15	480	15	480	167	480	502	480	3348	48
20	2	480	3	480	15	480	15	480	107	480	502	480	3085	48
30	2	480	3	480	15	480	15	480	222	480	698	480	4653	48
31	2	180	2	180	15	180	15	180	108	180	376	180	2174	18
22	2	480	3	480	15	480	15	480	100	480	<u> </u>	480	21/4	40
$\frac{32}{22}$	2	400	2	400	15	400	15	480	226	400	670	480	4526	40
24	2	460	2	460	15	460	15	460	152	460	<u> </u>	480	2070	40
25	2	400	2	400	15	400	15	400	100	400	<u>402</u> 547	400	2616	40
26	2	400	2	400	15	400	15	400	215	400	645	400	4202	40
27	2	400	2	460	15	400	15	460	101	400	206	460	4303	40
20	2	400	2	400	15	400	15	460	101	400	27	400	2038	40
38	<u> </u>	400	<u> </u>	400	15	400	15	460	12	400	<u> </u>	460	247	40
39	<u> </u>	400	<u> </u>	400	15	400	15	400	140	400	422	460	4230	40
40	3	440	3	440	15	440	15	440	140	440	422	440	2810	44
41	3	440	3	440	15	440	15	440	105	440	496	440	3307	44
42	3	440	3	440	15	440	15	440	19/	440	<u> </u>	440	3953	44
43	3	440	3	440	15	440	15	440	95	440	285	440	1902	44
44	3	440	3	440	15	440	15	440	100	440	<u> </u>	440	230	44
45	3	440	3	440	15	440	15	440	198	440	<u> </u>	440	39/4	44
40	3	420	3	420	15	420	15	420	140	420	381	420	2541	42
4/	3	420	3	420	15	420	15	420	148	420	<u>445</u> 540	420	2968	42
48	3	420	3	420	15	420	15	420	180	420	<u> </u>	420	3603	42
49	<u>5</u>	420	3	420	15	420	15	420	88	420	200	420	1/00	42
50	3 2	420	<u> </u>	420	15	420	15	420	10/	420	52	420	213	42
51	3	420	3	420	15	420	15	420	184	420	222	420	3098	42
52	2	400	<u> </u>	400	15	400	15	400	115	400	<u>341</u> 204	400	2212	40
55	<u>5</u>	400	3	400	15	400	15	400	151	400	<u> </u>	400	2029	40
54	3	400	3	400	15	400	15	400	162	400	488	400	3253	40
33	3	400	3	400	15	400	15	400	81	400	245	400	1630	40
56	3	400	3	400	15	400	15	400	9	400	512	400	197	40
57	3	400	3	400	15	400	15	400	1/1	400	200	400	3422	40
58	3	380	3	380	15	380	15	380	100	380	300	380	2003	38
59	3	380	3	380	15	380	15	380	114	380	344	380	2290	38
60	3	380	3	380	15	380	15	380	145	380	435	380	2903	38
61	3	380	3	380	15	380	15	380	74	380	224	380	1494	38
62	3	380	3	380	15	380	15	380	9	380	27	380	181	38
63	3	380	3	380	15	380	15	380	157	380	4/2	380	3146	38
64	3	360	3	360	15	360	15	360	86	360	260	360	1734	36
65	3	360	3	360	15	360	15	360	97	360	293	360	1951	36
66	3	360	3	360	15	360	15	360	127	360	383	360	2553	36

														172
67	3	360	3	360	15	360	15	360	67	360	204	360	1358	36
68	3	360	3	360	15	360	15	360	8	360	25	360	165	36
69	3	360	3	360	15	360	15	360	143	360	431	360	2872	36
70	3	340	3	340	15	340	15	340	73	340	220	340	1466	34
71	3	340	3	340	15	340	15	340	80	340	242	340	1610	34
72	3	340	3	340	15	340	15	340	110	340	330	340	2201	34
73	3	340	3	340	15	340	15	340	61	340	183	340	1223	34
74	3	340	3	340	15	340	15	340	7	340	22	340	148	34
75	3	340	3	340	15	340	15	340	117	340	354	340	2359	34
76	3	320	3	320	15	320	15	320	60	320	182	320	1216	32
77	3	320	3	320	15	320	15	320	70	320	210	320	1403	32
78	3	320	3	320	15	320	15	320	112	320	337	320	2249	32
79	3	320	3	320	15	320	15	320	40	320	120	320	801	32
80	3	320	3	320	15	320	15	320	5	320	15	320	103	32
81	3	320	3	320	15	320	15	320	106	320	319	320	2127	32
82	3	300	3	300	15	300	15	300	53	300	162	300	1079	30
83	3	300	3	300	15	300	15	300	61	300	184	300	1225	30
84	3	300	3	300	15	300	15	300	112	300	337	300	2245	30
85	3	300	3	300	15	300	15	300	35	300	108	300	719	30
86	3	300	3	300	15	300	15	300	4	300	14	300	93	30
87	3	300	3	300	15	300	15	300	94	300	284	300	1895	30
88	3	280	3	280	15	280	15	280	47	280	141	280	942	28
89	3	280	3	280	15	280	15	280	52	280	157	280	1046	28
90	3	280	3	280	15	280	15	280	112	280	336	280	2242	28
91	3	280	3	280	15	280	15	280	31	280	96	280	637	28
92	3	280	3	280	15	280	15	280	4	280	12	280	83	28

Таблиця Б.5

ГУ для поверхонь РВТ запропонованого варіанту ПКУ з конденсацією при пуску з ХС

Етап		Пе	ередпу	усков	а підг	отовк	а (под	цача п	ари н	а ущіл	тьнен	ня та	нові к	амери	1)	
роботи					_								_			
Час,хв.		0,	1			3	0			4	5			9	0	
№ пов.	KTB,	KTB	Τ,	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Тнас,	KTB,	KTB	T,⁰C	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Тнас,
	Вт/(м²К)	конд,	°C	°C	Вт/(мК	конд,		°C	Вт/(мК)	конд,		°C	Вт⁄(м′К)	конд,		°C
		Вт⁄(м∕́К)				Вт⁄(м∕К)				Вт⁄(м∕К)				Вт∕(м∕К)		
1	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65
2	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
3	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
4	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
5	50	50	20	20	50	50	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
6	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
7	2670	2670	100	100	2670	2670	100	100	210	210	174	0	210	210	174	0
8	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	200	200	180	0	215	215	180	0
9	13	13	140	0	13	13	140	0	16	16	140	0	17	17	140	0
10	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	217	217	174	174	235	235	174	174
11	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	180	180	184	184	180	180
12	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	180	180	184	184	180	180
13	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	180	180	184	184	180	180
14	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	174	174	184	184	174	174
15	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	180	180	184	184	180	180
16	2520	2520	100	100	2520	2520	100	100	170	170	180	180	184	184	180	180
17	2435	2435	100	100	2435	2435	100	100	150	150	174	174	160	160	174	174
18	2480	2480	100	100	2670	2670	100	100	165	165	180	0	180	180	180	0
19	2670	2670	100	100	2520	2520	100	100	210	210	174	0	210	210	174	0
20	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
21	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0

