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

Пальков Ігор Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

<u>УЗДК 539.3</u> (індекс)

ДИСЕРТАЦІЯ

<u>Термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток парової турбіни</u> (назва дисертації) <u>Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин</u> (шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело <u>І. А. Пальков</u>

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Шульженко Микола Григорович, доктор технічних наук, професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

АНОТАЦІЯ

Пальков І. А. Термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток парової турбіни. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

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

Дисертаційна робота присвячена розробці методики дослідження та оцінки термоміцності замкового з'єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з'єднання.

При створенні турбоагрегатів великої одиничної потужності особливо важливим стає питання забезпечення їх експлуатаційної надійності. У зв'язку з цим серйозна увага має приділятися вивченню працездатності найбільш відповідальних деталей і вузлів турбін.

Елементи проточної частини парових турбоагрегатів, особливо одиничної потужності на надкритичні параметри пари, працюють в умовах високих питомих навантажень. Тривала безаварійна робота агрегатів значною мірою залежить від довговічності лопаточного апарату. До найбільш відповідальних і напружених вузлів проточної частини відносяться хвостові з'єднання робочих лопаток з ротором в районі замка.

Замкове з'єднання являє собою конструкцію, що працює в умовах складного напруженого стану. Основними факторами, що впливають на напружено-деформований стан (НДС) замкового з'єднання, є:

- розтягувальна відцентрова сила, що розвивається при обертанні ротора лопаткою, бандажем і власною масою хвостовика;

- контактна взаємодія елементів у з'єднанні;

- нерівномірне по радіусу і по довжині ротора температурне поле;

- відмінність коефіцієнтів лінійного температурного розширення матеріалів в з'єднанні;

- наявність явищ пластичності і повзучості в процесі тривалої експлуатації при високих температурах.

Метою дисертаційної роботи є розробка методики дослідження та оцінки термоміцності замкового з'єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з'єднання.

Для досягнення вказаної мети в роботі сформульовано і вирішуються такі завдання:

- розробка методики та моделей замкового з'єднання для числового дослідження напруженності його елементів в пружній постановці;

- розрахункове визначення впливу нагрівання на температурний та термонапружений стани елементів з'єднання в пружній постановці;

розрахункова оцінка напружено-деформованого стану елементів
замкового з'єднання в пружно-пластичній постановці та при повзучості його елементів;

- розробка пропозицій до прогнозування термоміцності елементів замкового з'єднання на етапах проектування.

Об'єктом дослідження є термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток з диском парової турбіни. Предметом дослідження є замкове з'єднання робочих лопаток з диском 1-го ступеню циліндра середнього тиску парової турбіни К-500-240, під час експлуатації якого мали місце поломки.

Наукова новизна полягає у наступному: удосконалено методику визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання грибкового типу лопаток першого ступеню парової турбіни з урахуванням контактної взаємодії його елементів, впливу нерівномірного нагріву, деформацій пластичності і повзучості в тривимірній постановці; вперше установлено залежність розподілу еквівалентних напружень в елементах з'єднання від взаємного розташування лопаток и фіксуючих штифтів та його вплив на нерівномірність розподілу напружень по опорних поверхнях передзамкових лопаток; вперше виявлено рівень впливу неоднаковості температурного розширення матеріалів елементів з'єднання на їх термонапруженість при пружному та пружнопластичному деформуванні.

У дисертаційній роботі наведено результати розв'язання актуальної науково-технічної задачі - розробка методики дослідження та оцінки термоміцності замкового з'єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з'єднання з подальшим розв'язанням задач термонапруженості, термоконтакту, пластичності та повзучості.

Сутність запропонованої методики полягає в поетапному визначенню напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток під впливом таких чинників, тривимірна постановка задачі, контактна взаємодія елементів, температурні навантаження, деформування елементів під впливом пластичності та повзучості.

На підставі огляду літературних джерел показано сучасний стан розвитку методів аналізу напружено-деформованого стану замкового з'єднання при врахуванні умов експлуатації. До найбільш значущих робіт в цій області належать дослідження радянських, російських, вітчизняних та закордонних Л. О. Шубенко-Шубіна, A. Π. Філіпова. A. Β. Левіна. вчених: А. Г. Костюка, Ю. М. Работнова, В. П. Рабіновича, В. П. Сухініна, А. М. Підгорного, Г. А. Марченка, Ю. С. Воробйова, М. Г. Шульженка, П. П. Гонтаровського, Ю. І. Матюхіна, А. П. Зіньковського, Б. П. Зайцева, Д. В. Бреславського, Ю. О. Гусєва, В. О. Кострикіна, А. М. Грубіна, А. С. Лейкіна, А. А. Нігіна, А. Г. Угодчікова, А. М. Кузнецова, Н. С. Бунькова, Р. Р. Мавлютова та ін.

Представлено порівняння результатів розподілу напружень по замковому з'єднанню в модельному та чисельному експериментах. В даному випадку

результати натурної тензометрії (крім свого самостійного значення) дозволяють перевірити надійність обраної розрахункової методики, оцінити її точність і скорегувати розрахункову схему.

В результаті аналізу визначено оптимальний розмір скінченного елемента. Показано, що при подальшому зменшенні розміру елемента точність розрахунку мало змінюється, при цьому кількість елементів стрімко зростає.

Отримані в ході вирішення задачі результати позначили зони з найбільшими розтягувальними напруженнями.

Розглянуто вплив теплообміну між елементами на загальний напруженодеформований стан замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеню циліндра середнього тиску. Врахування впливу теплообміну на передачу зусиль в замковому з'єднанні здійснювалось в термоконтактній постановці

Отримані результати засвідчили про значний вплив температурної складової на загальний напружено-деформований стан. Значний приріст напружень викликаний не стільки градієнтом температур, як різними за величиною коефіцієнтами температурного розширення матеріалів, що застосовуються в замковому з'єднанні.

Досліджено напружено-деформований стан замкового з'єднання робочих лопаток з урахуванням впливу пластичного деформування елементів в з'єднанні. Для опису напружено-деформованого стану з урахуванням впливу пластичного деформування елементів в з'єднанні використовувалася теорія пластичної течії.

Для опису кривих деформування матеріалів в замковому з'єднанні використовувалися два типи апроксимації - мультилінійна апроксимація та білінійна апроксимація.

Отримані при розв'язанні задачі результати дозволили виявити зони з наявними пластичними деформаціями. Відзначено істотне зниження еквівалентних напружень, отриманих при вирішенні задачі термопружності.

Описано результати дослідження впливу повзучості на напруженодеформований стан замкового з'єднання. Важливою частиною отриманих при розв'язанні задачі повзучості результатів є розподіл сумарних відносних деформацій. Як показали розрахунки, процес повзучості матеріалу найбільш активно протікає в місцях радіусних переходів лопаток, диска, а також у отворів під установку штифтів. Представлені результати дають змогу відзначити, що найбільший приріст деформацій повзучості відбувся протягом перших 50 тис. годин.

Практичне значення результатів роботи полягає у визначенні найбільш напружених елементів замкового з'єднання лопаток; у визначенні зон можливого перевищення нормативного значення напружень; в пропозиціях щодо використання розробленої методики при проектуванні.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в практику проектування турбомашин згідно з НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари Ро = 260 ÷ 300 ата і То = 600 °С потужністю 600 ÷ 700 МВт " (Акт впровадження №02-112 від 03.03.2021 р.).

Ключові слова: замкове з'єднання, лопатка, парова турбіна, напруження, контактна взаємодія, скінченний елемент, метод тензометрування, деформація, білінійна апроксимація, повзучість.

Список публікацій здобувача:

1. В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2012. №7. С. 70 - 75.

2. В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Проблемы машиностроения.* 2012. Т. 15, № 2. С. 31-36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.

3. Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. Напряженное состояние

замкового соединения рабочих лопаток турбины. Проблемы машиностроения. 2013. Т. 16, №3. С. 37-44.

4. Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2014. №12. С. 98—103.

5. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Thermostressed state of the lock joint of turbine rotor blades of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, vol. 22, no. 3. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036

6. Н. Н. Гришин, Б. Ф. Зайцев, И. А. Пальков, А. Г. Кантор, Ю. Г. Пащенко. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2019. №3. С. 66—75. DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.10

7. Palkov, I., & Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2020. 4(88), 14-17. DOI:https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02 (Index SCOPUS)

8. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Stress-strain state of steam turbine lock joint under plastic deformation. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, vol. 23, no. 4. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.028

9. Пальков И.А. О расчетных исследованиях напряженнодеформированного состояния турбины со сверхкритическими параметрами пара. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 8–11 листопада 2010 р. С. 15.

10. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 85-річчю з дня народження академіка

НАН України Рвачова Володимира Логвиновича. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 7–11 листопада 2011 р. С. 19.

11. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 80-річчю академіка НАН України А.М. Підгорного.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 листопада 2012 р. С. 16.

12. М.Г. Шульженко, В. Л. Швецов, И.А. Пальков. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання AEC: тези доповідей міжнародної науковотехнічної конференції.* – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2–5 жовтня 2012 р. С. 254–255.

13. Пальков І.А. Міцність замкового з'єднання групи робочих лопаток парової турбіни. *11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей.* – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15–17 травня 2013 р. С. 81 - 82.

14. Пальков И.А. Напряженное состояние замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 95-річному ювілею Національної академії наук України.* – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 11–13 листопада 2013 р. С. 12.

15. Пальков И.А. Ползучесть замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А.П Філіпова.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 14.

16. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: Тези доповідей I Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 10–14 вересня 2018 р. С. 44.

17. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины в условиях ползучести материала. Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання («УЕ-2019»): тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції, присвяченій 85-річчю АТ «Турбоатом». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Подгорного НАН України, 8–10 жовтня 2019 р. С. 1.

18. Пальков И. А., Пальков С.А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Тезисы докладов XII Международных молодежных научно-технических чтений им. А.Ф. Можайского*, г. Запорожье: АО «Мотор Сич», 20–23 мая 2019 р. С. 29-30.

19. О. П. Усатий, М. М. Гришин, І. А. Пальков. Ротори парових турбін виробництва АТ «Турбоатом». *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: тези доповідей XV Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: НТУ «ХПІ», 25-26 квітня 2019. С. 19–20.

20. Пальков И.А. Напряженно-деформированное состояние замкового соединения рабочих лопаток в условиях пластического деформирования. Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей ІІ міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 жовтня 2020 р. С. 103-105.

ABSTRACT

Palkov I. A. The thermal strength of the rotor blade lock joint in a steam turbine. Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines. A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine, A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation considers the development of a method for investigating and evaluating the thermal strength of the lock joint between the rotor blades and the disk of the first stage of the K-500-240 steam turbine to increase the operational reliability of the joint.

When developing turbine units of large unit capacity, the issue of ensuring their operational reliability becomes particularly important. In this regard, serious attention should be given to studying the operational integrity of the most critical parts and assembly units of turbines.

The flow path components in steam turbine units, particularly of unit capacity for supercritical steam parameters, operate under conditions of high specific loads. Continuous, trouble-free operation of units largely depends on the longevity of the blade system. The most critical and stressed parts of the flow path are the root joints of the blades with the rotor in the area of the lock.

The lock joint is a structure that works in a complex stress state. The main factors influencing the stress-strain state (SSS) of the lock joint are:

- A tensile centrifugal force developed by the blade, the shroud and the own mass of the root during the rotation of the rotor;

- A contact interaction between elements in the joint;

- A temperature field that is non-uniform along the radius and along the length of the rotor;

- The difference in the coefficients of linear thermal expansion of materials in the joint;

- The presence of plasticity and creep phenomena during long-term operation at high temperatures.

The purpose of the dissertation is to develop a method for investigating and evaluating the thermal strength of the lock joint between the rotor blades and the disk of the first stage of the K-500-240 steam turbine to increase the operational reliability of the joint.

To achieve the goal, the following objectives are set out and addressed:

- Development of a method and models of the lock joint for the numerical investigation into the stress of its elements in the elastic approach;

- Estimated determination of the influence of heating on the thermal and thermal and stress state of the elements of the lock joint in the elastic approach;

- Design estimate of the stress-strain state of the elements of the lock joint in the elastic-plastic approach and under creep of its elements;

- Development of proposals for forecasting the thermal strength of the elements of the lock joint at the design stages.

The object of the study is the thermal strength of the lock joint between the rotor blades and the disk of a steam turbine. The subject of the study is the lock joint between the rotor blades and the disk of the 1st stage of the IP cylinder of the K-500-240 steam turbine, during the operation of which failures have occurred.

The scientific novelty is as follows: the method for determining the stressstrain state of the mushroom-type lock joint for the rotor blades of the first stage of a steam turbine with reference to the contact interaction of its elements, the influence of uneven heating, and the strains of plasticity and creep in the three-dimensional approach has been improved; for the first time the dependence of the distribution of equivalent stresses in the elements of the joint on the mutual arrangement of the blades and locking pins and its influence on the non-uniformity of stress distribution on the bearing surfaces of the pre-locking blades has been established; for the first time the level of influence of the inequality in thermal expansion of materials of the elements of the joint on their thermal stress under elastic and elastic-plastic strains has been identified.

The dissertation presents the results of solving the relevant scientific and technical objective, the development of a method for investigating and evaluating the thermal strength of the lock joint between the rotor blades and the disk of the first stage of the K-500-240 steam turbine to increase the operational reliability of the joint to subsequently solve the problems of thermal stress, thermal contact, plasticity and creep.

The proposed method involves the stage-by-stage determination of the stressstrain state of the lock joint for rotor blades under the influence of these factors, three-dimensional problem statement, contact interaction of elements, temperature loads, deformation of elements under the influence of plasticity and creep.

Based on a literary review, the state of the art of methods for analyzing the stress-strain state of the lock joint with reference to operating conditions was shown. The most significant works in this area include research by Soviet, Russian, domestic and foreign scientists such as L.O. Shubenko-Shubin, A.P. Filippov, A.V. Levin, A.G. Kostyuk, Yu.M. Rabotnov, V.P. Rabinovich, V.P. Sukhinin, A.M.Podgorny, G.A. Marchenko, Yu.S. Vorobyov, M.G. Shulzhenko, P.P. Gontarovsky, Yu. I. Matyukhin, A. P. Zinkovsky, B.P. Zaytsev, D.V. Breslavsky, Yu.A. Gusev, V.O. Kostrykin, A.M. Grubin, A. S. Leikin, A.A. Nigin, A.G. Ugodchikov, A.M. Kuznetsov, N.S. Bunkov, G.G. Mavlyutov and others.

The comparison of the results of stress distribution in the lock joint in model and numerical experiments was presented. In this case, the results of the full-scale strain gauge measurements (in addition to their independent value) allow checking the reliability of the selected design method, evaluating its accuracy and adjusting the design pattern. The analysis determined the optimal size of the finite element. It has been shown that with a further reduction in the size of the element, the accuracy of the calculation varies only slightly, while the number of elements increases rapidly.

The results obtained when solving the problem marked the zones with the highest tensile stresses.

The influence of heat exchange between the elements on the general stressstrain state of the lock joint for the rotor blades of the 1st stage of the IP cylinder was considered. The influence of heat exchange on the transfer of forces in the lock joint was taken into account in the thermal contact approach.

The obtained results pointed out the significant influence of the temperature component on the general stress-strain state. The significant increase in stresses is due not so much to the temperature gradient as to the different coefficient values of thermal expansion of the materials used in the lock joint.

The stress-strain state of the lock joint of the rotor blades was investigated with reference to the influence of plastic behavior of the elements in the joint. To describe the stress-strain state with reference to the influence of plastic behavior of the elements in the joint a plastic flow theory was used.

Two types of approximation algorithms, the multilinear approximation and bilinear approximation, were used to describe the strain curves for the materials in the lock joint.

The results obtained when solving the problem allowed identifying zones with existing plastic strains. A significant reduction in the equivalent stresses obtained when solving the problem of thermoelasticity was noted.

The results of the investigation into the effect of creep on the stress-strain state of the lock joint were described. An important part of the results obtained when solving the problem of creep is the distribution of total unit strains. As calculations have shown, the creep process in the material most intensively develops in the places of radius transitions of the blades, disk, and at the dowel pin holes. The results presented allow noting that the largest increase in creep strains occurred during the first 50 thousand hours. The practical value of the results of the study consists in determining the most stressed elements of the lock joint of the blades; determining the areas of possible excess of the specified values of stresses; putting forward proposals for using the developed method when designing.

The results of the dissertation have been introduced into the practice of turbomachinery design according to the research work "Design and Engineering Developments of Individual Parts and Assembly Units for HPC and IPC of a 600-700 MW Turbine for Supercritical Steam Parameters of $P_o = 260$ to 300 at a and $To = 600^{\circ}$ C" (Implementation Certificate No. 02-112 dated March 03, 2021).

Keywords: lock joint, blade, steam turbine, stress, contact interaction, finite element, strain gauge method, strain, bilinear approximation, creep.

References

1. В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2012. №7. С. 70 - 75.

2. В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Проблемы машиностроения.* 2012. Т. 15, № 2. С. 31-36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.

3. Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины. *Проблемы машиностроения*. 2013. Т. 16, №3. С. 37-44.

4. Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2014. №12. С. 98—103.

5. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Thermostressed state of the lock joint of turbine rotor blades of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, vol. 22, no. 3. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036

 Н. Н. Гришин, Б. Ф. Зайцев, И. А. Пальков, А. Г. Кантор, Ю. Г. Пащенко. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование».
Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2019. №3. С. 66—75. DOI: 10.20998/2078-774Х.2019.03.10

7. Palkov, I., & Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2020. 4(88), 14-17. DOI:https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02 (Index SCOPUS)

8. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Stress-strain state of steam turbine lock joint under plastic deformation. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, vol. 23, no. 4. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.028

9. Пальков И.А. О расчетных исследованиях напряженнодеформированного состояния турбины со сверхкритическими параметрами пара. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 8–11 листопада 2010 р. С. 15.

10. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 85-річчю з дня народження академіка НАН України Рвачова Володимира Логвиновича.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 7–11 листопада 2011 р. С. 19.

11. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 80-річчю академіка НАН України А.М. Підгорного. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М.

Підгорного НАН України, 5-8 листопада 2012 р. С. 16.

12. М.Г. Шульженко, В. Л. Швецов, И.А. Пальков. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання AEC: тези доповідей міжнародної науковотехнічної конференції.* – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2–5 жовтня 2012 р. С. 254–255.

13. Пальков І.А. Міцність замкового з'єднання групи робочих лопаток парової турбіни. *11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей.* – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15–17 травня 2013 р. С. 81 - 82.

14. Пальков И.А. Напряженное состояние замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 95-річному ювілею Національної академії наук України.* – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 11–13 листопада 2013 р. С. 12.

15. Пальков И.А. Ползучесть замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А.П Філіпова.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 14.

16. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: Тези доповідей I Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 10–14 вересня 2018 р. С. 44.

17. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины в условиях ползучести материала. Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання («УЕ-2019»): тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції, присвяченій 85-

річчю АТ «Турбоатом». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Подгорного НАН України, 8–10 жовтня 2019 р. С. 1.

18. Пальков И. А., Пальков С.А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Тезисы докладов XII Международных молодежных научно-технических чтений им. А.Ф. Можайского*, г. Запорожье: АО «Мотор Сич», 20–23 мая 2019 р. С. 29-30.