22	2	2	20	0	2	2	20	Ο	2	2	20	0	2	2	20	Ο
$\frac{22}{22}$	<u> </u>	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0
23	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
24	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
25	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
26	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
27	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
28	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
29	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
30	3	3	20	0	3	3	$\frac{20}{20}$	Ő	3	3	20	Ő	3	3	20	Ő
31	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
22	2	2	20	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	20	0
32	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0
33	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
34	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
35	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
36	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
37	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
38	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
39	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
40	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
41	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
42	3	3	20	Õ	3	3	$\frac{-0}{20}$	Õ	3	3	20	Õ	3	3	20	Õ
<u>12</u>	2	3	20	0	2	3	20	<u> </u>	3	3	20	0	3	2	20	<u> </u>
43	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	3	$\frac{20}{20}$	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0
44	2	2	20	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	20	0	2	2	20	0
45	<u> </u>	3	20	0	2	<u> </u>	20	0	2	<u> </u>	20	0	2	2	20	0
40	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
47	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
48	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
49	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
50	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
51	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
52	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
53	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
54	3	3	20	0	3	3	$\frac{20}{20}$	Ő	3	3	20	0	3	3	20	Ő
55	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0
56	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0	3	3	$\frac{20}{20}$	0
57	2	2	20	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	20	0
50	2	2	20	0	2	2	$\frac{20}{20}$	0	2	2	20	0	2	2	20	0
38	<u> </u>	3	20	0	3	<u> </u>	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
<u> </u>	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
60	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
61	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
62	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
63	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
64	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
65	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
66	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
67	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
68	3	3	20	Ő	3	3	20	Õ	3	3	20	Ő	3	3	20	Õ
69	3	3	20	Õ	3	3	20	Õ	3	3	20	Õ	3	3	20	Õ
70	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0
70	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0
/1	<u> </u>	2	20	0	2	<u>ン</u>	20	0	2	2	20	0	2	2	20	0
12	<u> </u>	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
/3	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
/4	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
75	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
76	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
77	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
78	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0

79	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
80	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
81	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
82	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
83	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
84	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
85	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
86	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
87	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
88	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
89	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
90	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
91	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0
92	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0	3	3	20	0

Етап роботи	Пе	ередпу	скова/	а підг	отовк	а (под	ача п	ари ч	ерез в	ихідн	ий пар	отруб	ок та	нові к	амери	I)
Час,хв.		91				1()1			1()2			1()5	
№ пов	KTB,	KTB	T,	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Тнас,
	Вт/(м²К)	конд,	°C	°C	Вт/(м²К)	конд,		°C	Вт⁄(мҠ)	конд,		°C	Вт⁄(м²К)	конд,		°C
		Вт⁄(мҠ)				Вт⁄(мҠ)				Вт⁄(мҠ)				Вт⁄(мҠ)		
1	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65
2	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
3	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
4	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
5	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20	100	100	20	20
6	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
7	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0
8	215	215	180	0	215	215	180	0	215	215	180	0	215	215	180	0
9	2685	2685	120	120	2685	2685	120	120	2685	2685	120	120	260	260	280	0
10	315	315	180	0	315	315	180	0	347	347	250	0	362	362	280	0
11	249	249	185	0	249	249	185	0	272	272	250	0	284	284	280	0
12	249	249	190	0	249	249	190	0	272	272	250	0	284	284	280	0
13	233	233	185	0	233	233	185	0	272	272	250	0	284	284	280	0
14	233	233	155	0	233	233	155	0	272	272	250	0	284	284	280	0
15	169	169	130	0	169	169	130	0	198	198	250	0	206	206	280	0
16	169	169	155	0	169	169	155	0	198	198	235	0	206	206	280	0
17	169	169	170	0	169	169	170	0	198	198	230	0	206	206	275	0
18	180	180	180	0	165	165	180	0	183	183	180	0	188	188	175	0
19	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0
20	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
21	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
22	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
23	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
24	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
25	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
26	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
27	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
28	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
29	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
30	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
31	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
32	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	265	0	30	30	265	0
33	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
34	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
35	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
36	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
37	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0

					1											
38	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
39	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
40	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
41	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
42	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
43	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
44	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	270	0	30	30	270	0
45	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
46	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
47	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
48	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
49	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
50	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
51	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
52	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
53	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
54	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
55	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
56	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	275	0	30	30	275	0
57	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
58	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
59	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
60	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
61	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
62	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
63	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
64	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
65	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
66	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
67	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
68	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	280	0	30	30	280	0
69	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
70	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
71	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
72	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
73	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
74	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
75	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
76	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
77	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
78	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
79	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
80	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	285	0	30	30	285	0
81	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
82	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
83	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
84	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
85	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
86	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
87	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
88	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
89	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
90	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
91	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0
92	2685	2685	120	120	2685	0	120	0	30	30	290	0	30	30	290	0

																17
Етап роботи	Пе	ередпу	скова	а підг	отовк	а (под	ача п	ари ч	ерез в	ихідн	ий па	ртруб	ок та	нові к	амери	4)
Час,хв.		12	8			14	40			17	70			17	72	
№ пов	KTB,	KTB	Τ,	Тнас,	KTB,	KTB	T,°C	Thac,	KTB,	KTB	T,°C	Thac,	KTB,	KTB	T,°C	Thac,
	Вт/(м ⁻ К)	КОҢД, Dan(1, 21/)	°C	°С	Вт/(мК)	КОНД, D=-{(1,21/2)		°C	Вт/(мК)	КОНД, Рт/(\21/)		°C	Вт⁄(мҠ)	конд, Ът√о, 21∕)		°C
1	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65	600	600	65	65
$\frac{1}{2}$	100	100	25	45	25	100	25	25	100	100	25	25	100	100	25	25
3	100	100	25	45	25	100	25	25	100	100	25	25	100	100	25	25
4	100	100	25	45	25	100	25	25	100	100	25	25	100	100	25	25
5	100	100	25	45	25	100	25	25	100	100	25	25	100	100	25	25
6	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
7	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0
8	210	210	180	0	210	210	180	0	210	210	180	0	215	215	180	0
<u>9</u>	1094	1094	280	0	<u>960</u>	<u>960</u>	280	0	<u>960</u>	<u>960</u>	280	0	260	260	280	0
10	<u>1084</u> 850	850	280	0	1050	1050	280	0	1050	1050	280	0	172	172	280	0
12	850	850	280	0	1050	1050	280	0	1050	1050	280	0	172	172	280	0
13	850	850	280	0	1050	1050	280	0	1050	1050	280	0	172	172	280	0
14	850	850	280	0	1050	1050	280	Ŭ 0	1050	1050	280	0	172	172	280	0
15	615	615	280	0	1630	1630	280	0	1630	1630	280	0	125	125	280	0
16	615	615	280	0	1630	1630	280	0	1630	1630	280	0	125	125	280	0
17	615	615	275	0	1630	1630	275	0	1630	1630	275	0	125	125	275	0
18	185	185	175	0	185	185	175	0	185	185	175	0	190	190	175	0
19	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0	210	210	174	0
20	85	85	$\frac{20}{265}$	0	85	85	20	0	85	85	20	0	85	85	20	0
21	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	30	265	0
22	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
$\frac{23}{24}$	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
25	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
26	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
27	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
28	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
29	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
30	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
31	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0	30	30	265	0
$\frac{32}{22}$	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0	$\frac{30}{20}$	$\frac{30}{20}$	265	0
<u>33</u> 24	<u> </u>	30	$\frac{2/0}{270}$	0	30	$\frac{30}{20}$	270	0	30	$\frac{30}{20}$	270	0	30	$\frac{30}{20}$	270	0
35	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	270	0
36	30	30	$\frac{270}{270}$	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
37	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
38	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
39	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
40	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
41	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
42	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0	30	30	270	0
43	30	30	2/0	0	30	30	2/0	0	30	30	2/0	0	30	30	2/0	0
44 15	<u> </u>	<u> </u>	<u>2/0</u> 275	0	<u> </u>	<u> </u>	2/0	0	20	<u> </u>	275	0	<u> </u>	<u> </u>	2/0	0
45 46	30	30	<u>213</u> 275	0	30	30	213	0	30	30	213	0	30	30	213	0
47	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
48	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
49	30	30	275	<u>0</u>	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
50	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
51	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
52	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0