19. О. П. Усатий, М. М. Гришин, І. А. Пальков. Ротори парових турбін виробництва АТ «Турбоатом». *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: тези доповідей XV Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: НТУ «ХПІ», 25-26 квітня 2019. С. 19–20.

20. Пальков И.А. Напряженно-деформированное состояние замкового соединения рабочих лопаток в условиях пластического деформирования. Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. C. A.M. Підгорного HAH України, 5-8 жовтня 2020 p. 103-105.

3MICT

ПЕРЕ	ЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУ	Π	б
РОЗД	ІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ 12	2
1.1	Основні особливості напружено-деформованого стану трьохопірного	
гриб	бкового замкового з'єднання робочих лопаток з диском12	2
1.2	Розв'язання задачі про напружений стан хвостових з'єднань при	
врах	уванні контактної взаємодії елементів14	4
1.3	Використання методів скінченно-елементного аналізу для хвостових	
з'єд	нань14	4
1.4	Розв'язання контатної задачі взаємодії елементів хвостових з'єднань при	И
деф	ормуванні за межами пружної зони1	б
1.5	Дослідження напруженого стану триопірного замкового з'єднання	
робо	очих лопаток2	3
1.6	Формулювання задач дослідження3	1
РОЗД	ІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	
3AMk	ОВОГО З'ЄДНАНЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ	
ЕЛЕМ	ІЕНТІВ ТА МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРУВАННЯ	3
2.1	Загальні положення 3	3
2.2	Опис моделі замкового з'єднання для експериментальних досліджень. З-	4
2.3	Результати експериментальних досліджень	7
2.4	Дослідження НДС методом скінченних елементів. Варіаційна	
пост	ановка МСЕ для розв'язання задачі НДС замкового з'єднання	1
2.5	Порівняння результатів експерименту та розрахунку 4	б
2.6	Висновки за розділом	9

РОЗД	ІЛ З ПРУЖНИЙ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН	
3AMk	КОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК	50
3.1	Постановка задачі	50
3.2	Математична модель розв'язання контактної задачі	50
3.3	Числове дослідження НДС замкового з'єднаня робочих лопаток	53
3.1	Результати розрахункових досліджень	57
3.5	Висновки за розділом	61
РОЗД	ІЛ 4 НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ	
ЛОПА	АТОК ТУРБІНИ ПРИ ВРАХУВАННІ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ	63
4.1	Постановка задачі дослідження впливу температурного поля на	
напр	ужено-деформований стан замкового з'єднання	63
4.2	Опис розрахункової моделі при роз'язанні задачі теплопровідності та	
терм	локонтактної задачі	64
4.3	Побудова моделі для проведення числового дослідження	71
4.4	Результати числового дослідження термонапруженого стану замкового)
з'єдн	нання	74
4.4	Аналіз впливу температурного навантаження на характер контактної	
вза€	модії елементів замкового з'єднання	77
4.5	Висновки за розділом	81
РОЗД	ІЛ 5 НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЗАМКОВОГО	
З'ЄДН	НАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ПРИ	
ПЛАС	СТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ	82
5.1	Постановка задачі дослідження	82
5.2	Обробка кривих деформування матеріалів для визначення напружено-	
деф	ормованого стану замкового з'єднання	84

5.3	Результати досліджень напружено-деформованого стану замкового
з'єд	нання
5.4	Контактна взаємодія елементів у замковому з'єднанні при пластичному
дефо	эрмуванні
5.5	Висновки за розділом94
РОЗД	ІЛ 6 ОЦІНКА ПОВЗУЧОСТІ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ
ЛОПА	АТОК96
6.1	Постановка задачі дослідження НДС замкового з'єднання
6.2.	Розв'язання задачі НДС замкового з'єднання при повзучості за методом
скін	ченних елементів
6.3	Використання експериментальних кривих деформування матеріалів при
повз	вучості
6.4	Оцінка отриманих результатів числового дослідження 101
6.5	Висновки за розділом109
ВИСН	ЮВКИ110
СПИС	СОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ
ДОДА	атки
Дод	аток А125
СПІ	ІСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ125
Дод	аток Б
AП	РОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ 129
Дод	аток В
АКТ	Г ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- НДС напружено-деформований стан
- НС напружений стан
- СЕ скінченний елемент
- МСЕ метод скінченних елементів
- ЦВТ циліндр високого тиску
- ЦСТ циліндр середнього тиску
- ТЕС теплова електрична станція
- ТЕЦ теплова електрична централь
- ХТГЗ Харківський турбогенераторний завод
- УТМЗ Уральський турбомоторний завод

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Історія розвитку енергетики - це історія підвищення параметрів пари. З початку 60-х років XX ст. в СРСР почався швидкий перехід від докритичних параметрів (13 МПа, 540 $^{\circ}$ C / 540 $^{\circ}$ C) до надкритичних (24 МПа, 540 $^{\circ}$ C / 540 $^{\circ}$ C). В даний час світова теплоенергетика вже зробила реальні кроки до масового переходу до енергоблоків супер-надкритичних параметрів: 30 МПа, 600 $^{\circ}$ C, а потім 35 МПа, 650 $^{\circ}$ C. У зарубіжній пресі є повідомлення про роботу над енергоблоком на початкову температуру 720 $^{\circ}$ C.

При створенні турбоагрегатів великої одиничної потужності особливо важливим стає питання забезпечення їх експлуатаційної надійності. У зв'язку з цим серйозна увага має приділятися вивченню працездатності найбільш відповідальних деталей і вузлів турбін.

Елементи проточної частини парових турбоагрегатів, особливо одиничної потужності на надкритичні параметри пари, працюють в умовах високих питомих навантажень. Тривала безаварійна робота агрегатів значною мірою залежить від довговічності лопаточного апарату. До найбільш відповідальних і напружених вузлів проточної частини відносяться хвостові з'єднання робочих лопаток з ротором в районі замка.

Замкове з'єднання являє собою конструкцію, що працює в умовах складного напруженого стану. Основними факторами, що впливають на напружено-деформований стан (НДС) замкового з'єднання, є:

- розтягувальна відцентрова сила, що розвивається при обертанні ротора лопаткою, бандажем і власною масою хвостовика;

- контактна взаємодія елементів у з'єднанні;

- нерівномірне по радіусу і по довжині ротора температурне поле;

- відмінність коефіцієнтів лінійного температурного розширення матеріалів в з'єднанні;

- наявність явищ пластичності і повзучості в процесі тривалої експлуатації при високих температурах.

Раніше, при проектуванні турбін меншої потужності, наближеність результатів розрахунку замкових з'єднань і експериментального аналізу їх НДС враховувалася призначенням завищеного запасу міцності. Значне збільшення навантажень, що діють на дане з'єднання потужних турбін, і складні умови їх роботи призвели до значного підвищення напруженості з'єднань. Оскільки вимоги по надійності енергетичного обладнання зростають, то важливу роль відіграє уточнена оцінка міцності елементів турбін за новими методиками.

Незважаючи на тривалий досвід застосування замкових з'єднань грибкового типу, не можна вважати достатньо повними проведені дослідження з вивчення їх НДС. Існуючі методи розрахунку, включаючи і метод скінченних елементів (МСЕ) для розв'язання плоскої задачі, не відображає в достатній мірі всю повноту НДС цих конструкцій, оскільки в даному випадку мова йде про розв'язання задачі об'ємного напруженого стану (НС).

В даний час на АТ "Турбоатом" здійснюється розробка типового ряду турбін нового покоління потужністю 500 - 750 МВт з тиском пари перед турбіною до 29 МПа і температурою до 600 ^оС. Прототипом при створенні таких турбін служить існуюча турбіна К-500-240, при тривалій експлуатації якої виявлено порушення геометрії і поломка хвостового з'єднання замкових лопаток перших ступенів циліндрів високого та середнього тисків [1].

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

Робота є частиною комплексу досліджень, які проводилися відповідно до тематичних планів ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України:

- за договором 2-86/II-14-20 від 02.01.2020 р., додатковою угодою від 07.09.2020 р. №1 «Розробка методів підвищення ефективності енергоблоків ТЕЦ за рахунок впровадження парогазових технологій» за І етапом «Вибір раціональних варіантів впровадження газотурбінних надбудов на ТЕЦ» (Термін

виконання: початок «2» січня 2020 р., закінчення «31» грудня 2020 р., № держреєстрації 0120U100883);

- за договором № Н. Е. 4.2 – 2020/II-9-19 від 02.03.2020 р. наукового завдання «Розроблення теплових схем енергоблоків на суперкритичних параметрах пари для використання на діючих ТЕС України з метою підвищення їх маневреності, надійності, економічності та екологічності» за ІІ етапом «Комплексні розрахункові дослідження обраних варіантів теплових схем» (Термін виконання: початок «2» березня 2020 р., закінчення «31» грудня 2020 р., № держреєстрації 0119U101781).

Крім того, тема дисертації безпосередньо пов'язана з роботами, що виконувались на АТ «Турбоатом» в рамках НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари Ро = 260 ÷ 300 ата і То = 600 °С потужністю 600 ÷ 700 МВт ".

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка методики дослідження та оцінки термоміцності замкового з'єднання робочих лопаток і диска першого ступеню парової турбіни К-500-240 для підвищення експлуатаційної надійності з'єднання.

Для досягнення вказаної мети в роботі сформульовано і вирішуються такі завдання:

- розробка методики та моделей замкового з'єднання для числового дослідження напруженості його елементів в пружній постановці;

- розрахункове визначення впливу нагрівання на температурний та термонапружений стани елементів з'єднання в пружній постановці;

 розрахункова оцінка напружено-деформованого стану елементів замкового з'єднання в пружно-пластичній постановці та при повзучості його елементів;

- розробка пропозицій до прогнозування термоміцності елементів замкового з'єднання на етапах проектування.

Об'єкт дослідження – термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток з диском парової турбіни.

Предмет дослідження — замкове з'єднання робочих лопаток з диском 1-го ступеню циліндра середнього тиску (ЦСД) парової турбіни К-500-240, під час експлуатації якого мали місце поломки.

Методи дослідження — розрахунково - експериментальні методи дослідження об'ємного НДС на основі положень теорій пружності, термопружності, контактної взаємодії, пластичності, повзучості, методу тензометрування і програмних комплексів на базі методу скінченних елементів.

Наукова новизна одержаних результатів:

 Удосконалено методику визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання грибкового типу лопаток першого ступеню парової турбіни з урахуванням контактної взаємодії його елементів, впливу нерівномірного нагріву, деформацій пластичності і повзучості в тривимірній постановці.

- Вперше установлено залежність розподілу еквівалентних напружень в елементах з'єднання від взаємного розташування лопаток и фіксуючих штифтів та його вплив на нерівномірність розподілу напружень по опорних поверхнях передзамкових лопаток.

- Вперше виявлено рівень впливу неоднаковості температурного розширення матеріалів елементів з'єднання на їх термонапруженість при пружному та пружнопластичному деформуванні.

Практичне значення результатів роботи полягає у визначенні найбільш напружених елементів замкового з'єднання лопаток; у визначенні зон

можливого перевищення нормативного значення напружень; в пропозиціях щодо використання розробленої методики при проектуванні.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в практику проектування турбомашин згідно з НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари Ро = 260 ÷ 300 ата і То = 600 °С потужністю 600 ÷ 700 МВт " (Акт впровадження №02-112 від 03.03.2021 р.).

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що викладено в дисертації, належать автору. У роботах, що виконано у співавторстві, здобувачеві належать такі результати: [2] створення геометричної моделі замкового з'єднання та виконання оцінки напружено-деформованого стану; [3] - верифікація отриманих результатів шляхом порівняння з даними натурного експерименту; [4] – створення ряду скінчено-елементних моделей для визначення оптимального розміру елементу, аналіз результатів дослідження; [5] - обробка експериментальних кривих повзучості, аналіз впливу повзучості матеріалу на загальний напружено-деформований стан замкового з'єднання від введення в експлуатацію турбоагрегату до напрацювання 250 000 год.; [6] створення розрахункової моделі для оцінки впливу температурного поля на напружений стан замкового з'єднання, аналіз результатів розподілу контактних напружень по опорним площадкам в з'єднанні; [7] – обчислення напруженого стану елементів ротора турбіни; [8] - аналіз розподілу еквівалентних напружень в замковому з'єднанні в термопластичній постановці; [9] – створення розрахункової моделі, аналіз отриманих результатів при використанні різних типів апроксимації кривих деформування матеріалів; [13] – створення розрахункових моделей, аналіз отриманих результатів; [19] – аналіз картини контактної взаємодії елементів замкового з'єднання робочих лопаток з урахуванням впливу деформацій повзучості; [20] – проведення аналізу напружено-деформованого стану зварнокованого ротора умовах В

термосилового навантаження. Роботи [10, 11, 12, 14, 15, 16, 17, 18] – виконано самостійно.

Апробація результатів досліджень. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на конференціях молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2010–2014 рр.), на міжнародній науково-технічній конференції "Конструктивна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС" Ресурс-2012 "(м. Київ, 2012 р.), міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2012, 2017, 2019 рр.), на 11-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.), на міжнародній конференції "Низьковуглецева електроенергетика: тренди, проблеми та перспективи" (м. Київ, 2017 р.), на міжнародних науково-технічних конференціях "Динаміка, міцність и моделювання в машинобудуванні" (м. Харків, 2018 р., 2020 р.), на науково-технічній конференції XIV міжнародній молодих вчених та спеціалістів ХФТІ НАН України (м. Харків, 2018 г.), на міжнародних науковотехнічних конференціях "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування" XПІ (м. Харків, 2012 р., 2019 р.), на XII молодіжних науковотехнічних читаннях ім. А. Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2019 р.), на міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та прогресивна освіта» (м. Херсон, 2019 р.).

Публікації. За темою роботи опубліковано 20 наукових праць, серед яких 8 статей у наукових журналах та збірниках наукових праць, в тому числі 1 стаття в SCOPUS, 12 публікацій – тези та матеріали конференцій.

<u>Структура та обсяг роботи.</u> Дисертаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел (із 105 найменувань на 12 стор.) та 3 додатків на 8 стор. Загальний обсяг роботи становить 131 стор., з них 111 сторінок основного тексту, містить 39 рисунків, 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Основні особливості напружено-деформованого стану трьохопорного грибкового замкового з'єднання робочих лопаток з диском

Проектування сучасних турбоагрегатів нерозривно пов'язано з проведенням різноманітних розрахунків на міцність. Високі вимоги, що пред'являються до надійності окремих високо напружених елементів турбін, в даний час можуть бути задоволені лише за умови забезпечення проектування оперативною та достовірною інформацією про її напружено-деформований стан.

При аналізі напружено-деформованого стану вузлів, що складаються з системи взаємодіючих тіл, явищами в локальній зоні контакту часто нехтують. Так, керуючись принципом Сен-Венана, проводять спрощення і схематизацію навантажень, які сприймаються деталлю.

Однак, для ряду вузлів, таких як замкове з'єднання робочих лопаток з диском в паровій турбіні, закон розподілу контактних напружень має суттєвий вплив на напружено-деформований стан елементів, що взаємодіють.

Питання міцності хвостових з'єднань різної конструкції розглядаються в літературі по турбобудуванню [22-26], навчальних і довідкових посібниках [27-28], монографіях [29-32].

Хвостові з'єднання лопаток з диском є одними з найбільш напружених і відповідальних вузлів в турбіні. Поряд з основним навантаженням відцентровими зусиллями пера лопатки і власне хвостової частини, розглянуті конструкції зазнають силового впливу від парових навантажень, від коливань лопатки в нерівномірному паровому потоці [29]. На опорних поверхнях елементів у замковому з'єднанні виникають сили тертя, які протидіють взаємному переміщенню деталей відносно один одного. Крім того, розглянуті конструкції часто експлуатуються при високих температурах, в умовах нерівномірного нагрівання.



Рис. 1.1. Стан диска 1-го ступеню в районі замкового з'єднання після поломки робочих лопаток

Внаслідок напружених умов роботи хвостового з'єднання та конструктивних особливостей його елементів, картина розподілу напружень характеризується наявністю зон високої концентрації, а також загальною нерівномірністю розподілу напружень по опорних поверхнях у з'єднанні.

Поданий на рис. 1.1. фрагмент пошкодженого диска дає уявлення про характер ушкодження. Має місце відрив частини диска в районі замкового з'єднання робочих лопаток. Попередній аналіз поверхні пошкодження свідчить про недостатню несучу здатність даного вузла під дією тих чи інших силових навантажень. Це, в першу чергу, пов'язано з недосконалістю розрахункової бази того часу і складністю врахування максимальної кількості чинників, таких як складне геометричне виконання, високі робочі температури - близько 535 ⁰C,

наявність градієнта температур по ширині диска, просторове навантаження від відцентрових сил, контактна взаємодія елементів в з'єднанні, робота за межами пружної області, відмінність у фізико-механічних властивостях матеріалу елементів у з'єднанні.

1.2 Розв'язання задачі про напружений стан хвостових з'єднань при врахуванні контактної взаємодії елементів

Аналіз напружено-деформованого стану хвостового з'єднання є складною просторовою контактною задачею для системи тіл, що працюють в області пластичності і повзучості. У зв'язку з цим для розрахунку хвостових з'єднань раніше використовувалися різні спрощені методики, засновані, в основному, на стержньових моделях [23, 29,33, 34, 35] або на вирішенні двовимірних задач механіки деформованого тіла [36, 37, 38].

При використанні моделей, апроксимуючих хвостове з'єднання зв'язаними стержньовими елементами, характерним € наявність ряду припущень. Передбачається, що контакт відбувається одночасно по усім зубцям у з'єднанні. Опорні поверхні хвоста лопатки і хвостовика диска мають однакові геометричні розміри і подаються послідовністю балок. Защемлення зазначених балок в хвості лопатки та в частині диска передбачається з деяким коефіцієнтом жорсткості. Кожен окремий зубець у з'єднанні подається балкою змінного перерізу. навантаженою зосередженою силою. Температурна деформація при такій постановці задачі враховувалася тільки в радіальному напрямку.

1.3 Використання методів скінченно-елементного аналізу для хвостових з'єднань

Використання числових методів, таких як метод скінченних елементів (МСЕ) [30, 39, 40, 41, 42, 43], варіаційно-різницевий [44, 45], метод функцій

комплексної змінної [37, 46] дозволило розглянути напружено-деформований стан хвостового з'єднання в двовимірній постановці, точніше врахувати геометричні і силові чинники, отримати розв'язання задачі контактної взаємодії з урахуванням впливу пластичності і повзучості матеріалів.

На даний момент відомо безліч способів розв'язання контактної задачі методом скінченних елементів. Найбільш простий підхід заснований на обчисленні коефіцієнтів взаємодії точок контактуючих тіл в нормальному і дотичному напрямках. Так, використання методу сил для складання рівноваги кожного тіла у з'єднанні дозволяє визначити розподіл контактних напружень. Далі отримані напруження використовуються як граничні умови при повторному обчисленні і визначенні пари, що контактує. При цьому межі контакту і ділянки його відсутності визначаються ітераційним шляхом в процесі розв'язання [30, 47, 48, 49].

Інший підхід до розв'язання контактної задачі МСЕ базується на взаємодії між тілами при використанні співвідношень фізично нелінійних задач механіки твердого тіла. В роботі [40] співвідношення між силами і переміщеннями в зоні контакту подані з урахуванням проковзування. У роботах [51, 52] використана аналогія між законами пластичної течії і законами руху елементів тертям. У роботах жорстких та пружних 3 сухим А. Г. Кузьменко [53, 54] та В. І. Кузьменко [55, 56] наводиться аналогія механіки контактного середовища з законами пластичності і повзучості. І хоча алгоритми, що використовувались в зазначених роботах, не були достатньо універсальними та були орієнтовані на розв'язання задач певного класу, вони послужили базою при розробці більш досконалих програмних методик.

Так, в ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України була розроблена методика, що дозволяє виконувати аналіз контактної взаємодії хвостовика звичайної робочої лопатки з ободом диска [57]. Дана методика дозволила вирішити проблеми, пов'язані з урахуванням тертя і проковзування в контакті, враховувала фізичну нелінійність процесу деформування. Розв'язання поставленої задачі проводилося в два етапи. Спочатку для вісесиметричної

моделі диска розв'язувалася задача напружено-деформований стану (НДС), визначалися функції впливу і контактні напруження при відомих заздалегідь розмірах поверхні контакту. Потім, використовуючи отримані значення переміщень, контактних напружень та зовнішніх навантажень в рамках пружної або пружнопластичної задачі проводився розрахунок хвостового з'єднання. Хвостовик розглядався в рамках плоскої задачі у взаємодії з осесиметричним диском. При цьому приймалося, що меридіальний переріз хвостової частини, залишаючись плоским, може переміщуватися в окружному напрямку. Пошук розмірів зони контакту проводився ітераційним шляхом. Розрахунки виконувалися в припущенні рівномірного розподілу навантаження уздовж робочих граней опорних поверхонь елементів у з'єднанні. Взаємодія між тілами здійснювалась через тонкі анізотропні контактні елементи [58], введені на опорних поверхнях з'єднання, а для замків з верхової посадкою також на поверхнях контакту, паралельних площині диска, де створюється попередній натяг шляхом обкатки бурту диска. Натяг покладався нульовим, що йшло в запас міцності з'єднання при наявності тертя.

Як основне навантаження, що визначає напружено-деформований стан, приймалася відцентрова сила від обертання елементів з'єднання навколо осі ротора при номінальному числі обертів.

Для простоти аналізу геометрія диска і прикладене навантаження від лопаток приймалися симетричними щодо серединної площини диска.

1.4 Розв'язання контатної задачі взаємодії елементів хвостових з'єднань при деформуванні за межами пружної зони

Зазвичай проблема розрахунку хвостових з'єднань, дисків і роторів в цілому, що працюють при високій температурі, коли з плином часу наростають пластичні деформації, розбивається на дві самостійні задачі:

- визначення напружень і сумарних деформацій ротора і його елементів для будь-якого моменту часу; - оцінка довготривалої міцності за даними випробувань матеріалу, що застосовується, на міцність.

Перша задача має важливе самостійне значення, оскільки повзучість може призвести до зміни форми, порушивши працездатність конструкції хвостового з'єднання задовго до вичерпання довготривалої міцності.

В процесі повзучості дисків при постійному навантаженні після деякого проміжку часу напружений стан змінюється від початкового пружного до стану усталеної повзучості. Неусталена повзучість - перший період повзучості характеризується повільною зміною напружень. Якщо цей період малий у порівнянні з терміном служби диска, то вивчення повзучості можна проводити, ґрунтуючись на рівняннях усталеного стану.

Для дисків з невеликим ресурсом часу, якими є диски маневрених турбін, працюючих в умовах частих пусків, неусталена повзучість може складати значну частину життя диска. Крім того, і для дисків з великим терміном служби необхідно знати темп наближення до повзучості, що встановилася. Тому важливим є вивчення як усталеної, так і неусталеної повзучості. Дослідженню деформацій і напружень в повзучих дисках присвячено велику кількість робіт. Частина цих робіт ґрунтується на теоріях течії, частина - на теорії старіння, але принципової різниці між ними немає, оскільки усі вони розглядають усталеної повзучість. Значно менше робіт присвячено дослідженню неусталеної повзучості дисків.

До перших робіт, присвячених експериментальному дослідженню повзучості дисків роторів, відносяться роботи [59, 60]. У зазначених роботах авторами проводилася експериментальна перевірка деформацій повзучості диска. Дослідження мали на меті доведення дисків до руйнування, з виміром деформацій по внутрішньому та зовнішньому діаметрам. Обробка експериментальних результатів велася на базі теорії старіння.

Відомий також ряд робіт [61, 62], де зроблено спробу знайти розподіл зусиль в зубцях хвостового з'єднання в пружно-пластичній стадії та в умовах повзучості. В аналітичному дослідженні Н. З. Супоницького [61], на основі теорії малих пружно-пластичних деформацій і гіпотези ламаних перерізів, подано метод визначення шуканих навантажень, досліджено розподіл зусиль між опорними поверхнями в умовах повзучості. Визначено прогини опорних зубців при непружному деформуванні. Розрахунки проводилися для зубців одиничної ширини. Зосереджені зусилля прикладалися в середині поверхні контакту.

У роботах ЦНШТМАШ [63, 64] випробування на повзучість при однакових температурних умовах проводилися одночасно для моделей дисків та зразків, виготовлених з тих же поковок, що і диски. Температура і навантаження суворо контролювалися і підтримувалися постійними. Диски і зразки доводилися до руйнування, визначалися деформації повзучості та час до руйнування. Вивчалися характер руйнування зразків і дисків, а також зміни властивостей, що відбувалися в матеріалі в процесі повзучості. Потім, при використанні розрахункових методик, визначалися напруження і деформації дисків, будувалися криві довготривалої міцності матеріалу і на них наносилися результати випробувань дисків. Розрахункові та отримані під час експерименту деформації повзучості зіставлялися по деяким контрольним діаметрам і по функції часу. Для того, щоб більш чітко оцінити методи розрахунку, моделі дисків виготовляли плоскими з центральним отвором.

В результаті проведених силами ЦНІІТМАШ експериментів були зроблені висновки з експериментальної перевірки розрахункових методів визначення міцності дисків:

1. Методи розрахунку, які передбачають пружну роботу матеріалу, не придатні для оцінки міцності дисків, що працюють в умовах повзучості. Вони значно завищують дійсну напруженість дисків.

2. Найбільш надійною і точною слід вважати методику розрахунку, що заснована на теорії малих пружно-пластичних деформацій, або теорію старіння при повзучості.

У своїх роботах Работнов Ю. М. в основі дослідження неусталеної повзучості використовував гіпотезу зміцнення в такій аналітичній формі:

$$P^{\alpha} = Kexp\frac{\sigma}{A},\tag{1.1}$$

де $P = (\mathcal{E} - \sigma/\mathcal{E})$, *К*, α , *А* - постійні, що залежать від температури.

Узагальнюючи рівняння повзучості на просторовий випадок, постулюється існування потенціалу течії в сенсі Мізеса або Сен - Венана.

Інтегрування рівняння повзучості проводиться чисельно в кожній фіксованій точці.

У методі, заснованому на гіпотезі старіння, Работнов виходив із загальної залежності $\mathcal{E} = f(\sigma, t)$, яка дається сіткою кривих повзучості матеріалу при постійному навантаженні. Для розрахунку криві повзучості перебудовувалися в координатах (σ, \mathcal{E}).

Для виведення рівнянь просторової повзучості Работнов користувався законами малих пружно-пластичних деформацій:

- об'ємна деформація є пружною;

- девіатор напружень пропорційний девіатору деформацій;

- залежність між інтенсивністю напружень і деформацій є такою, як і при простому розтягуванні.

Результатом його робіт стало отримання основних залежностей для диска:

$$\mathcal{E}_r = \frac{du}{dr} = \frac{\mathcal{E}_i}{\sigma_i} \left(\sigma_r - \frac{1}{2} \sigma_t \right), \tag{1.2}$$

$$\mathcal{E}_t = \frac{u}{r} = \frac{\mathcal{E}_i}{\sigma_i} \left(\sigma_t - \frac{1}{2} \sigma_r \right). \tag{1.3}$$

Було запропоновано проводити розрахунок диска методом послідовних наближень. При цьому для кожного інтервалу часу необхідно брати кілька наближень.

У ЦКТІ у 1950р. був розроблений метод розв'язання задачі неусталеної повзучості дисків. В основу цих розробок покладено гіпотезу течії. Приймалася функціональна залежність між напруженням, швидкістю деформації і часом в формі ступеневого закону

$$\xi = B(t)\sigma^n. \tag{1.4}$$

Для просторового випадку розглядалися деякі припущення:

1) зміна об'єму тіла є пружною деформацією;

$$\xi_x + \xi_y + \xi_z = 0, (1.5)$$

2) головні напрямки тензору напружень та швидкостей деформацій співпадають;

3) діаграми Мора для напружень та швидкостей деформацій повзучості є подібними

$$\frac{\xi_1 - \xi_2}{\sigma_1 - \sigma_2} = \frac{\xi_2 - \xi_3}{\sigma_2 - \sigma_3} = \frac{\xi_3 - \xi_1}{\sigma_3 - \sigma_1} = f(T^2, t), \tag{1.6}$$

4) інтенсивність швидкостей деформацій зсуву повзучості Н є функцією інтенсивності дотичних напружень Т, характерною для даного матеріалу при заданій температурі:

$$\mathbf{H} = 2\mathbf{T} \times f(T^2, t), \tag{1.7}$$
$$H = \sqrt{\frac{2}{3}} \times \sqrt{\left(\xi_x - \xi_y\right)^2 + \left(\xi_y - \xi_z\right)^2 + \left(\xi_z - \xi_x\right)^2 + \frac{3}{2}\left(\eta_{xy}^2 + \eta_{yz}^2 + \eta_{zx}^2\right)} , (1.8)$$

$$T = \sqrt{\frac{1}{6}} \times \sqrt{\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)} . (1.9)$$

У тривимірній задачі основні рівняння повзучості з урахуванням прийнятих гіпотез мали такий вигляд:

$$\xi_{\chi} = f(T^2, t) \times (\sigma_{\chi} - \sigma) + \frac{1}{2G} \times \frac{\partial}{\partial t} \times \left(\sigma_{\chi} - \frac{3\mu}{1+\mu}\sigma\right), \quad (1.10)$$

$$\eta_{xy} = 2f(T^2, t)\tau_{xy} + \frac{1}{G} \times \frac{\partial}{\partial t}\tau_{xy}.$$
(1.11)

Для циліндричного тіла, що працює в умовах повзучості, були отримані основні рівняння

$$\Delta \sigma_{r} = B(t) \Delta t \frac{E \sigma_{cp}^{n}}{1+\mu} \Big\{ \mathcal{I}^{0}(\rho) - \frac{1}{\rho^{2}} \int_{k}^{\rho} \rho [(1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho)] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) \Big] d\rho + \frac{\rho^{2}-k^{2}}{\rho^{2}(1-k^{2})} \cdot k \rho (1-\mu)\mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho$$

$$\Delta \sigma_{\theta} = B(t) \Delta t \frac{E \sigma_{cp}^{n}}{1 + \mu} \Biggl\{ \mu \mathcal{I}^{0}(\rho) + \frac{1}{\rho^{2}} \int_{k}^{\rho} \rho[(1 - \mu) \mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho)] d\rho - (1 + \mu) \cdot \left(\frac{T}{\sigma_{cp}}\right)^{n-1} \cdot \frac{2\sigma_{\theta}^{0} - \sigma_{r}^{0}}{3} + \frac{\rho^{2} + k^{2}}{\rho^{2}(1 - k^{2})} \cdot \left[\int_{k}^{1} \rho[(1 - \mu) \mathcal{I}^{0}(\rho) - f_{1}^{0}(\rho)] d\rho - \mathcal{I}^{0}(1) \right] \Biggr\}, \quad (1.13)$$

$$T = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{(\sigma_r^0)^2 + (\sigma_\theta^0)^2 - \sigma_r^0 \sigma_\theta^0}, \qquad (1.14)$$

$$\mathcal{I}^{0}(\rho) = \int_{\pi}^{\rho} \left(\frac{T}{\sigma_{\rm cp}}\right)^{n-1} \cdot \frac{\sigma_{r}^{0} - \sigma_{\theta}^{0}}{\rho \sigma_{\rm cp}} d\rho, \qquad (1.15)$$

$$f_1^0(\rho) = -\left(\frac{T}{\sigma_{cp}}\right)^{n-1} \cdot \frac{(2-\mu)\sigma_r^0 - (1-2\mu)\sigma_\theta^0}{3\sigma_{cp}},$$
(1.16)

$$\sigma_{cp} = \frac{\gamma \omega^2}{3g} r_{\alpha}^2 \left[\frac{1 - k^3}{1 - k} \right]. \tag{1.17}$$

Розрахунок неусталеної повзучості дисків за цим методом заснований на застосуванні загального варіаційного принципу теорії повзучості.

Особливу увагу питанням високотемпературної повзучості приділено в роботах Бреславського Д. В. [65, 66]. В [65] автором представлений метод вирішення завдань високотемпературної циклічної повзучості. Поставлені задачі розв'язуються за допомогою МСЕ.

Оцінку термонапруженого стану ротора парової турбіни подано в роботі [67]. Розглянуто питання появи і розвитку в процесі експлуатації прогинів високотемпературних роторів парових турбін ТЕС та ТЕЦ [68]. Наведено результати розрахункових досліджень появи залишкового викривлення роторів парових турбін при окружний нерівномірності властивостей пластичності і повзучості матеріалу, отриманих на основі методики [69]. У зазначеній роботі на прикладі роторів високого тиску турбіни К-300-240 ХТГЗ і середнього тиску турбіни Т-250/300-240 УТМЗ розглянуто питання впливу властивостей повзучості матеріалу на експлуатаційні характеристики валопроводу в цілому.

де

Повзучість матеріалу описується рівняннями теорії типу течії з анізотропним зміцненням. Окремо слід відзначити розділ з [67], де авторами піднято питання проведення розрахункових досліджень тривалої міцності обода диска першого ступеня ротора середнього тиску парової турбіни К-800-240 ЛМЗ. При використанні МСЕ в двовимірній постановці розв'язана контактна задача взаємодії хвоста лопатки і хвостовика диска в умовах повзучості матеріалу. Показано вплив геометричних особливостей конструкції на перерозподіл напружень. Аналіз отриманих результатів дозволив зробити висновки про ступінь релаксації в розглянутому вузлі. Порівняння результатів розв'язків, поданих в роботі [67], з експериментальними даними [70, 71] дало можливість авторам з високою упевненістю казати про правдивість обраної методики при оцінці подібного роду конструкцій.

1.5 Дослідження напруженого стану трьохопорного замкового з'єднання робочих лопаток

З усіх високо напружених зон роторів найменш дослідженою є зона замкового з'єднання. Визначення істинного напружено-деформованого стану замкового з'єднання вимагає врахування та аналізу всіх факторів поведінку конструкції, максимального наближення прийнятої розрахункової схеми до реального об'єкту. Як і звичайне хвостове з'єднання, замкове з'єднання лопаток працює при високому рівні напружень та температур. Навіть у ідеально виготовленому з'єднанні, разом зі значними пружними, з'являються зони пластичних деформацій, можуть розвиватися деформації повзучості, що призводить до перерозподілу навантажень у з'єднанні. Дана конструкція працює при підвищеній температурі в умовах нерівномірного нагріву в радіальному, окружному і осьовому напрямах. Перепади температури, разом з різними коефіцієнтами лінійного розширення елементів замкового з'єднання призводять появи значних температурних деформацій. Практика ДО експлуатації такого типу конструкцій показує, що в початковий момент часу

замкове з'єднання працює в пружній або пружно-пластичній області, а потім, за наявності досить високих температур, може випробовувати деформації повзучості диска, а іноді і матеріалу лопатки [29].

У конструкції замка 1-го ступеня середнього тиску (СТ) т. К-500-240 з'єднання лопаток з диском здійснюється за допомогою двох штифтів, що проходять крізь тіло хвостовиків і грибка диска (рис. 1.2). У таких конструкціях отвори під штифти є концентраторами напружень, особливо на поверхнях, що утворюють контур хвостового з'єднання. Передзамкові лопатки мають грибоподібні триопорні хвости. За допомогою двох штифтів, що проходять через тіло диска, лопатки взаємодіють з замковою.

Тип замкового з'єднання, що розглядається, відрізняється складністю своїх конструктивних форм, наявністю виточок і т.д. Поперечний переріз виступу диска і хвостовика лопатки безперервно змінюється по всій висоті конструкції в радіальному напрямку. При цьому існує розкид геометричних розмірів в межах допусків між опорними площадками з'єднання, що може привести до небажаного перерозподілу зусиль по поверхням опор [30, 72].



Рис. 1.2. Замкове з'єднання 1-го ступеня середнього тиску

Розрахунок напружено-деформованого стану замкового з'єднання є складною контактною просторовою задачею для системи пружно-пластичних тіл з невідомими заздалегідь межами областей взаємодії, розв'язання якої було ускладнено без сучасного рівня розвитку обчислювальної техніки і стану математичного забезпечення.



Рис. 1.3. Деталі моделі замкового з'єднання із металу: 1 – макет замкової лопатки; 2 – замкова вставка; 3 – макет обода диска.

Початок вивчення напружено-деформованого стану саме замкових з'єднань поклали роботи Т. Н. Перевозчикова, опубліковані в 1951 р., де експериментально (оптичним методом) було досліджено розподіл напружень між опорними поверхнями замка та напружень в елементах конструкції під дією відцентрових сил лопаток, прикладених у вигляді зосереджених сил. Задача розв'язувалась у пружній постановці в припущенні того, що по висоті хвоста лопатки і виступів диска напруження змінюються стрибкоподібно.

Є ряд, головним чином, експериментальних робіт, присвячених дослідженню напружено-деформованого стану замкового з'єднання турбінних лопаток [73-75].



Рис. 1.4. Деталі моделі замкового з'єднання із органічного скла: 1 – макет замкової лопатки; 2 – замкова вставка; 3 – макет обода диска. В роботі [76] розглядалися замкові та передзамкові лопатки. Напруження визначалися методом тензометрування на поверхні хвостовиків (1.3 – 1.6). Досліди проводились на металічних моделях та моделях із органічного скла.

Для розв'язання поставленої задачі також широко застосовувався метод голографічної інтерференції та поляризаційно-оптичний метод.

Зa допомогою методу голографічної інтереференції, ЩО проводити дозволяє вимірювання переміщень на поверхні натурного об'єкта, визначена була частка зусилля, що сприймалося кожним штифтом хвостовику В замкової лопатки, а також були отримані величини максимальних розтягувальних напружень на контурах отворів під штифти на поверхнях лопаток [77].

Недоліком даного методу було те, що він не дозволяв отримати картину напруженого стану всередині, де, як виявлялося, можлива концентрація напружень.

Для отримання картини напруженого стану по всьому об'єму замкових передзамкових лопаток використовувався поляризаційно-оптичний метод із застосуванням заморожування [78, 79].



Рис. 1.5. Замкова вставка із органічного скла.

Моделі для дослідження поляризаційно-оптичним методом виготовлялися з матеріалу ЕД-20М. Властивості епоксидних смол, приготування епоксидного компаунда, виготовлення заготовок описані в [96, 97].

Плоскі моделі грибовидного хвостового з'єднання вирізалися з пластин по металевим шаблонами.

З цих же пластин вирізалася тарувальна балочка, за допомогою якої знаходилися величини температури «заморожування» матеріалу та коефіцієнт оптичної чутливості.



Рис. 1.6. Загальний вид моделі замкового з'єднання.