53	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
54	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
55	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
56	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0	30	30	275	0
57	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
58	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
59	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
60	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
61	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
62	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
63	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
64	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
65	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
66	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
67	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
68	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0	30	30	280	0
69	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
70	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
71	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
72	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
73	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
74	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
75	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
76	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
77	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
78	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
79	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
80	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0	30	30	285	0
81	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
82	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
83	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
84	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
85	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
86	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
87	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
88	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
89	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
90	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
91	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0
92	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0	30	30	290	0

Таблиця Б.6

Граничні умови для ділянки 11-12 вихідної конструкції ПКУ РВТ з урахуванням структури теії пари та конденсації при пуску турбіни з холодного стану (всього 20 виступів-впадин), час 182 хвилини, з урахуванням конденсації і без

	16 15	14	13 1	2 11						
17	_				10					
18					9					
19					8					
20				7	6	5	4	3	2	1

Етап робони		Перед	пусков	а підго	товка (подача	пари ч	ерез ви	ахідний	партр	убок)	
Час,хв.		18	2		18	38	19	98	20)8	22	20
№ пов.	KTB,	КТВ конд,	T,	Тнас,	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C
	Bт/(м ² К)	Вт/(м ² К)	°Ć	°C	Bт/(м ² К)		Вт/(м ² К)	-	Вт/(м ² К)		Вт/(м ² К)	-
101	149	3570	278	207	149	278	371	278	371	278	494	278
102	371	3570	278	207	371	278	929	278	929	278	1236	278
103	433	3570	278	207	433	278	1083	278	1083	278	1442	278
104	681	3570	278	207	681	278	1702	278	1702	278	2265	278
105	272	3570	278	207	272	278	681	278	681	278	906	278
106	272	3570	278	207	272	278	681	278	681	278	906	278
107	99	3570	278	207	99	278	248	278	248	278	330	278
108	99	3570	278	207	99	278	248	278	248	278	330	278
109	99	3570	278	207	99	278	248	278	248	278	330	278
110	99	3570	278	207	99	278	248	278	248	278	330	278
111	495	3570	278	207	495	278	1238	278	1238	278	1648	278
112	619	3570	278	207	619	278	1548	278	1548	278	2060	278
113	743	3570	278	207	743	278	1857	278	1857	278	2471	278
114	310	3570	278	207	310	278	774	278	774	278	1030	278
115	310	3570	278	207	310	278	774	278	774	278	1030	278
116	310	3570	278	207	310	278	774	278	774	278	1030	278
117	978	3570	278	207	978	278	2445	278	2445	278	3254	278
118	1028	3570	278	207	1028	278	2569	278	2569	278	3419	278
119	1164	3570	278	207	1164	278	2910	278	2910	278	3872	278
120	1362	3570	278	207	1362	278	3405	278	3405	278	4531	278
121	149	3570	278	207	149	278	371	278	371	278	494	278
122	371	3570	278	207	371	278	929	278	929	278	1236	278
										278		278
400	1362	3570	278	207	1362	278	3405	278	3405	278	4531	278

Етап роботи					Пуск і	з ХС				
Час,хв.	250	370	40)0	45	50	48	30	51	0
No	КТВ,	T,°C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C
ПОР	Вт/(м²К)	,	Вт/(м ² К)	,						
101	1004	306	2849	464	3339	487	3686	501	3666	510
102	2510	306	7121	464	8347	487	9214	501	9164	510
103	2928	306	8308	464	9738	487	1075	501	1069	510
104	4602	306	1305	464	1530	487	1689	501	1680	510
105	1841	306	5222	464	6121	487	6757	501	6720	510
106	1841	306	5222	464	6121	487	6757	501	6720	510
107	669	306	1899	464	2226	487	2457	501	2444	510
108	669	306	1899	464	2226	487	2457	501	2444	510
109	669	306	1899	464	2226	487	2457	501	2444	510
110	669	306	1899	464	2226	487	2457	501	2444	510
111	3347	306	9495	464	1113	487	1228	501	1221	510
112	4183	306	1186	464	1391	487	1535	501	1527	510
113	5020	306	1424	464	1669	487	1842	501	1832	510
114	2092	306	5935	464	6956	487	7679	501	7637	510
115	2092	306	5935	464	6956	487	7679	501	7637	510
116	2092	306	5935	464	6956	487	7679	501	7637	510
117	6610	306	1875	464	2198	487	2426	501	2413	510
118	6944	306	1970	464	2309	487	2549	501	2535	510
119	7865	306	2231	464	2615	487	2887	501	2871	510
120	9203	306	2611	464	3060	487	3378	501	3360	510
121	1004	306	2849	464	3339	487	3686	501	3666	510
122	2510	306	7121	464	8347	487	9214	501	9164	510
		306		464		487		501		510
400	9203	306	2611	464	3060	487	3378	501	3360	510