Розтягнута силою тарувальна балочка, поміщалася в термостат та піддавалася термічній обробці з підвищенням температури. При досягненні в термостаті температури, що дорівнює температурі «заморожування» розглянута в поляризованому світлі (при схрещених поляризаторі та аналізаторі) балочка різко змінювала забарвлення.

Потім температура в термостаті повільно знижувалася до кімнатної і в балочці фіксувався напружений стан, в якому вона була при температурі «заморожування» (рис. 1.7).



Рис. 1.7. «Заморожений» напружений стан в моделі хвостового з'єднання

Вимірюючи різницю ходу в трьох точках тарувальної пластинки (по центру) та користуючись формулою основного закону фотопружності [98]

$$\delta = c \cdot t \cdot (\sigma_1 - \sigma_2) \tag{1.18}$$

де *t* – товщина пластини;

$$\sigma_1 = \frac{P}{at}; \sigma_2 = 0$$
 - головні напруження;

P – розтягувальна сила;

а – ширина балочки.

Вираз для коефіцієнта оптичної чутливості

$$c = \frac{\delta \cdot a}{P}.\tag{1.19}$$

За розрахункове приймалося середнє з трьох обчислених значень.

Напружений стан моделей хвостового з'єднання досліджувався при дії сили, що розтягує, імітуючи відцентрову силу лопатки. Навантаження прикладалася у вигляді розтягувальних зусиль, рівномірно розподілених по поперечному перерізі.

Кут між алгебраїчно більшим σ_l із двох головних напружень ($\sigma_l > \sigma_2$) з віссю *x* іменувався параметром ізоклін.

За допомогою закону Вертгейма знаходили різницю σ_1 - σ_1 по визначеному значенню δ . Маючі σ_1 - σ_2 , кут між $\sigma_1(>\sigma_2)$ та віссю x, а також величину коефіцієнта оптичної чутливості, знаходили дотичні напруження

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cdot \sin 2\varphi = \frac{\delta_{xy}}{2 \cdot c \cdot t_z} \cdot \sin 2\varphi_{xy}, \qquad (1.20)$$

де *t_z* – товщина зрізу (в напрямку вісі *z*). Таким чином знаходили дотичні напруження в будь-якій точці.

По отриманим величинам дотичних напружень знаходили приріст дотичного напруження в точці Δi

$$(\Delta \tau_{xy})_i = (\tau_{xy} - \tau_{xy}'')_i, \qquad (1.21)$$

а також середнє значення приросту τ_{xy}

$$(T_{xy})_{i} = \frac{1}{2} \Big[(\Delta \tau_{xy})_{i-1} + (\Delta \tau_{xy})_{i} \Big].$$
(1.22)

Нормальні напруження в точці визначали за формулами

$$\sigma_{xi} = \sigma_{x0} - \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^{i} (T_{xy})_i \frac{\Delta x_i}{\Delta y_i}$$
(1.23)

$$\sigma_{yi} = \sigma_{xi} - (\sigma_1 - \sigma_2)_{xy} \cdot \cos 2\varphi_{xy} = \sigma_{xi} - \frac{(\delta_{xy})_i' + (\delta_{xy})_i''}{2} \cdot \cos 2\left[(\varphi_{xy})_i' + (\varphi_{xy})_i''\right]$$
(1.24)

Недоліком даного методу була його велика трудомісткість і дорожнеча. Великі труднощі, перш за все, виникали при моделюванні зазорів і поверхонь контакту, особливо при розв'язанні статично невизначених задач. У разі замкового з'єднання зазори при моделюванні повинні були бути пропорційні переміщенням [80]. Величини зазорів і розміри майданчиків контакту виконувалися з натурними допусками.

Крім того в моделях, що були виготовлені з ЕД-20М має місце, так званий, краєвий ефект. Суть даного ефекту полягала в тому, що в волокнах, прилеглих до контуру моделі, з'являлись внутрішні напруження у зв'язку із взаємодією матеріалу моделі з довкіллям. Матеріал або виділяв вологу в середовище, або поглинав її. Поява напружень на контурі викликало навантаження внутрішньої поверхні моделі. Крайовий ефект знижувався після віджигу моделі. Крім того, було потрібно проведення додаткових розрахунків, що дозволяють враховувати залишкові напруження після від жигу.

1.6 Формулювання задач дослідження

Проведений аналіз показує, що одним з найменш досліджених вузлів парової турбіни зон є замкове з'єднання робочих лопаток з диском.

Наявні в літературі відомості про існуючі на даних момент методи аналізу напружено-деформованого стану замкової групи робочих лопаток з диском є або засновані на проведенні кошторисних і трудомістких натурних випробуваннях в пружній постановці, або представляють собою досить наближені розрахункові дослідження, виконані в плоскій двомірної постановці для звичайної робочої лопатки.

Разом з тим, розглянуті особливості реальної конструкції замкового з'єднання робочих лопаток з диском, а також складні умови експлуатації вимагають більш пильного аналізу напружено-деформованого стану. Лише послідовне врахування всіх факторів, як конструктивних, так і експлуатаційних, дозволить визначити їх внесок до загальної картини напружено-деформованого стану кожного окремо, так і всіх разом.

Таким чином в дисертаційному дослідженні доцільно розглянути наступні завдання:

- відпрацювати методику розрахунку на моделі замкового з'єднання з умовами, що повністю відповідають експериментальним. Виконати верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння з наявними в літературі результатами натурного експерименту;

 розробити метод розрахунку напруженого стану конструкції замкового з'єднання, при експлуатації якого мали місце пошкодження і поломки, в пружній постановці. Розв'язати контактну задачу;

- оцінити ступінь впливу нерівномірного нагрівання на загальний напружений стан замкового з'єднання;

- дослідити картину напружено-деформованого стану замкового з'єднання при розв'язанні нелінійної пружно-пластичної задачі;

- провести дослідження нерівномірності перерозподілу напружень та контактних навантажень між елементами у з'єднанні. Виробити рекомендації щодо необхідності врахування тих чи інших факторів при оцінці напруженодеформованого стану подібних конструкцій на етапі проектування.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАНЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРУВАННЯ

2.1 Загальні положення

Експлуатаційна надійність турбоагрегату, особливо при нестаціонарних режимах роботи, певною мірою залежить від міцності елементів лопаточного апарату, зокрема замкових з'єднань.

Для оцінки несучої здатності замкових з'єднань робочих лопаток необхідно знати дійсні напруження, що виникають при експлуатації. Розрахункове визначення напружень аналітичними методами теорії пружності в з'єднаннях подібного типу, що мають складну просторову форму та працюють в умовах складного силового та теплового навантаження, може дати результати, які значно відрізняються від дійсних значень через недосконалості розрахункової моделі, неточного визначення граничних умов і т.д. Ефективним методом дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів енергетичного устаткування є натурна тензометрія, що дозволяє отримати дійсні значення напружень [81]. Однак, застосування цього методу також обмежено, оскільки проведення натурних випробувань вимагає досить великих грошових витрат і не усі зони досліджуваної конструкції можуть бути доступні для установки тензодатчиків. Наприклад, практично неможливо встановити тензодатчики на опорних поверхнях замкового з'єднання.

У зв'язку з цим при дослідженнях НДС складних конструкцій енергетичного обладнання видається оптимальним застосування сучасних числових методів, заснованих на МСЕ [82]. МСЕ дозволяє враховувати складну геометрію об'єкта, граничні умови, що довільно змінюються в часі,

неоднорідність матеріалу та залежність його властивостей від температури, односторонні взаємодії деталей та інші чинники.

Результати натурної тензометрії (крім свого самостійного значення) дозволяють перевірити надійність обраної розрахункової методики, оцінити її точність і скорегувати розрахункову схему.

В ході випробувань необхідно було з'ясувати такі питання:

- визначити розподіл напружень в хвостовиках замкової та передзамкової лопаток в місцях, розташованих біля замкових штифтів;

- визначити, як змінюється рівень напружень, викликаних відцентровою силою, вздовж окружності біля основи грибка диска.

Завданням розрахункового дослідження було методичне обґрунтування моделі напружено-деформованого стану триопорного грибоподібного замкового з'єднання робочих лопаток 2-го ступеня СТ парової турбіни К-500-240-1.

Завдання про НДС з'єднання вирішувалось за методикою, що базується на методі скінченних елементів, який використовується для розв'язання крайової задачі теорії пружності. Верифікація отриманих результатів проводилася шляхом порівняння з наявними в літературі результатами модельного експерименту [83].

При дослідженні напруженого стану моделювалося тільки розтягнення лопаток від відцентрових сил. Вплив парового потоку на замкове з'єднання не розглядався.

2.2 Опис моделі замкового з'єднання для експериментальних досліджень

Для проведення тензометричних випробувань була виготовлена модель замкового з'єднання з органічного скла в масштабі 1:1. Загальний вигляд моделі поданий на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Загальний вигляд моделі замкового з'єднання

Зібрана модель замкового з'єднання, а також окремі деталі показані на фото рис. 2.2 и рис. 2.3.

Модель диска (рис. 2.3, поз. 1) виконана з кроком трьох лопаток. Ділянка диска взята прямолінійною, а не по дузі кола, для простоти виготовлення моделі.

Моделі замкової лопатки (рис. 2.3, поз. 4) та двох передзамкових лопаток (рис. 2.3, поз. 3) представлені моделями хвостовиків лопаток, які по висоті виконані дещо більше натуральної висоти хвоста лопатки. Це зроблено для того, щоб мати можливість навантажувати моделі. Профілі хвостів лопаток виконано у натуральну величину.



Рис. 2.2. Модель замкового з'єднання у випробувальному пристосуванні

Крім замкової та передзамкових лопаток, на яких вимірювалося напруження, дві робочі лопатки додані для того, щоб наблизити умови випробувань до натурних (рис. 2.2).

Модель замкового з'єднання було виготовлено з органічного скла, яке, як відомо, має ряд переваг в порівнянні з металом.

Органічне скло - це матеріал з низьким модулем пружності, що підпорядковується закону Губка та добре піддається механічній обробці. Ці переваги дозволяють проводити випробування напруженого стану моделі в пружній області, при великих розмірах моделі прикладати малі навантаження і отримувати великі деформації. Крім того, органічне скло є ізолятором, що полегшує монтаж вимірювальної схеми.

При випробуванні моделі навантаження прикладалося до замкової лопатки та до двох передзамкових лопаток.



Рис. 2.3. Деталі моделі замкового з'єднання : 1 - диск; 2 - штифти замкові; 3 - передзамкові лопатки; 4 - замкова лопатка.

Для рівномірного розподілу розтягуючого зусилля між замковою та двома передзамковими лопатками застосовувалося спеціальне навантажуюче пристосування, яке складалось з двох захоплювачів і системи важелів і шарнірів. Принципова схема дії важелів і шарнірів показана на рис. 2.4.

Як видно з рис. 2.4, прикладене до захоплювачів навантаження розподіляється між трьома лопатками рівномірно. У разі перекосу або вигину плечі коромисел (поз. 12 і поз. 24, рис. 2.1) намагаються зберегти своє первинне співвідношення, в наслідок однакового навантаження на лопатки. Це досягається за допомогою шарнірного кріплення коромисел до лопаток (поз. 11, рис. 2.1).

2.3 Результати експериментальних досліджень

Для визначення напружень на моделі замкового з'єднання були наклеєні тензометричні датчики [84]. Схема тензодатчиків подано на рис. 2.5.



Рис. 2.4. Принципова схема дії важелів і шарнірів

На передзамкових лопатках датчики наклеювалися так:

- 1. Уздовж трьох опорних поверхонь грибка:
 - перерізи А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, З, И, К, Л, М на 4-й лопатці;
 - перерізи У, Ф, Х, Ц, Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я, F, L на 2-й лопатці;
- 2. У трьох перерізах по висоті хвостовика з боку торцевої поверхні:
 - перерізи H, O, П, P, C, T на 4-й лопатці;
 - перерізи W, N, V, S, R, Z на 2-й лопатці.

На замковій лопатці – лопатка №3 – датчики наклеювалися тільки по торцевій частині в перерізах замкових штифтів:

- перерізи III-I, III-III, V-III, II-IV, IV-IV, IV-VI.

Випробування моделі замкового з'єднання проводилися на 30-ти тонній розривній машині в ЦЗЛ АТ "Турбоатом".



Рис. 2.5. Схема наклейки датчиків

Оскільки оргскло має повзучість, яка особливо проявляється в перші хвилини після додавання навантаження, модель замкового з'єднання встановлювалася на пресі завчасно, для того, щоб дію власної ваги моделі та пристрою для навантаження встигли вибрати початкові деформації.

Перед зняттям замірів модель піддавалася стисканню робочим навантаженням впродовж 1-2 годин.

Робоче навантаження, що доводиться на три лопатки замкового з'єднання, підраховувалося за формулою:

$$P_{_{\rm MO,I}} = \frac{1}{\alpha^2} \frac{[\sigma_{_{\rm MO,I}}]}{[\sigma_{_{\rm der}}]} P_{_{\rm der}}, \qquad (2.1)$$

де $P_{\text{мод}}$ – навантаження на модель;

*P*_{дет} = 7924 кг – робоче навантаження на деталь. У нашому випадку це
 зусилля від відцентрових сил, що доводиться на одну лопатку;

 $[\sigma_{MOR}] = 60 \, \mathrm{kr/cm^2}$ – допустимі напруження для органічного скла;

 $[\sigma_{\text{дег}}] = 4400 \,\text{кг/cm}^2$ – допустимі напруження для матеріалу лопаток сталь 15Х12ВНМФ при робочій температурі 500⁰С;

$$\alpha = \frac{l_{\text{дет}}}{l_{\text{мод}}} = 1 -$$
коефіцієнт геометричної подоби;
 $l_{\text{дет}}$ и $l_{\text{мод}}$ – відповідно розміри деталі і моделі.

Напруження в моделі замкового з'єднання, визначені при проведенні модельних випробувань, перераховувалися в напруження в натурній деталі за нижче приведеною формулою

$$\sigma_{\rm get} = \frac{\beta}{\alpha^2} \sigma_{\rm mog}, \qquad (2.2)$$

де $\beta = \frac{P_{\text{дет}}}{P_{\text{мод}}} -$ коефіцієнт силової подоби;

 $\alpha = \frac{l_{\text{дет}}}{l_{\text{мод}}} -$ коефіцієнт геометричної подоби;

σ_{мод} – напруження в моделі;

*P*_{дет} – робоче навантаження на деталь;

*P*_{мод}- навантаження на модель;

*l*_{дет}, *l*_{мод} – відповідно розміри деталі і моделі.

$$\sigma_{\text{MOR}} = m \cdot N, \tag{2.3}$$

де $m = 0,4 \frac{\kappa\Gamma}{cM^2}$ – тарувальний коефіцієнт в напруженнях;

N – число поділок шкали приладу.

В ході випробувань було зроблено три виміри для кожного датчика, по яким знайдено середнє значення – N_{cp} показу приладу.

2.4 Дослідження НДС методом скінченних елементів. Варіаційна постановка МСЕ для розв'язання задачі НДС замкового з'єднання

При розв'язанні крайової задачі про НДС замкового з'єднання використовувався МСЕ в переміщеннях з використанням варіаційного принципу [85].

Питому потенційну енергію деформації для одиниці об'єму пружного тіла, який спрямований уздовж довільно обраної декартової системи координат *x*, *y*, *z*, запишемо наступним чином:

$$W = \frac{1}{2} \left(\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy} \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz} \varepsilon_{zz} + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{yz} \gamma_{yz} + \tau_{zx} \gamma_{zx} \right), \qquad (2.4)$$

Введемо вектор напружень $\{\sigma\}$ та вектор деформацій $\{\varepsilon\}$

$$\{\boldsymbol{\sigma}\}^{T} = \{\boldsymbol{\sigma}_{xx}, \boldsymbol{\sigma}_{yy}, \boldsymbol{\sigma}_{zz}, \boldsymbol{\tau}_{xy}, \boldsymbol{\tau}_{yz}, \boldsymbol{\tau}_{zx}\}, \\ \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^{T} = \{\boldsymbol{\varepsilon}_{xx}, \boldsymbol{\varepsilon}_{yy}, \boldsymbol{\varepsilon}_{zz}, \boldsymbol{\gamma}_{xy}, \boldsymbol{\gamma}_{yz}, \boldsymbol{\gamma}_{zx}\}.$$

$$(2.5)$$

Вираз для питомої потенціальної енергії перепишемо наступним чином

$$W = \frac{1}{2} \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} = \frac{1}{2} \{\sigma\}^T \{\varepsilon\}.$$
(2.6)

Накопичена тілом потенційна енергія деформації визначається як інтеграл по всьому об'єму тіла V

$$U = \iiint_{V} W dV = \frac{1}{2} \iiint_{V} \{\sigma\}^{T} \{\varepsilon\} dV.$$
(2.7)

Закон Гука запишемо через матрицю пружних постійних [D] в матричному вигляді

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$$
(2.8)

Тоді вираз для потенційної енергії деформацій набуде вигляду

$$U = \frac{1}{2} \iiint_{V} \left\{ \varepsilon \right\}^{T} [D] \left\{ \varepsilon \right\} dV.$$
(2.9)

Роботу зовнішніх сил запишемо в матричному вигляді. Для цього введемо вектор переміщень

$$\{\mathcal{G}\}^T = \{u, v, w\},\tag{2.10}$$

де *u*,*v*,*w* - проекції вектора переміщень уздовж осей *x*, *y*, *z*. Маємо вираз для вектора масових сил

$$\{Q\}^{T} = \{Q^{(x)}, Q^{(y)}, Q^{(z)}\},$$
(2.11)

та для вектора поверхневих сил $\{P\},$ що діє на частині поверхні $S_{\sigma},$

$$\{P\}^{T} = \{P^{(x)}, P^{(y)}, P^{(z)}\}.$$
(2.12)

Тоді робота зовнішніх сил

$$A = \iiint_{V} \left\{ Q \right\}^{T} \left\{ \vartheta \right\} dV + \iint_{S_{\sigma}} \left\{ P \right\}^{T} \left\{ \vartheta \right\} dS.$$
(2.13)

Повна енергія (функціонал Лагранжа) системи визначається наступним чином

$$L = U - A, \tag{2.14}$$

Тоді

$$L = \frac{1}{2} \iiint_{V} \left\{ \varepsilon \right\}^{T} \left[D \right] \left\{ \varepsilon \right\} dV - \iiint_{V} \left\{ Q \right\}^{T} \left\{ \vartheta \right\} dV - \iint_{S_{\sigma}} \left\{ P \right\}^{T} \left\{ \vartheta \right\} dS.$$
(2.15)

Відповідно до загальних теорем механіки, справжній стан рівноваги тіла відповідає мінімуму повної енергії, інакше кажучи, задача зводиться до знаходження векторів $\{9\}$ та $\{\varepsilon\}$, $\{\sigma\}$, що дають min L. У даній варіаційної задачі рівняннями Ейлера є статичні граничні умови та рівняння рівноваги.

Відповідно до підходу Лагранжа система, що розраховується, розбивається на деяке число окремих елементів скінченних розмірів, нерозривно пов'язаних між собою у вузлових точках, для яких має бути відомий характер співвідношення між переміщеннями та реакціями у вузлах [85]. Таким чином, генерується сітка з скінченних елементів (СЕ) простої геометричної форми, яка з достатньою мірою точності апроксимує конкретну конструкцію.

Основні етапи МСЕ для розв'язування задачі:

- поділ області на геометрично прості частини;

- введення вузлів між окремими частинами на границях і всередині елементів.