ГУділя	янки 11-	12 ПКУ	PBT sar	ропоно	ваної ко	нст з ур	ахуванн	ям стру	<i>т</i> йної теч	ії та кон	денсації	Таблил При пуси
(все	ього 20	виступ	ів-впад	ин), ко	нд і без	(післе	188 хв	ГУ тан	кі ж як і	і для К	325 без	урах ко
папробот	Пере	ЦПУСКОВа	підгото	вка (пода	ача пари	на КУ та	<u>a hobi kan</u>	ери)	Подача	через В	<u>П та нові</u>	камери
Іас, хв.		0,	1		3	0	4	5	9	0	91;	101
№ пов.	KTB,	КТВконд	Τ,	Тнас,	KTB,	T,°C	KTB,	T,⁰C	KTB,	T,°C	KTB,	T,°C
	<u>Br/(M⁻K)</u>	BT/(MK)	°C	°C	Br/(mK)		BT/(MK)		Вт/(м′К)	100	Вт/(мК)	10.5
101	78	2520	180	100	78	180	97	180	105	180	142	185
102	194	2520	180	100	194	180	243	180	263	180	356	185
103	227	2520	180	100	227	180	283	180	307	180	415	185
104	356	2520	180	100	356	180	445	180	482	180	652	185
105	142	2520	180	100	142	180	178	180	193	180	261	185
106	142	2520	180	100	142	180	178	180	193	180	261	185
107	52	2520	180	100	52	180	65	180	70	180	95	185
108	52	2520	180	100	52	180	65	180	70	180	95	185
109	52	2520	180	100	52	180	65	180	70	180	95	185
110	52	2520	180	100	52	180	65	180	70	180	95	185
111	259	2520	180	100	259	180	324	180	350	180	474	185
112	324	2520	180	100	324	180	405	180	438	180	593	185
113	389	2520	180	100	389	180	486	180	526	180	711	185
114	162	2520	180	100	162	180	202	180	219	180	296	185
115	162	2520	180	100	162	180	202	180	219	180	296	185
116	162	2520	180	100	162	180	202	180	219	180	296	185
117	512	2520	180	100	512	180	640	180	692	180	937	185
118	538	2520	180	100	538	180	672	180	727	180	984	185
119	609	2520	180	100	609	180	761	180	824	180	1115	185
120	712	2520	180	100	712	180	890	180	964	180	1304	185
121	78	2520	180	100	78	180	97	180	105	180	142	185
122	194	2520	180	100	194	180	243	180	263	180	356	185
			100	100	12.	100		100		100		100
400	712	2520	180	100	712	180	890	180	964	180	1304	185
	-							-		```	-	
	llepe	дпуско	ва підг	<u>отовка</u>	(подача	<u>а пари</u>	<u>через В</u>	<u>II та н</u>	<u>ові кам</u>	<u>ери)</u>	Пуск	3XC
lac, xb.	10	$\frac{2}{2}$		<u>)5</u>		28	140;	170	172	179	182:	188
№ ПОВ.	KIB,	T,°C	KIB,	T,°C	KIB,	T,°C	KIB,	T,°C	KIB,	T,°C	KIB,	Т, С
101	<u> </u>	250	162	280	/186	280	600	280	QQ	280	$\frac{BT/(M^2K)}{1/10}$	278
101	380	$\frac{250}{250}$	102	280	1214	280	1500	280	246	280	371	278
102	<u> </u>	$\frac{250}{250}$	400	280	1/14	280	1750	280	240	280	/22	278
103	<u>433</u> 712	$\frac{250}{250}$	744	280	141/	280	$\frac{1750}{2750}$	280	450	280	<u>433</u> 691	270
104	285	$\frac{250}{250}$	208	280	800	280	1100	280	180	280	272	278
105	205	$\frac{250}{250}$	290	280	890	280	1100	280	100	280	272	270
100	<u>203</u>	250	<u> </u>	200	224	200	1100	200	66	200	00	270
107	104	250	100	200	324	200	400	200	66	200	99	270
100	104	250	100	200	224	200	400	200	66	200	<u> </u>	270
110	104	$\frac{230}{250}$	100	200	224	280	400	280	66	280	99	270
111	<u> </u>	$\frac{230}{250}$	541	200	1610	200	2000	200	220	200	<u>99</u> 405	270
111	610	250	676	200	2024	200	2500	200	328	200	473 610	2/0
112	048	250	0/0	280	2024	280	2000	280	410	280	019	270
113	224	250	011	280	<u>2429</u>	280	1050	280	491	280	/45	270
114	<u> </u>	250	220	280	1012	280	1250	280	205	280	210	278
113	<u> </u>	250	220	280	1012	280	1250	280	203	280	310	278
110	<u>524</u>	250	338	280	1012	280	1250	280	205	280	310	278
11/	1023	250	1068	280	3198	280	3930	280	04/	280	9/8	278
118	10/5	250	1122	280	3360	280	4150	280	680	280	1028	278
119	1218	250	1271	280	3805	280	4700	280	770	280	1164	278
120	1425	250	1488	280	4452	280	5500	280	901	280	1362	278
121	155	250	162	280	486	280	600	280	98	280	149	278
122	389	250	406	280	1214	280	1500	280	246	280	371	278
400	1 40 5	0.50	1.400	200	4.4.5.2	200	<i></i>	200	0.01	200	12/2	070
	1/25	1 250	1488	280	4452	- 280	5500	- 280	901	- 280	1 1362	278

ДОДАТОК В

	0.11114
ТАБЛИЦА ПАРЦИАЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ НОМЕР СТУПЕНИ N= 1 ПАРЦИАЛЬНОСТЬ ЕРЭ= 0.800 ШИРИНА ВЕНЦА В= 60.0 ММ ЧИСЛО СЕГМЕНТОВ 4 КОЛИЧЕСТВО ПРОМЕРЕСТОРВОВ 1. КОЛИЧЕСТВО РЕУХИРУСКИХ ОТВОЛОВ В КОЛИЧЕСТВО ТОЧЕХ ПОЛУБШИВАНИИ ПАРА 3	
КОЛИЧЕСТВО ПРОМПЕРЕТРЕВОВ 1 КОЛИЧЕСТВО РЕГУЛИРУЕСТКОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПАРА 3 КОЛИЧЕСТВО УЧАСТКОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПАРА 1 ТАБЛИЦА ПРОМПЕРЕТРЕВОВ : TIP :0TCEK:ПОТ ДАВЛ(%): T/DT :P ПАРА: 1 4 11.50 539.50 40.00	
ОТСЕК 3 РАСХОД 19.46 ЗНТАЛЬПИЯ 763.60 ОТСЕК 7 РАСХОД 4.54 ЗНТАЛЬПИЯ 763.60 ОТСЕК 7 РАСХОД 4.54 ЗНТАЛЬПИЯ 812.00 ОТСЕК 10 РАСХОД 37.89 ЗНТАЛЬПИЯ 698.90 ТАБЛИЦА ДРОССЕМИРОВАНИЯ(ОТСЕК, ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯХ) 10 2.00 ДАВЛЕНИЕ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ 228.000АТА ТЕМПЕРАТУРА ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ 536.000ГРАД	
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ЗА ТУРБИНОЙ 0.0372АТА ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ 280.0ГРАД КОЗФФИЦИЕНТ ПАТРУБКА 1.20 ПОПРАВКИ К ОКРУЖНОМУ КПД 0.00 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79	J8 4.08 4.
РАСХОДЫ ПАРА В ОТСЕКАХ(Т/Ч) 944.40 932.41 851.93 870.33 784.00 781.18 617.21 621.47 618.05 579.00 222.00 216.00 203.57 195.83 ПАРАМЕТРЫ ПАРА	
:NC: P1 : V1 : T1 : I1 : S1 : P2 : V2 : T2 : I2 : S2 : P3 : V3 : T3 : I3 :	\$3 :
: : АТА : МЗ/КГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/КГК: АТА : МЗ/КГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/КГК: АТА : МЗ/КГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ	/КГК:
$\begin{array}{c} : 1 & 216.35 & 0.0148 & 531.3 & 793.56 & 1.487 & 188.23 & 0.0165 & 505.8 & 783.58 & 1.487 & 183.76 & 0.0169 & 504.7 & 784.20 & 1456.57 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575 & 1457.575.575 & 1457.575.575.575 & 1457.575.575.575.575.575.575.575.575.575.$. 490: . 492: . 494: . 495: . 497: . 498: . 499: . 501: . 503: . 504: . 507: 1.509:
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$.747: .749: .752: .754: .756: .758: .760: .761: .763: .763: .765: .767:
24 2.4117 0.9188 203.4 686.87 1.777 1.7530 1.1711 168.0 670.60 1.777 1.4452 1.3679 151.8 663.34 1 25 1.4452 1.3679 151.8 663.34 1.780 0.9318 1.9168 110.6 644.52 1.782 0.7453 2.2898 93.83 636.93 1 26 0.7453 2.2898 93.83 636.93 1.786 0.4891 3.2922 0.981 620.93 1.787 0.3451 4.4990 0.967 609.65 1 27 0.3451 4.4990 0.967 609.65 1.792 0.2504 5.9872 0.953 598.54 1.794 0.1499 9.5216 0.936 584.09 1 CBEPX3BYK B AONATKE P FOPAA A= 0.149921 V FA A= 9.5216 T FA A= 0.9360 S FA A= 1.80363 I FA = 584.09 28 0.1499 9.5216 0.936 584.09 1.804 0.0739 17.980 0.909 561.98 1.806 0.0390 32.412 0.896 548.96 1 CBEPX3BYK B CONAE P FOPAA C= 0.089578 V FA C= 15.132 T FA C= 0.9163 S FA A= 1.80260I FA C= 568.02 CBEPX3BYK B AONATKE P FOPAA A= 0.048944 V FA A= 26.459 T FA A= 0.9042 S FA A= 1.82705 I FA A= 555.79	.781: .786: .792: .804: .827:
ПОТЕРЯ МОЩНОСТИ В ЦИЛИНДРЕ (КВТ) 339.6 990.3 0.0 КПД СТУПЕНЕЙ ДАВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ(%) ЧВД 90.23 ЧСД 94.43 ЧНД 90.19 МОЩНОСТИ ЦИЛИНДРОВ ПО КПД I (КВТ) ЧВД 104060.3 ЧСД 125395.8 ЧНД 31694.5 МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ 338431.4 ПО КПД U(КВТ) 324539.4 ПО КПД I(КВТ) Л(v = 3/8 (20-cr) C=45+	

		REVINEL I	RX12		
	* * K-325-23.5 Yrn.F	РЭС,ЦВД-12ст.,(3 один	ак.потокаНД)	1/xc=11*	* 300 MAH
n leguiner (f Hom	* *********************** РАСЧЕ СТУПЕНИ N= 1 ПАРЦИ	************************ Т ВЫПОЛНЕН 15.11.2006 ТАБЛИЦА ПАРЦИАЛЬ АЛЬНОСТЬ EPS= 0.800 Ш	********************* ГОДА ВРЕМЯ: 13 НЫХ СТУПЕНЕЙ ИРИНА ВЕНЦА В= 60	********************* Час 45 мин).0 мм число сегментов	**************************************
КОЛИЧЕСТВИ) NPOMNEPELPEBOB 1 K	ОЛИЧЕСТВО РЕГУЛИРУЕМЫ КОЛИЧЕСТВО УЧАСТК ТАБЛИЦА ДАВЛ(%): Т/DT : Р ПАР	Х ОТБОРОВ О КОЛИ ОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПРОМПЕРЕГРЕВОВ А:	ИЧЕСТВО ТОЧЕК ПОДМЕШИВА I Пара 1	HUR NAPA 3
	1 <u>4</u>	11.50 516.00 40. ТАБЛИЦА	00 Точек подмешивани	19	
ОТСЕК 3 РИ ОТСЕК 7 РИ ОТСЕК 10 РИ ДАЛ РАСХОД 1 ПАРАЕНИЕ ПАЛ	АСХОД 19.46 ЭНТАЛ АСХОД 4.54 ЭНТАЛ АСХОД 37.89 ЭНТАЛ Табалица дроссел Вление перед турбиной Тара через стопорные к Дара через стопорные к О 30 турбиной 0.0370	ЫПИЯ 763.60 ЫПИЯ 812.00 ЫПИЯ 698.90 ИРОВАНИЯ(ОТСЕК,ПОТЕРЯ 230.000АТА ТЕМПЕР ЛАПАНА 974.6 Т/Ч АТА ТЕМПЕРАТУРА ПИТ	ДАВАЕНИЯХ) 10 Атура Пара Перед 1 Ательной волы 280) 2.00 Урбиной 520.000град Алаграл Козффициент	ΠΑΤΡΥΕΚΑ 1.20
974.62 962	.25 879.19 898.18 8	РАСХОДЫ ПАРА В 0 09.09 806.18 636.96 ПАРАМЕТ	ТСЕКАХ(Т/Ч) 641.35 637.83 РЫ ПАРА	597.53 229.10 222.91	210.08 202.10
, 0/4° :NC: P1 :	V1 : T1 : I1 :	S1 : P2 : V2	: T2 : I2 :	S2 : P3 : V3 :	T3 : I3 : S3 :
€ ⁽²⁾ · · · ATA : I	13/КГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:	KA/KEK: ATA : M3/KE	:ГРАД/-:ККАЛ/КГ:К	KA/KEK: ATA : M3/KE :	ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/КГК:
: 1 219.53 : 2 186.44 : 3 162.84 : 4 142.65 : 5 125.44 : 6 109.98 : 7 96.299 : 8 83.937 : 9 72.553 :10 62.584 :11 53.442 :12 45.310	0.0140 515.7 780.87 0.0161 489.8 771.92 0.0179 467.7 763.78 0.0199 446.6 756.01 0.0221 426.7 748.49 0.0224 426.7 748.49 0.0246 407.00 741.05 0.0306 368.0 726.23 0.0304 348.0 718.52 0.0334 340.0 718.52 0.0334 310.0 704.23 0.0345 289.5 696.09	$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	6 491.1 771.28 6 470.2 764.37 6 449.2 756.66 7 428.7 748.84 1 409.8 741.95 8 390.7 734.70 9 371.3 727.32 6 351.4 719.65 8 331.9 712.09 6 312.5 704.51 8 293.9 697.78 7 274.2 689.94	$\begin{array}{ccccccc} 1.470 & 186.44 & 0.0161 \\ 1.473 & 162.84 & 0.0179 \\ 1.475 & 142.65 & 0.0199 \\ 1.476 & 125.44 & 0.0221 \\ 1.478 & 109.98 & 0.0246 \\ 1.480 & 96.299 & 0.0273 \\ 1.481 & 83.937 & 0.0306 \\ 1.482 & 72.553 & 0.0344 \\ 1.484 & 62.584 & 0.0387 \\ 1.485 & 53.442 & 0.0440 \\ 1.489 & 45.310 & 0.0505 \\ 1.491 & 38.390 & 0.0576 \\ \end{array}$	489.8 771.92 1.473: 467.7 763.78 1.475: 446.6 756.01 1.476: 426.7 748.49 1.478: 407.0 741.05 1.479: 387.4 733.68 1.480: 368.0 726.23 1.482: 348.0 718.52 1.483: 328.4 710.87 1.485: 308.1 702.91 1.486: 289.5 696.09 1.490: 269.5 688.14 1.491:
:13 33.975 :14 26.569 :15 21.135 :16 16.116 :17 13.443 :18 11.094 :19 9.1031 :20 7.1860 :21 5.6953 :22 4.5125 :23 3.2479	0.1065 515.0 832.79 0.1298 476.7 814.33 0.1559 442.6 797.86 0.1936 403.9 779.42 0.2240 379.5 767.87 0.2608 353.5 755.70 0.3049 327.6 743.53 0.3674 297.8 729.61 0.4410 269.7 716.51 0.5293 242.8 704.03 0.6839 206.4 687.43	$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	3 478.5 815.03 3 448.1 800.46 3 411.1 782.83 2 385.3 770.62 44 360.8 759.08 2 334.9 746.90 4 305.4 733.07 8 278.6 720.62 77 251.4 708.08 8 218.3 692.87 7 187.2 678.60	$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	476.7 814.33 1.728: 442.6 797.86 1.731: 403.9 779.42 1.733: 376.9 767.55 1.735: 353.5 755.70 1.737: 327.6 743.53 1.739: 297.8 729.61 1.741: 269.7 716.51 1.742: 242.8 704.03 1.744: 206.4 687.43 1.746: 182.5 675.09 1.748:
24 2.4593 25 1.4827 26 0.7624 27 0.3536 CBEPX3BYK B 28 0.1541 CBEPX3BYK B C CBEPX3BYK B	0.8741 190.0 680.32 1.2954 140.5 657.76 2.1997 0.992 .631.95 4.3587 0.958 605.19 AONATKE P FOPAA A= 0 9.2022 0.929 580.13 ONAE P FOPAA C= 0.093 AONATKE P FOPAA A= 0	1.761 1.7955 1.110 1.764 0.9621 1.826 1.770 0.4986 3.167 1.777 0.2571 5.785 154145 V ΓΛ Λ= 9.202 1.789 0.0761 17.36 2105 V ΓΛ C= 14.624 1 050361 V ΓΛ Λ= 25.57	3 156.0 664.73 1 105.8 642.11 1 0.967 613.41 19 0.944 594.09 12 T ΓΛ Λ= 0.9285 10 0.902 558.17 Γ Γ Γ C= 0.9090 S 12 T Γ Λ= 0.9290 S 29 T Γ Λ= 0.8979	1.761 1.4827 1.2954 1.772 0.7624 2.1997 1.764 0.3536 4.3587 1.778 0.1541 9.2022 S FA A= 1.78865 I FA 1.791 0.0391 32.085 FA C= 1.79114I FA C= S FA A= 1.81299 I FA	140.5 657.76 1.765: 0.992 631.95 1.770: 0.958 605.19 1.777: 0.929 580.13 1.789: ∧= 580.13 0.888 544.79 1.813: 564.14 ∧= 552.35
ПОТЕРЯ МОЩНОС ЧВД 90. МОЩ ПО КПД I (КВ МОЩ	ТИ В ЦИЛИНДРЕ (КВТ) КПД СТУПЕНЕЙ ДАВЛЕНІ 08 ЧСД 94.51 Ч НОСТИ ЦИЛИНДРОВ Т) ЧВД 103074.6 ЧСД НОСТЬ ТУРБИНЫ 338980.1 ПО КІ	330.6 1002.6 ия цилиндров(%) инд 89.67 124861.1 ЧНД 32038 ид U(КВТ)	0.0 3.7 324051.	7 NO KNJ I(KBT)	