Вираз функціоналу енергії для окремого СЕ визначається як функції переміщень вузлів, які належать тільки цьому СЕ.

Розглянемо деякий m-й елемент. Вектор вузлових переміщень цього елемента позначимо через вектор $\{q^m\}$

$$\left\{q^{m}\right\}^{T} = \left\{q_{1}^{m}, q_{2}^{m}, \dots, q_{12}^{m}\right\}$$
(2.16)

Усередині цього елемента введемо апроксимації

$$\{\mathcal{G}(x, y, z)\} = [U(x, y, z)]\{q^m\}$$

$$(2.17)$$

де [*U*] містить в собі деякі функції, елементами якої є поліноми. Вектор деформації обчислимо за допомогою виразу

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q^m\}$$
(2.18)

Тоді вираз для енергії на елементі матиме вигляд

$$L_{m} = \frac{1}{2} \iiint_{V_{m}} \{q^{m}\}^{T} [B]^{T} [D] [B] \{q^{m}\} dV - \iiint_{V_{m}} \{Q^{m}\}^{T} [U] \{q^{m}\} dV - \iint_{S_{\sigma}^{m}} \{P^{m}\}^{T} [U] \{q^{m}\} dS$$
(2.19)

Будемо вважати, що на елементі параметри $\{q^m\}$ є постійними. Тоді

$$L_{m} = \frac{1}{2} \{ q^{m} \}^{T} [K^{m}] \{ q^{m} \} - \{ P^{m} \}^{T} \{ q^{m} \},$$
(2.20)

де

$$\begin{bmatrix} K^m \end{bmatrix} = \iiint_{V_m} \begin{bmatrix} B \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B \end{bmatrix} dV, \qquad (2.21)$$

$$\left\{P^{m}\right\} = \iiint_{V_{m}} \left\{Q^{m}\right\}^{T} \left[U\right] \left\{q^{m}\right\} dV + \iint_{S_{\sigma}^{m}} \left\{P^{m}\right\}^{T} \left[U\right] \left\{q^{m}\right\} dS .$$
(2.22)

де $[K^m]$ - матриця жорсткості СЕ; $\{P^m\}$ - тобто вектор вузлових сил СЕ.

Функціонал енергії для всього тіла будується як сума значень енергії по всіх елементах. Вважається, що для всіх прилеглих елементів переміщення вузлів, які належать різним елементам, однакові. Фізично це означає, що виконуються умови нерозривності поля переміщень у всій області тіла.

$$L = \sum_{m} L_{m} = \frac{1}{2} \{q\}^{T} [K] \{q\} - \{P\}^{T} \{q\}$$
(2.23)

Вектор $\{q\}$ включає в себе вузлові переміщення всього тіла. [K] - це матриця жорсткості всього тіла, що складається з суми матриць $[K^m]$. $\{P\}$

- вектор зовнішніх сил, який складається з заданих зосереджених навантажень та суми його елементних сил {*P*^{*m*}}.

Рівність нулю першої варіації мінімуму повної енергії є необхідною і достатньою умовою

$$\delta \mathcal{D} = \frac{1}{2} \left(\left\{ \delta q \right\}^T \left[K \right] \left\{ q \right\} + \left\{ q \right\}^T \left[K \right] \left\{ \delta q \right\} \right) - \left\{ P \right\}^T \left\{ \delta q \right\} = 0$$
(2.24)

Маємо систему

$$[K]{q} = {P} \tag{2.25}$$

Після вирішення цієї системи знайдемо вектор $\{q\}$, що дозволяє визначити розподіл напружень в тілі і однозначно визначає поле переміщень. У розглянутій нами задачі про напружено-деформований стан замкового з'єднання в пружній постановці це і є кінцевою метою.

В даній роботі розбиття на скінченні елементи здійснювалося в напівавтоматичному режимі. Конструкція була розбита на 127 000 елементів (рис. 2.6). У зонах, де відбувається контакт елементів в з'єднанні, що впливає на передачу зусиль між елементами, задавалося згущування сітки.

Граничними умовами для моделі було закріплення по нижній площині диска та розтягувальне навантаження $P_{\text{дет}} = 7924 \,\text{кг}$, що моделює відцентрову силу активної частини лопатки.

2.5 Порівняння результатів експерименту та розрахунку

Коректне порівняння результатів випробувань з результатами розрахунків є непростим завданням. Податливості випробувальних стендів, похибки вимірювального обладнання можуть призводити до значних розбіжностей з результатами розрахунків.



Рис.2.6. Скінченно-елементна модель замкового з'єднання.

Оскільки найбільшої величини в даних моделях досягають розтягувальні напруження σ_y , то і порівняння результатів проводитиметься використовуючи значення цих вказаних напружень. На рис. 2.7 подано графіки розподілу напружень σ_y , отриманих під час модельних випробувань та в результаті розрахунку МСЕ.





Рис. 2.7. Епюри напружень σ_у (суцільними лініями показані напруження отримані МСЕ, пунктиром - методом тензометрування)

3 порівняння величин напружень бачимо, що:

- розподіл напружень по конструкції замкового з'єднання має складний просторовий характер;

- відмінність результатів, отриманих при використанні МСЕ і в ході модельного експерименту, становить не більше 10%;

- найбільший рівень напружень досягається у верхніх перерізах передзамкових лопаток, а також в перерізах штифтів, що свідчить про велике навантаження указаних місць в порівнянні з іншими.

2.6 Висновки за розділом

- Розроблено тривимірну скінченно-елементну модель замкового з'єднання робочих лопаток 2-го ступеня ротора високого тиску турбіни К-500-240, яка дозволяє якісно і кількісно оцінити рівень напружень, що виникають в ньому;

- характер розподілу напружень при розрахунках МСЕ та при проведенні модельних випробуваннях переважно збігається, хоча і є ряд відмінностей, викликаних присутністю абсолютних і відносних похибок;

- результати, отримані в даному розділі, демонструють допустимість використання МСЕ для аналізу напруженого стану замкових з'єднань подібного типу, як альтернативу до дорогого експерименту.

Основні результати Розділу 2 опубліковано у роботах [3], [10], [11].

РОЗДІЛ З

ПРУЖНИЙ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК

3.1 Постановка задачі

Проектування сучасних парових турбін нерозривно пов'язано з проведенням різноманітних розрахунків. Високі вимоги, що пред'являються до надійності турбомашин, можуть бути задоволені лише за умови забезпечення достовірних даних про НДС конструкції.

Розрахункова схема досліджуваної конструкції замкового з'єднання повинна бути максимально наближеною до реальних умов і максимально враховувати всю складність конструктивного виконання, характер навантаження та поведінку матеріалів конструкції.

В даному розділі задача про напружений стан замкового з'єднання 1-го ступеня ротора середнього тиску (РСТ) розв'язується в пружній постановці без урахування впливу температури парового середовища. Дана конструкція, крім відцентрових сил, відчуває вплив розтягувального навантаження, що дорівнює величині напружень від відцентрової сили пера лопатки з бандажем інтенсивністю 27,863 МПа при частоті обертання 50 Гц.

У замковому з'єднанні передача зусиль між елементами здійснюється за допомогою контакту між взаємодіючими поверхнями, тому розв'язання даної задачі коректно виконувати в контактній постановці.

3.2 Математична модель розв'язання контактної задачі

Існуючі в даний час аналітичні розв'язання контактних задач отримані для відносно простих областей і умов контактної взаємодії для двох тіл, які контактують. Рішення часто обмежується оцінкою напружень в зоні контакту. Для визначення картини напруженого стану розглянутої конструкції потрібно розв'язання крайової задачі зі складними граничними умовами.

Методика розв'язання контактної задачі за допомогою МСЕ, яка використовується в даній роботі, заснована на застосуванні моделі контактного шару. Зони можливої контактної взаємодії подаються контактними елементами, при цьому поверхня контакту визначається геометрією взаємодіючих поверхонь, а також початковим зазором або натягом між контактуючими тілами. Механічна взаємодія контактуючих поверхонь визначається величиною їх взаємного проникнення. Механічні властивості контактного шару характеризуються контактної жорсткістю C_n , яка визначається за формулою [86]

$$C_n = f \cdot E \cdot h, \tag{3.1}$$

де f – коефіцієнт контактної жорсткості, 0.0001 < f < 100;

Е – модуль Юнга;

*h*_ характерний лінійний розмір зони контакту.

Величина контактної жорсткості повинна бути досить великою для того, щоб взаємопроникненням поверхонь можливо було знехтувати, але такою, щоб точність розв'язків системи рівнянь МСЕ дозволяла визначити контактні напруження за формулою

$$\sigma_n = C_n \cdot (u_n^1 - u_n^2 - \delta_n), \qquad (3.2)$$

де u_n^1 , u_n^2 – переміщення першої та другої поверхонь в напрямку загальної нормалі \vec{n} ;

 δ_n – початковий зазор або натяг (при $\delta_n < 0$) між контактними поверхнями.

При наявності тертя між взаємодіючими поверхнями з коефіцієнтом f_{mp} вводиться дотична жорсткість C_n , що перешкоджає взаємному переміщенню контактуючих точок по дотичній до поверхні контакту. Цим визначаються дотичні напруження, що перешкоджають проковзуванню

$$\sigma_{\tau} = C_{\tau} \cdot (u_{\tau}^2 - u_{\tau}^1), \qquad (3.3)$$

де u_{τ}^1 , u_{τ}^2 – переміщення першої і другої поверхонь в напрямку загальної нормалі $\vec{\tau}$.

Перевіряється умова проковзування

$$-\sigma_n \cdot f_{mp} = |\sigma_\tau|, \tag{3.4}$$

де f_{mp} – коефіцієнт тертя;

σ_n – напруження взаємодії тіл у напрямку до нормалі.

Контактний шар може відображати властивості прошарку між реальними тілами, що виникає внаслідок шорсткостей та мікронерівностей поверхонь. В цьому випадку величина проникнення на поверхнях контакту приймається близькою до висоти шорсткостей [31].

Конструкція трьохопорного грибоподібного з'єднання, що використовується в даному замковому з'єднанні, в процесі зборки піддається додатковому загортанню, що запобігає наявності великого тертя між взаємодіючими поверхнями. З цієї причини тертям при розв'язанні даної задачі нехтуємо.

При розв'язанні задачі про напружений стан замкового з'єднання враховуються граничні умови і обмеження на поверхні контакту [86].

На загальній поверхні з умовними номерами 1 і 2 повинні бути виконані такі умови сполучення:

– силові

$$(\sigma_{(1)}^{mn} - \sigma_{(2)}^{mn}) \cdot v_{m(j)} = 0; m, n = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2,$$
(3.5)

де σ^{*mn*} – компоненти тензора напружень;

кінематичні при зчепленні (переміщення у тому ж базисі, що і координати)

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot v_m = 0; m = 1, 2, 3,$$
(3.6)

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \tau_m = 0; m = 1, 2, 3,$$
(3.7)

де v_m, v_m – компоненти векторів відповідно зовнішньої нормалі до поверхні контакту та дотичної до цієї поверхні;

 x_m – координати точки тіла на поверхні контакту в напрямку m = 1, 2, 3;

 U_m – переміщення точки тіла в напрямку m = 1, 2, 3.

При проковзуванні(з тертям або без тертя) остання умова не використовується;

- взаємного непроникнення тіл

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot v_m \le 0.$$
(3.8)

3.3 Числове дослідження НДС замкового з'єднання робочих лопаток

Модель облопаченого диска 1-го ступеню парової турбіни розроблялася в пакеті геометричного моделювання Autodesk Inventor і подано на рис. 3.1.

Коротко опишемо конструкцію замкового з'єднання робочих лопаток. Замкова лопатка (рис. 3.1, поз. б) фіксується на хвостовику диска двома

штифтами (рис. 3.1, поз. а), за допомогою яких остання також взаємодіє з двома сусідніми передзамковими лопатками (рис. 3.1, поз. в). У зоні диска, де кріпиться замкова лопатка (рис. 3.1, поз. г), є "колодязь". У даному з'єднанні "колодязь" являє собою паз на диску з кроком в одну лопатку. У азі зрізуються усі контактуючі поверхні для введення лопаток з подальшим переміщенням їх по диску в окружному напрямі. Останньою заводиться замкова лопатка. Відмінністю замкової лопатки від звичайної є те, що на диску вона фіксується за допомогою штифтів і не має опорних поверхонь (рис. 3.1, поз. в).



a)





B)



Рис. 3.1. Елементи замкового з'єднання : а) - замкове з'єднання; б) - замкова лопатка; в) - передзамкова лопатка; г) - диск

Характеристики матеріалів (модуль Юнга E, коефіцієнт Пуассона μ, густина ρ), що використовуються при виготовленні ротора, лопаток і штифтів, наводяться в табл. 3.1 [87].

Оцінка напруженого стану замкового з'єднання всього облопаченого диска в складі цілого ротора і при врахуванні всіх навантажувальних факторів призведе до розв'язання нелінійної задачі надмірно високої розмірності (кілька мільйонів кінцевих елементів), що при наявних обчислювальних потужностях практично неможливо.

Таблиця 3.1

Фізико-механічні властивості матеріалів у замковому з'єднанні робочих лопаток 1-го ступеня середнього тиску турбіни К-500-240

Матеріал	$E \cdot 10^{-3}$, МПа	μ	р, кг/м ³
20X3MBФ (диск)	211	0,3	7790
15Х12ВНМФ (лопатки)	211	0,3	7850
ХН70ВМЮТ(штифти)	226	0,305	8568

Тому при аналізі розглядався не весь диск, а тільки сектор з кутом розчину $\varphi = 20^{0}$ (рис. 3.1), на торцях якого задані умови симетрії. Закріплення моделі в осьовому напрямку виконувалося з урахуванням переміщень, отриманих раніше при розрахунку напружено-деформованого стану цілого ротора.



Рис. 3.2. 10-вузловий скінченний елемент

При побудові скінченно-елементної моделі використовувався ізопараметричний 10-вузловий скінченний елемент [88] (рис. 3.2).

В результаті аналізу визначено, що оптимальний розмір скінченного елемента дорівнює 3 мм. З рис. 3.3 видно, що при подальшому зменшенні розміру СЕ точність рахунку змінюється ненабагато, при цьому кількість елементів стрімко зростає.

На рис. 3.4 показана дискретизація на скінченні елементи моделі замкового з'єднання.

При розбитті було отримано близько 514000 кінцевих елементів. Дана модель дозволяє врахувати кілька контактних взаємодій: область дотику штифтів з диском, замковою лопаткою, передзамковими лопатками; область дотику опорних майданчиків хвоста передзамкової лопатки і хвостовика диска. У зонах контакту, які, головним чином, впливають на передачу зусиль між
взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки, що підвищує точність розрахунку.



Рис. 3.3. Залежність кількості скінченних елементів (а) та еквівалентних напружень (б) від розмірів CE

3.1 Результати розрахункових досліджень

З аналізу результатів розрахунку напруженого стану замкового з'єднання можна зробити висновок про те, що максимальної величини досягають радіальні напруження рис. 3.5. Осьові і дотичні напруження - малі.



Рис. 3.4. Скінченно-елементна модель замкового з'єднання

Як показали розрахунки, найбільші розтягувальні напруження отримані на контурах внутрішніх отворів, а також у галтельних переходів опорних поверхонь хвостів лопаток і хвостовика диска.

З аналізу отриманих результатів витікає, що рівень концентрації напружень у галтельних переходів опорних поверхонь вельми значний, що, ймовірно, спричинить за собою появу місцевих пластичних деформацій. Найбільш напруженою деталлю є грибок обода диска, де значення радіальних напружень досягають 530-555 МПа. При цьому границя текучості при робочій температурі $\sigma_{0.2(T=525\,^{\circ}\text{C})} = 455$ МПа.

В середньому по замковому з'єднанню напруження невеликі (близько 80 МПа) та знаходяться у встановлених нормах [89].

Важливою особливістю такого типу хвостових з'єднань є наявність бурту диска, необхідного для запобігання вигинальних деформацій хвостів робочих лопаток в меридіональній площині.



Рис. 3.5. Розподіл радіальних напружень у замковому з'єднанні: а) – замкове з'єднання; б) – робоча лопатка; в) – передзамкова лопатка; г) – замкова лопатка; д) – фіксуючі штифти; е) – диск

За отриманими результатами можна відзначити наявність зони стиснення з зовнішньої сторони і зони розтягування з внутрішньої сторони робочої лопатки (рис. 3.5, поз. а, б, в). Що стосується замкової лопатки, то в ній подібного роду згинальних деформацій практично не спостерігається.

Під дією відцентрових навантажень замкове з'єднання витягується в радіальному напрямку. Має місце складна деформаційна картина, яка носить явно виражений тривимірний характер. Найбільше зміщення в радіальному напрямку відчуває замкова лопатка, яка через штифти навантажує сусідні передзамкові лопатки (рис. 3.5, поз. а).

Отриманий в ході розв'язання задачі розподіл контактних напружень по опорним поверхням замкового з'єднання подано на рис. 3.6.



Рис. 3.6. Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях у замковому з'єднанні:

а) – передзамкова лопатка з нижнім штифтом; б) – передзамкова лопатка
 з верхнім штифтом; в) – робоча лопатка; г) – замкова лопатка; д) – штифти

Очевидно, що має місце нерівномірність розподілу контактних напружень по опорним поверхням не тільки в передзамкових, але і в робочій лопатці, що, ймовірно, викликано впливом деформацій частини диска під замковою лопаткою.

У табл. 3.2 наведено середні значення контактних напружень по опорним поверхням в замковому з'єднанні.

Необхідно відзначити відмінність у величинах контактних тисків по опорним поверхням передзамкових лопаток, що, швидше за все, обумовлено різним розташуванням штифтів по радіусу. З порівняння результатів розподілу контактних напружень по опорним поверхням звичайної робочої лопатки і наявних в літературі даних [31] можна відзначити відмінності в результатах. Згідно з літературними даними найбільш напруженою є перша пара опорних поверхонь, а за результатами розрахунку, представленими в даній роботі, найбільш напруженою виявилася друга пара опорних поверхонь. Це можна пояснити впливом таких чинників, як:

- розв'язання задачі в різних постановках (тривимірна або двовимірна);

- вплив замкової лопатки та ін.

Таблиця 3.2

Найменування	1-ша пара		2-га пара		3-я пара	
	МПа	%	МПа	%	МПа	%
передзамкова лопатка (з верхнім штифтом)	42,67	34	43,15	34	40,88	32
передзамкова лопатка (з нижнім штифтом)	41,94	34	42,78	34	40,17	32
робоча лопатка 3D	40,5	33,5	41,31	34	39,23	32
робоча лопатка 2D [31]	37		30		33	

Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях у з'єднанні

3.5 Висновки за розділом

В даному розділі дисертаційної роботи визначався напружений стан замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеня ротора середнього тиску турбіни К-500-240 в умовах пружного деформування. Розв'язок є отриманим за допомогою метода скінченних елементів. На основі отриманих результатів можна зробити такі висновки:

 напружений стан замкового з'єднання робочих лопаток турбіни є неоднозначним і має місце складна деформаційна картина; – загалом середній рівень напружень в замковому з'єднанні - невеликий, проте є зони підвищених напружень у галтельних переходів опорних поверхонь і отворів під штифти;

– найбільші деформації в радіальному напрямі зазнає диск під замковою лопаткою і сама лопатка;

– закладена в конструкції з'єднання наявність бурту диска, на відміну від звичайних робочих лопаток, на замкову лопатку практично не впливає, оскільки згинальні деформації хвоста лопатки в меридіональної площині малі і малі контактні напруження на поверхні бурту;

 – розв'язання задачі в контактній постановці дозволило оцінити ступінь впливу замкової лопатки на нерівномірність розподілу контактних напружень по опорних поверхнях елементів з'єднання;

– порівняння величин контактних напружень по опорним поверхням передзамкових лопаток показало певну різницю, яка викликана різним розташуванням штифтів по радіусу. Це може служити основою для перерозподілу величини контактних напружень по опорних поверхнях;

– порівняння отриманих результатів розподілу контактних напружень по опорним поверхням передзамкових лопаток і наявних в літературі даних показало їх відмінності, які можуть бути викликані розв'язанням задачі в тривимірній постановці, а також впливом замкової лопатки.

Достовірність отриманих результатів підтверджується шляхом проведення ряду розрахунків та визначення оптимального розміру скінченного елемента.

Основні результати Розділу 3 опубліковано у роботах [2], [4], [12], [13].

РОЗДІЛ 4

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ ПРИ ВРАХУВАННІ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ

4.1 Постановка задачі дослідження впливу температурного поля на напружено-деформований стан замкового з'єднання

Забезпечення надійності замкового з'єднання робочих лопаток турбіни вимагає проведення досліджень НДС з'єднання, що відповідають умовам експлуатації. Замкове з'єднання робочих лопаток турбіни зазнає значних навантажень при нерівномірному по радіусу і мінливому в часі розподілі температур, що обумовлює необхідність аналізу НДС при спільному впливі зазначених факторів.

Для уточнення картини розподілу напружень по конструкції замкового з'єднання при розв'язанні задачі про напружений стан доцільно враховувати температурне поле, оскільки в результаті підведення тепла від парового потоку з'єднання робочих лопаток працює в умовах нерівномірного нагрівання. В таких умовах змінюються фізико-механічні властивості матеріалів і виникають тепловим градієнти температури, ЩО супроводжуються неоднаковим розширенням окремих частин конструкції. Саме це є причиною росту температурних напружень, які самі по собі або в поєднанні з механічними напруженнями від зовнішніх навантажень можуть викликати появу тріщин і пошкодження конструкцій. В результаті впливу температурних напружень стає можливим поява значних деформацій пластичності, що, в свою чергу, може призвести до повного або прогресуючого руйнування конструкції [1].

4.2 Опис розрахункової моделі при розв'язанні задачі теплопровідності та термоконтактної задачі

Вирішення задачі теплопровідності в даній роботі базується на використанні рівнянь теорії термопружності, рівняння руху Ейлера для суцільного середовища і закону теплопровідності в формі Фур'є [100]

$$\begin{cases} \nabla \cdot \left(\lambda_q \nabla T(x,t)\right) + w_0(x,t) = c\rho \frac{\partial T(x,t)}{\partial t}, \\ \nabla \cdot \sigma(u,T,t) + \rho f = \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \end{cases}$$
(4.1)

де λ_q -коефіцієнт теплопровідності;

T(x, t) – температура;

 $w_0(x, t)$ – кількість тепла з внутрішнього джерела;

с – питома теплоємність;

 ρ – густина;

 $\sigma(u, T, t)$ – тензор справжніх напружень Коші;

f – об'ємна сила;

u(x, t) – переміщення.

Вирішення задачі відбувається в припущенні відсутності зовнішніх масових сил і без внутрішніх джерел тепла. Таким чином, отримуємо підсумкову систему рівнянь для стаціонарної задачі

$$\begin{cases} \nabla \cdot \left(\lambda_q \nabla T(x)\right) = 0\\ \nabla \cdot \sigma(u, T) = 0 \end{cases}$$
(4.2)

Доповнимо систему рівнянь наступними граничними умовами [101]:

- для рівняння теплопровідності

$$\left(T(x)\right)\big|_{1} = \left(T(x)\right)\big|_{2}, \qquad (4.3)$$

$$\left(\lambda_q \frac{\partial T(x)}{\partial n}\right)\Big|_1 = \left(\lambda_q \frac{\partial T(x)}{\partial n}\right)\Big|_2.$$
(4.4)

- для рівняння рівноваги

$$\left(u(x)\right)\big|_{1} = \left(u(x)\right)\big|_{2}, \qquad (4.5)$$

$$(n \cdot \sigma)|_1 = (n \cdot \sigma)|_2. \tag{4.6}$$

В якості граничного умови для рівняння рівноваги обрано умову зовнішнього навантаження на поверхню

$$n \cdot \sigma|_{\Gamma} = -P_n \,. \tag{4.7}$$

В якості граничних умов для рівняння теплопровідності обрано наступні умови:

- розподіл температури по поверхні тіла

$$T(x_k) = f(x_k), \tag{4.8}$$

де x_k – точка початкової області;

- щільність теплового потоку через поверхню тіла

$$-\lambda_q \frac{\partial T(x)}{\partial n}\Big|_{\Gamma} = q(x), \qquad (4.9)$$

де λ_q – коефіцієнт теплопровідності;

Г-границя початкової області,

n – нормаль до Γ .

- конвективний теплообмін

$$-\lambda_q \frac{\partial T(x)}{\partial n}\Big|_{\Gamma} = \alpha (T(x) - \theta), \qquad (4.10)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі,

 θ – зовнішня температура.

Для безпосереднього отримання рівнянь для скінченних елементів по наявному набору диференціальних рівнянь в області використовується метод Гальоркіна. Шукати рішення будемо у вигляді

$$u = \sum_{i=1}^{N} u_i N_i(x) T = \sum_{i=1}^{N} T_i N_i(x)$$
 (4.11)

де $N_i(x) - функція форми і-го елемента.$ Тоді для стаціонарної задачі маємо

$$\begin{cases} \iint_{D} N_{i} \left(\nabla \cdot \left(\lambda_{q} \nabla T(x) \right) \right) dD + \int_{\Gamma} N_{i} \left(-\lambda_{q} \frac{\partial T(x)}{\partial n} - q(x) \right) d\Gamma = 0, \\ \iint_{D} N_{i} \left(\nabla \cdot \sigma(u, T) \right) dD + \int_{\Gamma} N_{i} \left(P_{n} - n \cdot \sigma(u, T) \right) d\Gamma = 0. \end{cases}$$

$$(4.12)$$

Використовуючи формулу Гріна для інтеграла по області, маємо

$$\begin{cases} \iint_{D} \nabla N_{i} \lambda_{q} \nabla T(x) dD + \int_{\Gamma} N_{i} q(x) d\Gamma = 0, \\ \iint_{D} \nabla N_{i} \cdot \sigma(u, T) dD - \int_{\Gamma} N_{i} P_{n} d\Gamma = 0. \end{cases}$$
(4.13)

Врахування впливу теплообміну на передачу зусиль в замковому з'єднанні коректно здійснювати в термоконтактній постановці. В даному випадку задача контактної взаємодії є істотно нелінійною, оскільки взаємний вплив температурної та силової складових деформацій здійснюється через заздалегідь невідомі граничні умови в контакті. НДС та характер контактної взаємодії залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле залежить від контактної взаємодії елементів.

При розв'язанні термоконтактної задачі будемо вважати, що на границі зіткнення елементів замкового з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт і виконується рівність температур і теплових потоків [67]

$$T_1(x_k, y_k, z_k, t) = T_2(x_k, y_k, z_k, t),$$

$$\lambda_1 (\frac{\partial T}{\partial n})_k = \lambda_2 (\frac{\partial T}{\partial n})_k, \qquad (4.14)$$

де $\lambda_1(T)$, $\lambda_2(T)$ – коефіцієнти теплопровідності контактуючих тіл, що залежать від температури *T*.

Термоконтактна задача взаємодії елементів в замковому з'єднанні, яка вирішується в даній роботі, базується на застосуванні моделі контактного шару.

Тонкий контактний шар, товщиною в один елемент, вводиться між взаємодіючими тілами в межах очікуваної області контакту. Геометрія такого шару визначається профілем взаємодіючої пари.

Властивості матеріалу пружних контактних елементів задаються анізотропними.

Оскільки в загальному випадку товщина контактного шару – величина змінна, то на кожному елементі шару пружні властивості матеріалу приводяться до постійної для даної контактної площадки величини б. Відхилення товщини шару від б являє собою або зазор, або натяг між тілами.

Як вихідні дані задаються величини σ_{от} та τ_{ск}, що визначають граничні значення відриву, при перевищенні яких відбувається розкриття контакту або проковзування, якщо дотичні напруження перевищують сили тертя.

Коефіцієнт сухого тертя f_{тр} може бути величиною постійною або залежати від контактних стискаючих напружень.

Нелінійний характер пружних властивостей шару відображається діаграмою деформування (рис. 4.1) [102, 103]

$$\sigma_n = \sigma_n(\varepsilon_n, T), \tag{4.15}$$

де σ_n - напруження, нормальні до поверхні контакту;

 \mathcal{E}_n - силова деформація в тому ж напрямку.



Рис. 4.1. Діаграма деформування контактного шару

Діаграма деформування може бути задана в аналітичному вигляді, у формі закону деформування шорсткуватих поверхонь.

$$(\varepsilon - \varepsilon_0) = \frac{C}{\delta} \cdot \sigma^m, \qquad (4.16)$$

де *С*,*m* - коефіцієнти, що враховують властивості матеріалу і якість обробки поверхні.

 ε_0 - залишкові деформації, обумовлені температурним розширенням, натягом.

Обчислення матриці жорсткості контактних елементів виконується за допомогою тих же процедур, що і для інших елементів, однак підрахунок залишкових деформацій на елементі і змінних пружних параметрів на наступних ітераціях відбувається інакше, ніж в звичайних скінченних елементах [104, 105].

Маючи переміщення вузлів скінченних елементів, обчислюємо деформації, використовуючи функції форми елемента і залежності Коші. Потім знаходимо деформації $\mathcal{E}_{n\tau}$, \mathcal{E}_{nn} - зсувні і нормальні до контактної поверхні. Силову деформацію, що визначає зближення тіл, визначаємо відніманням залишкової

$$\mathcal{E}_n = \left\{ \mathcal{E}_{nn} - \left[\alpha_n^{\mu}(T) \times T + \frac{\Delta - \delta}{\delta} \right] \right\} \frac{\Delta}{\delta} \,. \tag{4.17}$$

Скориставшись діаграмою деформування, визначаємо контактні напруження в шарі $\sigma_n(\mathcal{E}_n)$. Якщо $\sigma_n(\mathcal{E}_n) > \sigma_{om}$ відбувається відрив контактуючих тіл в межах даного елемента і для подальшої ітерації при обчисленні матриці жорсткості елемента його пружні параметри вважаються рівними нулю. Тіла, що взаємодіють на цій ділянці, деформуються незалежно один від одного.

В іншому випадку реєструється контакт на цій ділянці і відбувається перерахунок січення модуля

$$A^* = \frac{\sigma_n(\mathcal{E}n)}{\mathcal{E}_n} \frac{\Delta}{\partial}, \qquad \qquad G_k^* = G \frac{\Delta}{\partial}. \tag{4.18}$$

Перевіряються умови проковзування

$$\sigma_n(\mathcal{E}_n) f_{mp}(\sigma_n) < G_k^* \mathcal{E}_{n\tau}. \tag{4.19}$$

При виконанні зазначеної умови G_n^* вважається рівним нулю, тобто дозволяється зміщення поверхонь уздовж контактного шару, а по сторонам скінченного елемента прикладаються дотичні напруження, що протидіють проковзуванню

$$P_{\tau} = \sigma_n(\mathcal{E}_n) f_{mp}(\sigma_n) sign \mathcal{E}_{n\tau}. \tag{4.20}$$

На наступній ітерації відбувається уточнення нормального і дотичного контактних напружень. Процес послідовних наближень до точного розв'язання контактної задачі буде відбуватися до тих пір, доки не буде виконано нерівність

$$\frac{\sum_{ij\varepsilon s} \mathcal{E}_n^N - \sum_{ij\varepsilon s} \mathcal{E}_n^{N-1}}{\sum_{ij\varepsilon s} \mathcal{E}_n^N}.$$
(4.21)

Спочатку приймається зчеплення по всій передбачуваній області контакту.

Необхідно відзначити, що зони відриву, контактування і проковзування визначаються з точністю до скінченного елемента. Беручи до уваги також той факт, що біля границь зон взаємодії градієнти контактних напружень, як правило, великі, доцільно проводити уточнюючі розрахунки, знаючи наближене рішення задачі на грубій сітці, і виконувати його урахуванням нову розбивку області на скінченні елементи зі згущенням вузлів в потрібних місцях. Введення величин σ_{om} та τ_{ck} дозволяє розглядати взаємодію тіл з урахуванням їх прилипання (склеювання) або навіть відштовхування. Приймаючи $\sigma_{om} = \tau_{ck} = 0$, маємо ідеальний односторонній зв'язок між тілами.

Не порушуючи схеми розв'язання задачі і вводячи в розгляд різні комбінації параметрів пружності анізотропного тіла, можна отримувати більш складні моделі контактної взаємодії, які можуть включати також незворотні деформації, що утворилися в результаті пластичного деформування шорсткостей або їх повзучості.

Використання контактного шару при розв'язанні контактних задач доцільно по ряду причин. З одного боку, може бути уточнено розрахункову схему реального об'єкта, з іншого - отримуємо простий алгоритм, що дозволяє уникнути ускладнення при пошуку зон контакту та проковзування, а також при формуванні системи рівнянь МСЕ.

4.3 Побудова моделі для проведення числового дослідження

Задача теплопровідності при розв'язанні задачі термоконтактної взаємодії елементів в замковому з'єднанні передує задачі термомеханіки. Значення контактних напружень уточнюються в процесі ітераційного процесу. При створенні сітки скінченних елементів використовувався двадцяти вузловий елемент *Solid226*. Даний елемент відрізняється від *Solid186*, який використовувався раніше, тим, що має ступені свободи по переміщенням і температурі і дозволяє отримати розв'язання спільної термоконтактної задачі (рис. 4.2).

При розбитті системи отримано сітку з 371498 скінченних елементів (рис. 4.3). Вже згадана СЕ модель має кілька зон контактної взаємодії: область контакту штифтів з диском, замкової лопатки, передзамковими лопатками; область контакту опорних поверхонь хвостів передзамкових лопаток і хвостовика диска.



Рис. 4.2. Скінченний елемент Solid226.

У зонах контакту, що головним чином впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру СЕ до 1 мм.



Рис. 4.3. Розбивка моделі замкового з'єднання робочих лопаток на скінченні елементи

Як вихідні дані з [87] взяті теплофізичні властивості матеріалів замкового з'єднання (рис 4.4, поз. а–в).



Рис. 4.4. Теплофізичні властивості матеріалів замкового з'єднання: а) теплопровідність; б) питома теплоємність; в) густина; г) коефіцієнт лінійного розширення; д) модуль пружності.

4.4 Результати числового дослідження термонапруженого стану замкового з'єднання

На рис. 4.5 подано результати розрахунку у вигляді розподілу температури по замковому з'єднанню.



Рис. 4.5. Розподіл температури по замковому з'єднанню робочих лопаток.

Наведені результати демонструють картину розподілу температури по замковому з'єднанню. Має місце перепад температури як по радіусу, так і по ширині диска. Так, температура 533 $^{\circ}$ C з боку входу пари знижується до рівня 525 $^{\circ}$ C з боку виходу пари.

В результаті розрахункових досліджень отримано розподіл еквівалентних напружень по замковому з'єднанню (рис. 4.6).

Як слідує з отриманих результатів, розподіл напружень в даній частині диска має складний просторовий характер. Зони стиснення елементів зачеплення в замковому з'єднанні чергуються з зонами розтягування. Максимальний рівень еквівалентних напружень по Мізесу в цій зоні становить близько 2800 МПа, що свідчить про можливість появи пластичних деформацій. З графіка на рис. 4.7 випливає, що рівень границі текучості $\sigma_{0,2}$ для матеріалу диска - сталь EI-415 при робочих температурах становить близько 450 МПа.

Максимальні значення напружень, що виникають в місцях передачі зусилля від замкової лопатки на диск, поступово знижуються при віддаленні від отворів. У верхніх перерізах розглянутої частини диска рівень напружень трохи нижче, проте, як і раніше, є значним і досягає значення 550 МПа.



Рис. 4.6. Розподіл еквівалентних напружень в моделі замкового з'єднання: а) замкове з'єднання; б) передзамкова лопатка; в) робоча лопатка; г) замкова лопатка; д) штифти; е) диск

Розподіл еквівалентних напружень по хвостах робочих лопаток також є перемінним. Максимальні значення мають місце в районі галтельних переходів нижніх опорних поверхонь хвостів лопаток, а також у отворів під установку фіксуючих штифтів в передзамкових лопатках. При цьому рівень напружень значно нижче рівня їх в диску і становить 350-400 МПа.

Бачимо значне підвищення напружень у порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні задачі в пружній постановці, що викликано впливом температурного поля. Так, в місці вирізу в диску ротора під замкову лопатку мають місце зони з максимальним рівнем розтягувальних напружень, який значно перевищує границю текучості. Це дає підстави говорити про виникнення пластичних деформацій. Поява додаткових температурних напружень в конструкції замкового з'єднання, перш за все, пов'язана з наявністю елементів конструкції з різними коефіцієнтами температурного лінійного розширення [87]. Так, найбільший за величиною коефіцієнт температурного розширення має сплав ХН70ВМЮТ (штифти), а найменший сталь EI-415 (диск). Температурне розширення, що відбувається при нагріванні одних елементів в з'єднанні, перевершує за своєю величиною розширення інших, що, у результаті, стає причиною появи додаткових температурних напружень.



Рис. 4.7. Залежність рівня границі текучості матеріалу сталь EI-415 від температури

Зазначені в попередньому розділі дисертаційної роботи згинальні деформації хвоста лопатки в даному випадку практично не проявляються.

4.4 Аналіз впливу температурного навантаження на характер контактної взаємодії елементів замкового з'єднання

Нижче (рис. 4.8) подано розподіл контактних напружень на опорних поверхнях лопаток в замковому з'єднанні. Під час розгляду отриманих результатів опорні поверхні контакту пронумеровані таким чином: верхня пара опорних поверхонь - 1-ша пара, середня - 2-га пара, нижня - 3-тя пара, бічні опорні поверхні хвоста - заплечики.

Надані результати розподілу контактних напружень по опорних поверхнях хвостів замкової і передзамкових лопаток (рис. 4.8, поз. а, б, в) дозволяють оцінити характер контактної взаємодії елементів у з'єднанні.

Розподіл контактних напружень по опорним поверхням носить складний просторовий характер і залежить від положення лопатки в замковому з'єднанні по відношенню до замкової лопатки.





a)



Рис. 4.8. Розподіл контактних напружень на опорних поверхнях лопаток в замковому з'єднанні: а) передзамкова лопатка (з нижнім штифтом); б) передзамкова лопатка (з верхнім штифтом); в замкова лопатка); г) робоча лопатка.

Найбільший рівень контактних напружень спостерігається на 3-й парі опорних поверхонь передзамкових лопаток. При цьому максимум досягається з боку отворів під додаткову штифтовку і, головним чином, залежить від положення штифта по висоті. Рівень контактних напружень на передзамковій лопатці з нижнім розташуванням штифта практично не змінюється по 3-й парі поверхонь і має виражений градієнт на 2-й парі. В той же час, в характері розподілу контактних напружень по поверхнях хвоста передзамкової лопатки з верхнім штифтом спостерігається дещо інша картина. В даному випадку 2-га опорна поверхня розташована на одному рівні з штифтом, а розподіл контактних напружень по ній можна охарактеризувати як такий, що практично не змінюється. В той же час має місце яскраво виражений градієнт по рівню контактних напружень по 3-й нижній опорній поверхні - від 39 МПа до 52 МПа.