1		182
	* К-325-23 5 Уга ГРЭС ШВЛ-12ст. (3 одинак потокаНД) 11×8-9 * 97-0 (се)	1,
	* * * * * * * * * * * * * * * * * * *	
	ТАБЛИЦА ПРОМПЕРЕГРЕВОВ : TIP :0TCEK:ПОТ ДАВА(%): T/DT :P ПАРА: 1 4 11.50 488.00 40.00 432 ТАБЛИЦА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ(ОТСЕК, ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯХ) 10 2.00 512 ДАВЛЕНИЕ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ 195.000АТА ТЕМПЕРАТУРА ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ 510.0000ГРАД РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ СТОПОРНЫЕ КЛАПАНА 545.0 Т/Ч ДАВЛЕНИЕ ПАРА ЗА ТУРБИНОЙ 0.0240АТА ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ 280.0ГРАД КОЗФФИЦИЕНТ ПАТРУБКА 1.20 ПОПРАВКИ К ОКРУЖНОМУ КПД 0.00 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79 3.79	4.1
	4.08 4.01 4.01 4.01 4.01 4.01 РАСХОДЫ ПАРА В ОТСЕКАХ(Т/Ч) 545.00 537.92 460.36 470.31 423.65 422.13 382.97 385.62 383.50 359.26 128.95 125.46 118.25 113.76 ~ 536. С ПАРАМЕТРЫ ПАРА	
	:NC: P1 : V1 : T1 : I1 : S1 : P2 : V2 : T2 : I2 : S2 : P3 : V3 : T3 : I3 : S3 :	
	: : ATA : M3/KГ :ГРАД/-:ККАЛ/KГ:КЛ/КГК: ATA : M3/KГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/КГК: ATA : M3/KГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/КГК:	
	1 174.74 0.0178 500.8 784.30 1.495 09.974 0.0303 395.1 742.35 1.500 101.53 0.0281 422.5 756.08 1.508: CBEPX3BYK B CONLE P FOPAA C= 95.40617 V FA C= 0.0289 T FA C= 404.21 S FA C= 1.499911 FA C= 746.12 2 101.53 0.0281 422.5 756.08 1.508 90.505 0.0308 404.8 748.84 1.509 88.494 0.0314 402.4 748.20 1.510: 3 88.494 0.0314 402.4 748.20 1.510 79.081 0.0344 385.7 741.32 1.511 77.326 0.0391 364.9 733.28 1.513: 5 67.647 0.0391 364.9 733.28 1.515 52.820 0.0427 343.3 719.64 1.516 51.414 0.0487 328.4 718.63 1.516: 7 51.414 0.0487 328.4 718.63 1.516 45.809 0.0533 312.4 711.83 1.516 44.598 0.0546 <	
	:1318.3130.1923486.4821.631.77815.0460.2251456.3806.881.78014.6380.2301452.9805.261.781:1414.6380.2301452.9805.261.78112.5430.2607430.7794.461.78211.9880.2700424.1791.241.783::1511.9880.2700424.1791.241.78310.1650.3083401.1780.181.7849.64950.3210393.7776.601.785::169.64950.3210393.7776.601.7858.37270.3598374.6767.471.7867.99970.3725368.1764.431.787:177.99970.3725368.1764.431.7876.95130.4165349.0755.281.7876.59310.4339342.6752.261.788:186.59910.4339342.6752.261.7885.73100.4850324.0743.401.7895.39990.5083316.9740.051.790:195.39990.5083316.9740.051.7904.52760.5837294.3729.451.7914.24150.6148297.1726.001.792:204.24150.6148287.1726.001.7923.61510.6965267.3716.821.7923.33540.7419258.3712.651.793:213.33540.7419258.3712.651.7932.84540.8378 </td <td></td>	
	:24 1.3509 1.5159 166.0 670.27 1.804 0.9885 1.9187 133.4 655.31 1.803 0.8160 2.2409 119.0 648.87 1.807 :25 0.8160 2.2409 119.0 648.87 1.807 0.5325 3.1557 87.54 634.66 1.817 0.4208 3.8233 0.989 624.24 1.813 :26 0.4208 3.8233 0.989 624.24 1.813 0.2757 5.5422 0.965 606.45 1.807 0.1955 7.5864 0.957 598.59 1.820 :27 0.1955 7.5864 0.957 598.59 1.820 0.1419 10.113 0.944 588.30 1.822 0.0854 16.043 0.928 574.48 1.832: CBEPX3BYK B AORATKE P FOPAA A= 0.085364 V FA A= 16.043 T FA A= 0.9283 S FA A= 1.83154 I FA A= 574.48 1.832: :28 0.0854 16.043 0.928 574.48 1.832 0.0425 30.079 0.903 553.81 1.834 0.0250 49.187 0.894 544.44	
	ПОТЕРЯ МОЩНОСТИ В ЦИЛИНДРЕ (КВТ) 146.9 637.0 0.0 КПД СТУПЕНЕЙ ДАВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ(%) ЧВД 88.22 ЧСД 94.84 ЧНД 89.43 МОЩНОСТИ ЦИЛИНДРОВ ПО КПД I (КВТ) ЧВД 67042.1 ЧСД 68470.1 ЧНД 16890.5 МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ 194075.7 ПО КПД U(КВТ) 186183.8 ПО КПД I(КВТ) Заслании свот AL = (183)	