З картини розподілу контактних напружень по опорних поверхнях хвоста крайніх робочих лопаток в замковому з'єднанні (рис. 4.8, поз. г), слідує, що максимальний рівень напружень спостерігається на нижніх опорних поверхнях і є практично постійним по довжині поверхні, досягаючи рівня 42,45 МПа. На інших опорних поверхнях даного хвоста лопатки рівень напружень нижче і досягає величин для 1-ої пари - 25,59 МПа і для 2-ої пари - 33,14 МПа. Характер розподілу контактних напружень на вказаних поверхнях, як і на 3-й парі опорних поверхонь, є постійним. В той же час, зміна контактних напружень на заплечиках вказує на наявність градієнта по висоті від 28 МПа - у верхній частині зони контакту, до 39 МПа - в нижній її частині.

У таблиці 4.1 подано усереднені по поверхні контакту значення напружень в замковому з'єднанні з урахуванням і без урахування впливу температури.

Таблиця 4.1

Розрахункова модель		1 пара		2 пара		3 пара	
		МПа	%	М∏а	%	МΠа	%
Передзамкова	Без урахування	42,67	34	43,15	34	40,88	32
лопатка	температури						
(з верхнім	3 урахуванням	24,34	23	34,9	34	44,92	43
штифтом)	температури						
Передзамкова	Без урахування	41,94	34	42,78	34	40,17	32
лопатка	температури						
(з нижнім	3 урахуванням	25,11	24	33,11	32	45,08	44
штифтом)	температури						

Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях

Робоча лопатка	Без урахування температури	40,5	33,5	41,31	34	39,23	32
3D	3 урахуванням температури	25,59	25	33,14	33	42,45	42
Робоча лопатка 2D (дані з літератури) [31]			37		30		33

Результати розподілу контактних напружень по опорних поверхнях лопаток в замковому з'єднанні (рис. 4.8, табл. 4.1) свідчать про те, що як і у випадку розв'язання задачі в пружній постановці без урахування впливу температурних напружень, має місце нерівномірний розподіл напружень по опорним поверхням. Однак є істотні відмінності. Відбувся перерозподіл напружень по опорних поверхнях, що, ймовірно, пов'язано з різним за величиною коефіцієнтом лінійного розширення матеріалів грибка диска і лопаток і, як наслідок, з різними деформаціями елементів з'єднання в радіальному напрямку. Так, при розв'язанні задачі з урахуванням впливу температурних деформацій найбільш навантаженою виявилася 3-тя пара опорних поверхонь. Загальна картина розподілу напружень по опорних поверхнях передзамкової лопатки (з верхнім штифтом) така: 1-ша пара - 23%, 2-я пара - 34%, 3-я пара - 43%, що має явні відмінності від результатів розв'язання без урахування впливу температурних деформацій, де найбільш напруженою парою опорних поверхонь була 2-га, а напруження розподілялися наступним чином: 1-ша пара - 34%, 2-га пара - 34%, 3-я пара - 32%.

Як і в разі розв'язання задачі без урахування впливу температурних напружень, має місце відмінність у величинах контактних напружень по опорним поверхням передзамкових лопаток з різним розташуванням штифтів по радіусу.

4.5 Висновки за розділом

При розв'язанні задачі про НС замкового з'єднання робочих лопаток з урахуванням впливу температурного поля спостерігаються результати, що відрізняються від отриманих в попередньому розділі дисертаційної роботи.

Має місце значне підвищення напружень, викликане, наявністю температурних полів. Появі значних температурних напружень, головним чином, сприяло не стільки наявність незначного перепаду температури в відмінність коефіцієнтів з'єднанні, скільки лінійного температурного його елементів. Зонами з найбільшими розширення розтягувальними як і при розв'язанні задачі без урахування напруженнями, впливу температурних деформацій, є ділянки грибка диска у отворів під штифти, а також галтельні переходи у опорних поверхонь хвостів лопаток. Розтягувальні напруження в отворах по своїй величині значно перевищують границю текучості при даній температурі.

Розв'язання задачі в термоконтактній постановці дозволило оцінити ступінь впливу температурних деформацій в замковому з'єднанні на розподіл контактних напружень по опорних поверхнях його елементів. Показано, що має місце перерозподіл напружень між парами опорних поверхонь передзамкових лопаток в порівнянні з результатами розв'язання задачі без урахування впливу температурних деформацій.

Результати розв'язання задачі про НС в розглянутій постановці свідчать про необхідність врахування впливу температурного поля, оскільки внесок температурних деформацій в загальний напружено-деформований стан є значним. Видається за доцільне розв'язання задачі про НДС розглянути в пружно-пластичній постановці, а також з урахуванням деформацій повзучості.

Основні результати Розділу 4 опубліковано у роботах [6], [7], [14], [15].

РОЗДІЛ 5

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ПРИ ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

5.1 Постановка задачі дослідження

При нестаціонарних режимах роботи окремі елементи проточної частини потужних парових турбін можуть піддаватися пластичній деформації, внаслідок чого в них відбувається перерозподіл напружень. При пластичній деформації в матеріалі відбуваються структурні перетворення, в результаті чого порушуються умови нормальної експлуатації агрегатів. Ці зміни необхідно враховувати при аналізі працездатності та несучої здатності конструкцій.

Для опису напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеня ЦСД з урахуванням впливу пластичного деформування його елементів в даній дисертаційній роботі використовується теорія пластичної течії. У випадку з замковим з'єднанням робочих лопаток має місце складний напружений стан, при якому теорія пластичної течії добре узгоджується з експериментальними даними [91-93].

В основі теорії пластичної течії лежить співвідношення, що пов'язує компоненти приросту пластичних деформацій $d\varepsilon_{ij}^{p}$ з поверхнею текучості *F*

$$d\varepsilon_{ij}^{p} = \lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}, \qquad (5.1)$$

де *σ_{ij}* — компоненти тензора напружень; *λ* – деякий позитивний скалярний множник.

У даній роботі визначення накопичених пластичних деформацій, напружень і переміщень здійснювалося ітераційним шляхом.

Суть даного підходу зводиться до побудови системи лінійних рівнянь виду

$$M\Delta u = \Delta P + M_{p}\Delta u \tag{5.2}$$

та розв'язання отриманої системи ітераційним шляхом [99]

$$M\Delta u = \Delta P + M_{p}\Delta u_{n-1}$$

$$\Delta u_{0} = 0, \quad n = 1, 2, 3, ...,$$
(5.3)

де
$$M = \int_{V} B^{T} DB dV$$
 - пружна матриця жорсткості;

- $M_p = \int_V B^T D_p B dV$ пластична матриця жорсткості;
- ΔP приріст навантаження;

 Δu - приріст переміщення;

- *n* номер ітерації;
- В матриця градієнтів, що містить похідні від переміщень.

На кожній ітерації вносяться зміни в приріст навантаження:

- для початкових напружень

$$\Delta P = \int_{V} B^{T} \Delta \sigma dV, \quad \Delta \sigma = D \Delta \varepsilon + \Delta \sigma_{0}.$$
(5.4)

- для початкових деформацій

$$\Delta P = \int_{V} B^{T} D \Delta \varepsilon dV, \quad \Delta \varepsilon = \Delta \varepsilon_{0} + \frac{\Delta \sigma}{D}, \qquad (5.5)$$

де $\Delta \sigma_0$ - приріст початкових напружень; $\Delta \varepsilon_0$ - приріст початкових деформацій.

Ітераційний процес продовжують до тих пір, поки відмінність шуканих приростів на сусідніх ітераціях не стане меншим наперед заданого малого числа.

При цьому повна деформація матеріалів у з'єднанні є сумою пружної, пластичної та температурної деформацій [93]

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_e + \mathcal{E}_p + \mathcal{E}_t, \tag{5.6}$$

де *Е*_e – пружна складова повної деформації;

 ε_p – пластична складова повної деформації;

*Е*_{*t*}- температурна складова повної деформації.

5.2 Обробка кривих деформування матеріалів для визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання

Для опису кривих деформування матеріалів замкового з'єднання в даній роботі використовуються два типи апроксимації:

- мультилінійна апроксимація (рис. 5.1, поз. а);

- білінійна апроксимація (рис. 5.1, поз. б) [94].

Подана на рис. 5.1. (поз. а) мультилінійна апроксимація дозволяє точніше задати як початкові дані характеристику пластичної деформації - криву деформації матеріалу. Однак часто є проблемою наявність кривих деформування. У таких випадках може бути використана більш спрощена методика за завданням характеристик пластичності - з використанням білінійної апроксимації (рис. 5.1, поз. а).



а - мультилінійна апроксимація, б - білінійна апроксимація.

При використанні білінійної апроксимації, нахил першої ділянки кривої деформації визначається, виходячи з пружних характеристик матеріалів [94]

$$tg\,\alpha = E,\tag{5.7}$$

де Е-модуль Юнга.

Нахил другої ділянки визначається шляхом використання границі текучості матеріалу σ_T і дотичного модуля E_T

$$E_T = tg \,\alpha_T = 0.35 mE, \tag{5.8}$$

де *т*– показник зміцнення

$$m = 0.75 \frac{\ln(S_k / \sigma_T)}{\ln(\frac{1}{0.2 \cdot 10^{-2} + \sigma_T / E} \ln \frac{100}{100 - \psi})},$$
(5.9)

де S_k - істинний опір розриву

$$S_k = \sigma_s (1 + 1, 4(\psi/100)), \tag{5.10}$$

де ψ – відносне звуження;

 $\sigma_{\scriptscriptstyle B}$ – границя міцності матеріалу.

У таблиці 5.1 подано механічні властивості матеріалів, що використовуються в замковому з'єднанні [87].

Як навантаження, що визначає напружено-деформований стан в з'єднанні, приймалися відцентрові зусилля при обертанні ротора навколо осі з кутовою швидкістю 314,16 рад/с. У зв'язку з симетрією системи розглядався не увесь диск з лопатками, а тільки його сектор з кутом розхилу φ=200, на торцях якого задавалися умови симетрії.

Таблиця 5.1

Механічні властивості матеріалів, що використовуються у замковому з'єднанні робочих лопаток 1-го ступеню середнього тиску

тур	біни	К-500-240	
1 y p	UINN	N-300-240	

	Матеріал							
	15X12BHMФ		20X3	ΜΦА	ХН70ВМЮТ			
	$T=500C^{0}$	$T = 600C^{0}$	$T=500C^{0}$	$T=550C^{0}$	$T=500C^{0}$	$T = 600C^{0}$		
<i>Е</i> , МПа	1,84E5	1,75E5	1,8E5	1,74E5	1,965E5	1,9E5		

σ <i>т</i> , МПа	470	350	520	500	640	600
σ₀, МПа	520	370	540	515	1020	985
Ψ, %	57	48,5	68,3	58,1	29	23
<i>S_к</i> , МПа	934,96	621,23	1007,44	976,24	1434,12	1302,17
m	0,0988	0,0844	0,0962	0,0916	0,1449	0,148
<i>Е</i> _т , МПа	6360	5020	5860	5770	9960	9850

5.3 Результати досліджень напружено-деформованого стану замкового з'єднання

Аналіз напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток з метою оцінки впливу пластичності правильно починати з розгляду картини розподілу сумарних пластичних деформацій (рис. 5.2). Дані результати спільно з отриманими в попередньому розділі при розв'язанні задачі термопружності дають можливість виявити зони, схильні до пластичної деформації.

На рис 5.2. подано результати розв'язання у вигляді розподілу сумарних пластичних деформацій з використанням білінійної та мультилінійної апроксимацій. Для проведення якісної оцінки характеру розподілу сумарних пластичних деформацій по замковому з'єднанню використано однакову кольорову шкалу рівня. Аналізуючи отримані результати, бачимо, що характер розподілу сумарних пластичних деформацій , що в першому, що в другому випадку - дуже близькі та однаково відображають зони з максимальним рівнем деформацій. При цьому верхній рівень самих деформацій дещо відрізняється. У разі використання мультилінійної апроксимації отримано верхню межу, яка



складає 0,051 мм/мм, що перевищує верхнє значення, отримане при використанні білінійної апроксимації, - 0,043 мм/мм.

З використанням білінійної апроксимації



З використанням мультилінійної апроксимації

Рис. 5.2. Розподіл сумарних пластичних деформацій, мм/мм:

а) - замкове з'єднання; б) - замкова лопатка; в) - передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; г) - передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; д) - фіксуючі штифти; е) - робоча лопатка; є) - диск.

максимальний В обох випадках рівень залишкових пластичних деформацій спостерігається у отворів в диску під установку штифтів, які фіксують замкову лопатку (рис. 5.2, поз. д). Нагадаємо, що рівень еквівалентних напружень при розв'язанні задачі термопружності в цій зоні досягав 2800 МПа. Бачимо, що по мірі віддалення від отворів, рівень пластичних деформацій знижується нерівномірно, демонструючи напруженість частини диска по замковій лопатці. Так, найбільш здеформованими є області між отворами, область верхньої частини диска під замковою лопаткою, а також радіусні переходи біля основи диска і реборд. У іншій частині диска і усього замкового з'єднання рівень пластичних деформацій є невисоким та не перевищує 0,002 мм/мм.

В результаті розрахункових досліджень отримано розподіл еквівалентних напружень по замковому з'єднанню (рис. 5.3).

Як і у випадку з пластичними деформаціями, результати подано для двох варіантів розв'язку: з використанням білінійної і мультилінійної апроксимацій.

Отриманий розподіл еквівалентних напружень в замковому з'єднанні робочих лопаток має складний просторовий характер. Представлена картина є результатом перерозподілу напружень внаслідок пластичного деформування матеріалу диска - сталі 20ХЗМФА. Бачимо, що, не дивлячись на значне зниження рівня еквівалентних напружень в замковому з'єднанні робочих лопаток, мають місце зони з рівнем напружень вище значення границі текучості при робочій температурі (рис. 5.3) - $\sigma_T = 450$ МПа. В обох варіантах розв'язку це область навколо і вище отворів під установку штифтів, а також область реборд і основи галтельних переходів диска. Максимальний рівень еквівалентних напружень для варіанту з використанням білінійної апроксимації досягає 747 МПа, мультилінійної - 771 МПа.

Бачимо, що числові значення максимальних еквівалентних напружень для обох варіантів розв'язку є досить близькими. Відмінність становить менше 25 МПа або близько 3%. При цьому слід звернути увагу на відмінність в характері розподілу еквівалентних напружень по замковому з'єднанню. Так, порівнюючи

отримані результати, бачимо, що для випадку з використанням білінійної апроксимації має місце менш виражений градієнт рівня еквівалентних напружень.



Рис. 5.3. Розподіл еквівалентних напружень у замковому з'єднанні, МПа:

а) - замкове з'єднання; б) - диск; в) - замкова лопатка; г) - передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; д) - робоча лопатка; є) – передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; е) - штифти.

Найвиразніше це видно при порівнянні результатів розподілу еквівалентних напружень по диску. У той же час, у випадку з використанням мультилінійної апроксимації помітна чітка межа між найбільш напруженими і менш напруженими зонами в диску. Отримана розбіжність у характері розподілу еквівалентних напруг двох варіантів розв'язку пов'язана з відмінностями в поведінці матеріалів у з'єднанні при навантаженні і деформуванні.

Останнє, в свою чергу, пов'язано з похибками при завданні кривих пластичного деформування з використанням білінійної та мультилінійної апроксимацій.

Аналізуючи отримані результати, можемо припустити, що для даного конкретного випадку найбільші похибки пов'язані з відмінністю кривих деформування в середній зоні навантажень, а саме близько до значень близьких до границі текучості на кривій деформування (рис. 4.6).

Перевищення рівня залишкових напружень в диску відносно заданого значення границі текучості, пов'язано з неможливістю подальшого деформування і стисненністю деформацій через особливості конструкції замкового з'єднання робочих лопаток.

5.4 Контактна взаємодія елементів у замковому з'єднанні при пластичному деформуванні

Нижче (рис. 5.4) подано розподіл контактних напружень на опорних поверхнях лопаток у замковому з'єднанні при використанні мультилінійної апроксимації кривих деформування. Для зручності виконання аналізу отриманих результатів опорні поверхні є пронумеровані таким чином: верхня пара опорних поверхонь - 1-ша пара, середня - 2-га пара, нижня - 3-тя пара і бічні опорні поверхні хвоста - заплечики.

Бачимо, що, як і у випадку розв'язання задачі термопружності, характер розподілу контактних напружень по опорним поверхням носить складний

просторовий характер і залежить від положення лопатки в замковому з'єднанні по відношенню до замкової лопатки.

Подані результати розподілу контактних напружень по опорним поверхням хвостів лопаток (рис. 5.4) дозволяють оцінити зміну характеру контактної взаємодії даних лопаток з диском у з'єднанні в порівнянні з результатами, отриманими в попередніх розділах дисертаційної роботи.



Рис. 5.4. Розподіл контактних тисків по опорних майданчиках робочих лопаток в замковому з'єднанні:

а) - замкова лопатка; б) - передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; в) - передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта;
г) - робоча лопатка.
Як і передбачалося, найбільший рівень контактних напружень спостерігається на 3-й парі опорних поверхонь лопаток. Як і в разі розв'язання задачі термопружності, максимум досягається з боку отвору під додаткову штифтовку та, головним чином, залежить від положення штифта по висоті. Зміна контактних напружень на передзамкових лопатках характеризується вираженим градієнтом по всіх опорних поверхнях.

У таблиці 5.2 подані результати розподілу контактних напружень по опорним поверхням лопаток у замковому з'єднанні різних варіантів розв'язку.

Таблиця 5.2

Лопатка	Апроксимація	1 пара		2 пара		3 пара	
		МΠа	%	МПа	%	МΠа	%
Передзамкова з нижнім штифтом	Білінійна	79	23	110	32	155	45
	Мультилінійна	85	24	98	28	170	48
Передзамкова з верхнім штифтом	Білінійна	80	18	175	39	190	43
	Мультилінійна	85	18	190	39	210	43
Робоча лопатка	Білінійна	100	28	110	31	150	41
	Мультилінійна	110	28	130	33	160	39

Розподіл контактних напружень по опорним поверхням

Наведені в таблиці 5.2 числові значення, спільно з результатами на рис. 5.4 дозволяють побачити картину розподілу контактних напружень по опорним поверхням лопаток у замковому з'єднанні при пластичному деформуванні. Крім того, наведені результати дозволяють виконати порівняльний аналіз варіантів розв'язку при використанні різних підходів до апроксимації кривих деформування. Бачимо, що отримані результати відрізняються незначно. Порівнюючи абсолютні значення контактних напружень ПО опорним поверхням, маємо максимальну відмінність 30 МПа для 3-ї пари опорних поверхонь передзамкової лопатки з верхнім розташуванням фіксуючого штифта. В середньому по майданчиках відмінність не перевищує 10 МПа. При цьому відсотковий розподіл зусиль відрізняється менш ніж на 5%. В тому і іншому випадку найбільш напруженою є 3-тя пара опорних поверхонь, найменш напруженою - 1-ша пара.