* K-32	25-23.5 Угл.ГРЭС.ЦВД-12ст. (3 одинак.потокаНД)	TIRC-1	c of st.
*	*****	*****	*****	253 114
	РАСЧЕТ ВЫПОЛНЕН 15.1	1.2006 ГОДА ВРЕМЯ: 11 ЧА ОПИЛАННЫХ СТУПЕНЕЙ	С 06 МИН	
			MM YNCAO CEFMEHTOB 2	DA Ø
KOM LEGIDO TIPOPELE	КОЛИЧЕСТВО	УЧАСТКОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ П	ара 1	
	P :OTCEK: NOT AABA(%): T/DT	аблица промперет ревов :Р ПАРА:		2 martine 1
ТАБ	1 4 11.50 445.0 БЛИЦА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ(ОТСЕК,	10 40.00 Потеря Давлениях) 10	2.00	
РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ	СТОПОРНЫЕ КЛАПАНА 293.8	ТЕМПЕРАТУРА ПАРА ПЕРЕД ТУР Т/Ч	БИНОЙ 485.000ГРАД	
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ЗА ТУРЫ ПОПРАВКИ К ОКРУЖНОМУ КП.	ИНОЙ 0.0240АТА ТЕМПЕРАТУ ID	РА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ 280.0	ГРАД КОЗФФИЦИЕНТ ПАТРУ	БКА 1.20
0.00 3.79 3.79 3.79 3.79 4.08 4.01 4.01 4.01	9 3.79 3.79 3.79 3.79 1 4.01 4.01	3.79 3.79 3.79 3.79 4.	08 4.08 4.08 4.08 4.08	4.08 4.08 4.08
293.84 290.02 252.66	РАСХОДЫ ПА 6 257 65 232 52 231 67	PA B OTCEKAX(T/4) 210 25 211 70 210 54 19	7 24 69 18 67 32 63	45 61 04
		АРАМЕТРЫ ПАРА		
NC: P1 : V1 : T	1 : I1 : S1 : P2 :	V2 : T2 : I2 : S	2 : P3 : V3 : T3	: I3 : S3 :
: ATA : M3/KF :FPA	<u> Δ/-:KKAN/KF:KN/KFK: ATA :</u>	МЗ/КГ :ГРАД/-:ККАЛ/КГ:КЛ/	КГК: АТА : МЗ/КГ :ГРАД/-	:KKAA/KF:KA/KFK:
1 93.324 0.0325 445	5.1 774.31 1.543 48.282	0.0545 344.8 731.27 1.	543 54.099 0.0514 374.7	746.68 1.557:
3 47.141 0.0574 356	4.7 740.08 1.556 48.246 6.2 738.99 1.558 42.162	0.0627 339.9 731.87 1.	557 47.141 0.0574 356.2 558 41.269 0.0639 338.7	738.99 1.558: 731.63 1.560:
4 41.269 0.0639 338 5 36.199 0.0710 321	8.7 731.63 1.560 37.037 1.8 724.51 1.561 32.481	0.0696 323.3 724.86 1.	560 36.199 0.0710 321.8 561 31.698 0.0790 305.3	724.51 1.561: 717.46 1.563:
6 31.698 0.0790 305 7 27 554 0.0992 200	5.3 717.46 1.563 28.428	0.0862 291.3 711.46 1.	563 27.654 0.0882 288.8	710.45 1.564:
8 23.993 0.0988 272	2.0 703.34 1.566 ·21.264	0.1087 257.5 697.05 1.	566 20.612 0.1115 254.6	695.92 1.567:
9 20.612 0.1115 254 10 17 636 0 1262 237	4.6 695.92 1.567 18.229	0.1229 240.4 689.73 1.	568 17.636 0.1262 237.3 570 15 154 0 1424 221 1	688.51 1.569:
11 15.154 0.1424 221	1.1 681.49 1.571 13.513	0.1563 209.4 676.48 1.	572 12.935 0.1617 204.8	674.44 1.573:
12 12.935 0.161/ 204	4.8 674.44 1.573 11.577	0.1766 194.1 669.80 1.	574 11.066 0.1830 189.4	667.69 1.574:
13 9.7937 0.3417 445 14 7.8053 0.4096 412	5.1 802.69 1.821 8.0447 2.6 786.95 1.823 6.6869	0.4000 416.6 788.79 1.8	823 7.8053 0.4096 412.6 824 6.3884 0.4804 384.9	786.95 1.823: 773.50 1.825:
15 6.3884 0.4804 384	4.9 773.50 1.825 5.4165	0.5475 362.0 762.42 1.8	826 5.1400 0.5710 355.8	759.46 1.827:
16 5.1400 0.5710 355 17 4.2586 0.6627 331	1.6 747.82 1.827 4.4581 1.6 747.82 1.829 3.6968	0.7407 313.0 739.06 1.8	828 4.2586 0.6627 331.6 829 3.5031 0.7729 306.8	736.15 1.830:
18 3.5031 0.7729 306 19 2.8641 0.9051 282	5.8 736.15 1.830 3.0391 2 0 724 45 1 831 2 3983	0.8624 287.7 727.14 1.8	B30 2.8641 0.9051 282.0 B31 2.2476 1.0939 253.2	724.45 1.832:
20 2.2476 1.0939 253	3.2 710.98 1.833 1.9144	1.2350 232.5 701.34 1.8	832 1.7695 1.3174 225.8	698.26 1.835:
21 1.7695 1.3174 225 22 1.3897 1.5888 199	5.8 698.26 1.834 1.5084 9.3 686.03 1.835 1.1044	1.4850 205.8 688.99 1.8 1.8890 172.9 673.87 1.8	833 1.3897 1.5888 199.3 835 0.9732 2.0937 162.8	686.03 1.835: 669.27 1.837:
23 0.9732 2.0937 162	2.8 669.27 1.837 0.8004	2.4238 141.6 659.59 1.8	837 0.7183 2.6465 137.0	655.96 1.840:
24 0.7039 2.7238 136	5.9 657.55 1.845 0.5171	3.4398 107.0 643.95 1.8	845 0.4262 4.0188 93.23	637.73 1.850:
25 0.4262 4.0188 93. 26 0.2218 6.9280 0.9	3 637.73 1.850 0.2808 984 614.82 1.855 0.1459	10.075 0.965 600.41 1.8	857 0.1038 13.707 0.954	590.75 1.863:
27 0.1038 13.707 0.9	954. 590.75 1.863 0.0753	18.502 0.951 586.43 1.8 20 004 T FA A- 0.0264 S F	883 0.0455 28.991 0.926	568.03 1.875:
28 0.0455 28.991 0.9	926 568.03 1.875 0.0295	43.097 0.917 559.38 1.8	889 0.0250 50.306 0.914	556.29 1.895:
ОТЕРЯ МОЩНОСТИ В ЦИЛИНД	ΦΡΕ (KBT) 79.8 343.	.6 0.0		
КПД СТУЛЕ ЧВД 88.07 ЧСД	НЕЙ ДАВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ(%) 95.26 ЧНД 87.46		14 - 25 - 26 - 3	
МОЩНОСТИ ЦИЛИН ПО КПЛ I (КВТ) ЧВЛ 3	НДРОВ 15180 1 ЧСЛ 36034 6 ЧНЛ	7276.1		1.000
мощность турби		02047 4 5		
90	9424.8 IN NIL U(NET)	93043.1		



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 е-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua Moskovsky avc. 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@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua

BIN/029.11. 2017 No T.A-01-652

на/ref №

ДОВІДКА

про впровадження результатів кандидатської дисертації Бахмутської Юлії Олегівни

Одержані Бахмутською Ю. О. розрахункові результати теплового та термонапруженого станів ротора високого тиску турбіни К-325-23,5 у період набору вакуума, прогріву ЦВТ зі сторони вихідного патрубка, пуска турбіни із холодного та гарячого станів та останову без зриву вакууму у такій постановці та у такому обсязі отримані вперше і мають важливе значення для оцінки надійності турбоагрегату.

В результаті виконання дослідження теплового та термонапруженого станів ротора високого тиску турбіни К-325-23,5 виявлено рівень термонапружень в найбільш напруженій зоні в області переднього кінцевого ущільнения і виконано оцінку його зміни на протязі всього періода підготовки та пуску турбіни із холодного і гарячого станів.

Запропоновані зміни в конструкції переднього кінцевого ущільнення та удосконалення прогріву ротора високого тиску вказують на можливість зниження термонапружень до безпечного рівня, що має значення для підвищення надійності ротора високого тиску за рахунок удосконалення конструкції переднього кінцевого ущільнення.

Результати дослідження виконані Бахмутською Ю. О. будуть використані при вдосконаленні конструкції циліндра високого тиску турбіни К-325-23,5.

MICTO Головний ко ПУВЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ парових тур TOBAPHCTBO канд. техн В.Л. Швецов PEOATOM Nº05762269 AOKYMEHT

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Бахмутської Ю.О. у навчальному процесі кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності фізико-енергетичного факультету Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна

Результати дисертаційної роботи «Збільшення терміну експлуатації роторів парових турбін за рахунок удосконалення теплового та термопружного стану на пускових режимах» були використані та плануються для подальшого використання у навчальному процесі студентів кваліфікаційного рівня магістр у рамках дисципліни «Термонапружений стан елементів енергетичного обладнання».

Декан фізико-енергетичного факультету к.т.н.



I. В. Гарячевська

ДОДАТОК Є

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бахмутская Ю. О. Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К–325–23,5 // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2013. № 1 (31). С. 23-27.

2. Голощапов В. Н., Котульская О. В., Бахмутская Ю. О. Методологический подход к определению коэффициентов теплопередачи во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2015. № 3 (41). С. 32-36.

3. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Характеристики течения пара в концевых уплотнениях ЦВД на этапе набора вакуума // Вісник НТУ «ХПІ». «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 8 (1180). С. 122–128.

4. Голощапов В. Н., Бахмутская Ю. О. Граничные условия теплообмена во впадинах уплотнений ступенчатого типа // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2016. № 3 (45). С. 21-24.

5. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Изменение условий прогрева ротора ЦВД в области передних концевых уплотнений при пуске из холодного состояния // Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2017. № 10 (1232). С. 38–43.

6. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния ротора высокого давления турбины К-325-23,5 при пуске из холодного состояния // Проблеми машинобудування. 2017. Вып. 20, № 2. С. 3-11.

7. Bakhmutska Ju. O., Goloshchapov V. M., Kochurov R. Rotor heating conditions influence on the thermostructural state and lifetime of the 325 MW steam turbineduring start-ups // Bulletion of NTU "KhPI". Dynamics and strength of machines. 2017. № 39 (1261). P. 89-94.

8. Бахмутська Ю. О., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Підхід до визначення розподілу пари в ступенях парових турбін при змінних режимах роботи

// Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 2-25.

9. Бахмутська Ю. О., Голощапов В. М., Альохіна С. В. Термічна міцність канавки ступеневого ущільнення циліндра високого тиску теплофікаційної турбіни К-250/300-240-3 // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції, Харків: НТУ «ХПІ». 2011. С.214.

10. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В., Голощапов В. Н. Влияние газодинамики парового потока на напряженное состояние выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23,5 в широком диапазоне изменения режимов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XIV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2012. 12 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

11. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Температурное и термонапряженное состояние выходного патрубка цилиндра высокого давления турбины К–325–23,5 при стационарных режимах работы // XLI Неделя науки СПбГПУ: программа научно-практической конференции с международным участием. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 61 - 63.

12. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Подготовка к пуску турбины К-325-23,5 из холодного и горячего состояний // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: сборник трудов III Межотраслевой научнопрактической конференции молодых ученых и специалистов. Харьков / ГП «УкрНТЦ «Энергосталь». Х.: НТМТ, 2014. С.43-46.

13. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Граничные условия для оценки теплового состояния зоны концевых уплотнений роторов ЦВД и ЦСД в предтолчковый период // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XV междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2015. 9 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

14. Бахмутская Ю. О. Причины техногенной опасности паровых турбин при подготовке к пуску // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Х.: НУЦЗУ, 2015. С. 67-68.

15. Бахмутская Ю. О. Методика определения давления в межкорпусном пространстве для оценки работы переднего концевого уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5 в предтолчковый период // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2016. С. 39.

16. Бахмутская Ю. О., Голощапов В. Н. Тепловое и термонапряженное состояния РВД турбины К-325-23,5 при пуско-остановочных режимах // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы XVII междунар. научн.-техн. конференции. Харьков: ИПМаш, 2017. 2 с. 1 электрон. опт. диск (CD-R)

17. Бахмутская Ю. О., Алехина С. В. Влияние конструкции и условий прогрева переднего концевого уплотнения ротора высокого давления на маневренные характеристики мощных паровых турбин // Современные проблемы машиностроения: тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов. Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. 2018. С. 21.

ДОДАТОК Ж

ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на:

- конференції молодих учених та спеціалістів. «Сучасні проблеми машинобудування» (Харків, 2012, 2016, 2018, доповідь);
- XIX міжнародній науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2011, доповідь);
- науково-практичній конференції з міжнародною участю «XLI Неділя науки СПбГПУ» (Росія, СПб, 2012, стендова доповідь);
- XIV, XV та XVII міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (Харків, 2012, 2015, 2017, доповідь);
- III міжгалузевій науково-практичній конференції молодих учених та фахівців «Інноваційні шляхи модернізації базових галузей промисловості, енерго- і ресурсозбереження, охорона навколишнього природного середовища» (Харків, ГП «УкрНТЦ «Енергосталь», 2014, доповідь);
- міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки» (Харків, 2015, доповідь);
- XII, XIII та XIV міжнародних науково-технічних конференціях «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (Харків, 2016, 2017, 2018, доповідь).