5.5 Висновки за розділом

Подані в даному розділі результати дозволили охарактеризувати ступінь релаксації і перерозподілу напружень в конструкції в порівнянні з результатами, отриманими раніше при розв'язанні задачі термопружності. Показано, що максимальний рівень залишкових пластичних деформацій, як і передбачалося, спостерігається у отворів в диску під установку штифтів, які фіксують замкову лопатку, і досягає близько 0,05 мм/мм.

Розв'язання задачі про напружено-деформований стан замкового з'єднання в даній постановці дозволило оцінити зміну характеру розподілу контактних напружень у з'єднанні. Отримані результати продемонстрували істотну відмінність за рівнем контактних напружень на опорних поверхнях робочих лопаток. Так, максимальне значення контактних напружень біля краю 3-ї опорної поверхні досягає близько 200 МПа, що, практично, в чотири рази вище від максимальних значень контактних напружень, отриманих раніше при розв'язанні задачі термопружності. При цьому середній рівень контактних напружень по опорних поверхнях також значно зріс і становить близько 80 МПа при 35 МПа в разі розв'язання задачі термопружності. Підвищення контактних напружень, ймовірно, пов'язано з перерозподілом навантажень в замковому з'єднанні внаслідок пластичного деформування його елементів.

Має місце істотне зниження еквівалентних напружень, отриманих при розв'язанні задачі термопружності, з рівня 2800 МПа до рівня 770 МПа. Перевищення рівня еквівалентних напружень деформованої частини диска в замковому з'єднанні по відношенню до границі текучості склало 300 МПа, а неможливість подальшого деформування, швидше за все, пов'язана з стисненістю деформацій розглянутої конструкції замкового з'єднання робочих лопаток. Це, ймовірно, надалі і стало причиною руйнування зазначеної області диска.

Подані в даному розділі результати розв'язання задачі напруженодеформованого стану з урахуванням пластичних деформацій на прикладі замкового з'єднання також дозволили розглянути можливість застосування методики розв'язання з використанням білінійної апроксимації. Порівняння результатів отриманих V вигляді розподілу пластичних деформацій, еквівалентних напружень і контактних напружень по опорним поверхням показало, що має місце незначна відмінність отриманих результатів. При цьому похибка результатів при використанні білінійної апроксимації не перевищує 5%. Це підтверджує придатність такого підходу до обробки кривих пластичного деформування для розв'язання подібного роду задач.

Отримані при розв'язанні даної задачі результати дозволили зробити висновки про неможливість повного перерозподілу напружень в замковому з'єднанні.

Основні результати Розділу 5 опубліковано у роботах [8], [9], [17], [20].

РОЗДІЛ 6 ОЦІНКА ПОВЗУЧОСТІ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК

6.1 Постановка задачі дослідження НДС замкового з'єднання

При тривалому навантаженні деталей турбін, експлуатація яких протікає при підвищених температурах, виникають незворотні деформації, в результаті чого напруження можуть змінюватися в часі. Це явище зміни в часі деформацій і напружень, що виникли при навантаженні, називають повзучістю.

У практиці експлуатації турбомашин відомо багато випадків, коли за рахунок повзучості деформації деталей досягали таких величин, при яких порушувалися умови нормальної експлуатації агрегатів. Так, наприклад, внаслідок повзучості диска 1-го ступеня ротора середнього тиску турбіни потужністю 500 МВт стався відрив частини обода диска з 6-ма лопатками [1].

Якщо руйнування деталі відбувається після закінчення значного проміжку часу після навантаження, то напруження і деформації в цей момент можуть сильно відрізнятися від їх значень при навантаженні. Тому при аналізі руйнування необхідно враховувати перерозподіл напружень за рахунок повзучості матеріалу.

В останні п'ятнадцять років відбувається інтенсивний розвиток числових методів аналізу напружено-деформованого стану твердих тіл в умовах повзучості. Накопичений в цій області досвід свідчить про те, що розв'язання задач повзучості пов'язано з великими труднощами в порівнянні з аналізом пружно-пластичної поведінки, оскільки визначальні рівняння повзучості є зазвичай більш складними.

Про складність аналітичного опису характеристик повзучості можна судити за класичним графічним зображенням зміни деформації повзучості з плином часу t (рис. 6.1), отриманого за результатами випробувань в умовах постійного навантаження σ і температури T.



Рис. 6.1. Характерний вид кривої повзучості

6.2. Розв'язання задачі НДС замкового з'єднання при повзучості за методом скінченних елементів

На сьогоднішній день одним з найбільш широко вживаних методів розв'язання крайових задач деформування є метод скінченних елементів [82]. Використання МСЕ здійснюється шляхом покрокового інтегрування рівнянь крайової задачі. Воно ускладнене високою нелінійністю одержуваних залежностей. Стабільність і точність МСЕ в цьому випадку істотно залежить від вибору часового кроку і методу інтегрування.

Як джерела інформації про опір повзучості матеріалів використовуються криві повзучості $\varepsilon = f(t, \sigma, T)$, отримані на гладких циліндричних зразках в умовах постійного розтягувального навантаження *P* та температури *T*.

У більшості програмних комплексів, що базуються на МСЕ, представлена можливість моделювання перших двох стадій повзучості (первинна і вторинна). Третя стадія зазвичай не піддається розв'язку та пов'язана з руйнуванням.

У даній роботі як модель для опису явищ повзучості обрана модифікована тимчасова модель зі зміцненням

$$\varepsilon_{cr} = f(t, \sigma, T, C_1, C_2, C_3, C_4),$$
(6.1)

де C_1, C_2, C_3, C_4 - коефіцієнти.

Модифікована тимчасова модель повзучості зі зміцненням належить до методів неявної повзучості і характеризується стійкістю, точністю і швидкістю вирішення.

6.3 Використання експериментальних кривих деформування матеріалів при повзучості

Перед використанням будь-якого рівняння необхідно визначати значення його коефіцієнтів для характеристики матеріалу, що використовується. Слід зазначити, що набір коефіцієнтів для всієї області експериментальних даних залежить не тільки від температури, але і від рівня напружень та тривалості випробування. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення двовимірної апроксимації. Така операція є можливою за допомогою математичного методу найменших квадратів [95], заснованого на мінімізації суми квадратів деяких функцій від шуканих змінних

$$f_i(x) = y_i, \quad i = 1...n,$$
 (6.2)

де $f_i(x)$ - деякі функції;

y_i - деякі відомі значення. Під відомим значенням будемо розуміти значення величини деформації повзучості з експериментальної кривої.

Отже, суть методу полягає в знаходженні таких значень x (в даному випадку коефіцієнтів C_1, C_2, C_3, C_4), при яких мінімізується сума квадратів відхилень e_i

$$\sum_{i} e_{i}^{2} = \sum_{i} (y_{i} - f_{i}(C_{1}, C_{2}, C_{3}, C_{4}))^{2} \to \min_{C_{1}, C_{2}, C_{3}, C_{4}}, i = 1...n,$$
(6.3)

де *n* – кількість точок на експериментальній кривій.

На рис. 6.2 подано результати апроксимації для матеріалів, що використовуються у замковому з'єднанні.



a)







B)



Рис. 6.2. Апроксимація експериментальних кривих для сталей $20X3MB\Phi$: а) при температурі 500 [°]C; б) при температурі 550 [°]C та 15X12BHM Φ : в) при температурі 500 [°]C; г) при температурі 550 [°]C.

6.4 Оцінка отриманих результатів числового дослідження

На рис. 6.3 подано результати по розрахунку напруженого стану замкового з'єднання лопаток 1-го ступеня РСТ т. К-500-240.

Показано, що з плином часу відбувається перерозподіл напружень в конструкції замкового з'єднання, зокрема грибка диска. Спостерігається поступовий перерозподіл напружень – з 300 МПа до 315,2 МПа.

Перерозподіл навантажень і напружень показано і зонами, де напруження перевищують границю повзучості. На момент часу $t=10000 \ c.$ – це одинична зона біля галтельного переходу верхньої опорної поверхні, де $\sigma_{y(max)} = 304,5 \ M\Pi a > [\sigma_{nn}]^{10^4} = 250 \ M\Pi a$. На момент часу $t=100000 \ c.$ – такі зони присутні у галтельних переходів усіх опорних поверхонь, а також в отворах під фіксуючі штифти, де $\sigma_{y(max)} = 315,2 \ M\Pi a > [\sigma_{nn}]^{10^5} = 120 \ M\Pi a$



σ> [σn] σ , MIIa 304.5 250 5 0 t=10000 ч. [σп]=250 МПа.





Рис. 6.3. Зміна еквівалентних напружень при повзучості в конструкції грибка диска 1-го ст. РСТ т. К-500-240.

Важливою частиною отриманих при розв'язанні задачі повзучості результатів є розподіл сумарних відносних деформацій (рис. 6.4).

Як показали розрахунки, процес повзучості матеріалу найбільш активно протікає в місцях радіусних переходів лопаток, диска, а також біля отворів під установку штифтів. Подані результати дають змогу відзначити, що найбільший приріст деформацій повзучості відбувся протягом перших 50 тис. годин. За перші 50 тис. год. значення деформації повзучості у радіусних переходів ε становить 4,1 %, що значно перевищує межі допустимих деформацій - близько 1%. Подальший приріст є незначним. Слід зазначити, що саме при напрацюванні 50 тис. годин і спостерігалось пошкодження конструкції замкового з'єднання при експлуатації.





Рис. 6.4. Розподіл сумарних відносних деформацій повзучості, мм/мм

В результаті розв'язання задачі встановлено, що вплив повзучості на напружено-деформований стан значним чином позначився на перерозподілі контактних напружень між елементами в замковому з'єднанні (рис. 6.5-6.7).

Отримані результати дозволили визначити моменти часу, протягом яких відбувалося ослаблення контакту і поява зон відриву на деяких поверхнях. Так, наприклад, можемо відзначити появу зони відриву на нижній опорній поверхні передзамкової лопатки з нижнім штифтом в момент часу 3650 год. після пуску. Крім того, слід відзначити той факт, що поява зони відриву на аналогічній поверхні передзамкової лопатки з верхнім штифтом має місце значно пізніше через 10400 год. після пуску. Така різниця в часі, в першу чергу пов'язана з різним рівнем деформування цих двох лопаток, що, в свою чергу, пов'язано з впливом розташування фіксуючих штифтів. Представлена структура контакту суттєво впливає не тільки на локальне розподілення деформацій та напружень на контактних поверхнях, а й на глобальну форму деформування елементів з'єднання в цілому.



Рис. 6.5. Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях передзамкової лопатки з верхнім штифтом, МПа



Рис. 6.6. Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях передзамкової лопатки з верхнім штифтом, МПа



Рис. 6.7. Розподіл контактних напружень по опорних поверхнях робочої лопатки, МПа

6.5 Висновки за розділом.

У розділі подано результати числового дослідження напруженодеформованого стану елементів парової турбіни К-500-240 при повзучості. Під час розгляду напруженого стану замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеня РСТ показано, що мають місце локальні зони напружень, величина яких за своїм чисельним значенням виявилася вище границі повзучості матеріалу ротора. Це, ймовірно, і стало причиною появи мікропорожнеч і мікротріщин, що і призвели до поломки турбіни з вильотом частини обода диска з лопатками.

Подані результати дають змогу відзначити, що найбільший приріст деформацій повзучості відбувся протягом перших 50 тис. годин. За перші 50 тис. год. значення деформації повзучості у радіусних переходів є становить 4,1 %, що значно перевищує межі допустимих деформацій - близько 1%. Подальший приріст є незначним. Слід зазначити, що саме при напрацюванні 50 тис. годин і спостерігалось пошкодження конструкції замкового з'єднання при експлуатації.

Подана в даному розділі технологія обробки та апроксимації експериментальних кривих повзучості дозволяє отримувати відсутні величини коефіцієнтів рівняння моделі повзучості.

Основні результати Розділу 6 опубліковано у роботах [5], [16], [18], [19].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі виконано оцінку напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеню середнього тиску турбіни К-500-240. Для досягнення поставленої мети запропоновано методику, що базується розрахунково-послідовному визначенні на напруженого, термонапруженого, пружно-пластичного станів та повзучості системи 3 використанням тривимірних моделей елементів замкового з'єднання та на порівнянні отриманих результатів з характеристиками міцності матеріалу елементів. Повнота розрахункової моделі верифікована порівнянням результатів оцінки пружного стану з наявними в літературі даними модельного експерименту та збіжністю результатів при зміні розмірів і кількості скінченних елементів моделі.

Отримані результати засвідчили значне підвищення напружень, викликане наявністю деформацій. температурних Визначено. ЩО появі значних температурних напружень сприяла не тільки наявність перепаду температури в з'єднанні, а головним чином відмінність коефіцієнтів лінійного температурного розширення його елементів. Зонами 3 найбільшими розтягувальними напруженнями визначено ділянки грибка диска біля отворів для штифтів, а також радіусних переходів опорних площадок хвостовиків лопаток.

Розв'язанням задачі про пружно-пластичний напружено-деформований стан замкового з'єднання установлено зміну характеру розподілу контактних напружень у з'єднанні в залежності від впливу різних факторів. Показано близькість результатів розв'язків з використанням мультилінійної та білінійної апроксимації кривих пружно-пластичного деформування матеріалу елементів з'єднання.

Отримані результати розв'язків з використанням моделі повзучості зі зміцненням дозволили відзначити перевищення граничного рівня деформацій повзучості після 50 тис. год. Після вказаного напрацювання спостерігалось пошкодження конструкції замкового з'єднання при експлуатації. Запропоновану в дисертаційній роботі методику оцінки міцності елементів замкового з'єднання робочих лопаток може бути використано при проектуванні нових конструкцій роторів парових турбін для підвищення надійності їх роботи.

Використання при проектуванні запропонованої методики виявлення зон з підвищеним рівнем напруженості сприяє запобіганню аварійних ситуацій при експлуатації турбін.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в практику проектування турбомашин згідно з НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари $P_0 = 260 \div 300$ ата і $T_0 = 600$ °C потужністю $600 \div 700$ MBT ".

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций: РД 153-34.1-17.424-2001. – М.: ОАО "ВТИ", 2002. – 82 с.

2. В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2012. №7. С. 70 - 75.

3. В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Проблемы машиностроения.* 2012. Т. 15, № 2. С. 31-36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.

4. Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины. *Проблемы машиностроения*. 2013. Т. 16, №3. С. 37-44.

5. Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2014. №12. С. 98—103.

6. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Thermostressed state of the lock joint of turbine rotor blades of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, vol. 22, no. 3. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036

7. Н. Н. Гришин, Б. Ф. Зайцев, И. А. Пальков, А. Г. Кантор, Ю. Г. Пащенко. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. Вестник *HTУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2019. №3. С. 66—75. DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.10 8. Palkov, I., & Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. Ядерна та радіаційна безпека. 2020. 4(88), 14-17. DOI:https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02 (Index SCOPUS)

9. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Stress-strain state of steam turbine lock joint under plastic deformation. Journal of Mechanical Engineering, 2020, vol. 23, no. 4. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.028

10. Пальков И.А. О расчетных исследованиях напряженнодеформированного состояния турбины со сверхкритическими параметрами пара. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 8–11 листопада 2010 р. С. 15.

11. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 85-річчю з дня народження академіка НАН України Рвачова Володимира Логвиновича. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 7–11 листопада 2011 р. С. 19.

12. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 80-річчю академіка НАН України А.М. Підгорного. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 листопада 2012 р. С. 16.

13. М.Г. Шульженко, В. Л. Швецов, И.А. Пальков. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС: тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2–5 жовтня 2012 р. С. 254–255.

14. Пальков І.А. Міцність замкового з'єднання групи робочих лопаток парової турбіни. 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15–17 травня 2013 р. С. 81 - 82.

15. Пальков И.А. Напряженное состояние замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 95-річному ювілею Національної академії наук України. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 11–13 листопада 2013 р. С. 12.

16. Пальков И.А. Ползучесть замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А.П Філіпова. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 14.

17. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: Тези доповідей I Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 10–14 вересня 2018 р. С. 44.

18. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины в условиях ползучести материала. Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання («УЕ-2019»): тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції, присвяченій 85-річчю АТ «Турбоатом». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Подгорного НАН України, 8–10 жовтня 2019 р. С. 1.

19. Пальков И. А., Пальков С.А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Тезисы докладов XII Международных молодежных научно-технических чтений им. А.Ф. Можайского, г. Запорожье: АО «Мотор Сич», 20–23 мая 2019 р. С. 29-30.

20. О. П. Усатий, М. М. Гришин, І. А. Пальков. Ротори парових турбін виробництва АТ «Турбоатом». Енергетичні та теплотехнічні процеси й

устаткування: тези доповідей XV Міжнародної науково-технічної конференції. Харків: НТУ «ХПІ», 25-26 квітня 2019. С. 19–20.

21. Пальков И.А. Напряженно-деформированное состояние замкового соединения рабочих лопаток в условиях пластического деформирования. Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей ІІ міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 жовтня 2020 р. С. 103-105.

22. Малинин Н. Н. Прочность турбомашин / Н. Н. Малинин. М.: Машгиз, 1962. 291 с.

23. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. М.; К: ГНТИ машиностроит. лит – ры, 1962. 568 с.

24. Жирицкий Г. С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / Г. С. Жирицкий, В. А. Стрункин. М.: Машиностроение, 1968. 520 с.

25. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / под ред.А. Н. Подгорного. К: Наукова думка, 1978. 276 с.

26. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.

Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер,Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

28. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: учеб. [для вузов]
/ А. Г. Костюк. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 476
с.

29. Грубин А. Н. Расчет на прочность елочного замка лопаток турбомашин / А. Н. Грубин. Л.: Машиностроение, 1970. 184 с.

30. Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н., Марченко Г. А. Приближенный метод расчета замковых соединений лопаток турбомашин. Пробл. Машиностроения, 1978, №6, с. 52-55.

31. Подгорный А. Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач. К.: Наукова думка, 1989. 232 с.

32. Кострикін В. О. Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін / В. О. Кострикін, В. П. Сухінін, О. Л. Шубенко. Харків: ЧП «КиК», 2006. 136 с.

33. Лейкин А. С. Об общей неравномерности распределения напряжений в замках лопаток турбомашин в связи с влиянием профиля лопатки / А. С. Лейкин / / Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1960. №4. С. 149-153.

34. Лейкин А. С. Распределение усилий при изгибе елочных замков турбомашин. Вестн. Машиностроения, 1964, №1, с. 22-31.

35. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М.: Машиностроение, 1968. 372 с.

36. Нигин А. А. Определение напряжений в елочном замке. Изв. Вузов. Машиностроение, 1972, №11, с. 38-44.

37. Угодчиков А. Г., Кузнецов А. М., Бунькова Н. С. Определение напряженного состояния в замковых соединениях типа «елочка» дисков турбин и компрессоров. Машиноведение, 1972, №2, с. 50-51.

38. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. М.: Наука, 1981. 410 с.

39. Chan S. K., Tuba I. S. Finite element method for contact problems of solid bodies. Intern. I. Mech. SCI, 1971, vol. 13, p. 615 – 625.

40. Нигин А. А. расчет елочного замка. Изв. Вузов. Машиностроение, 1972, 1972, №2, с. 17-21.

41. Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н. Исследование напряженнодеформированного состояния замковых соединений лопаток турбомашин методом конечных элементов. Пробл. Прочности, 1982, №8, с. 37-40.

42. Воробьев Ю. С. Расчет рассеяния энергии при циклическом нагружении замковых соединений лопаток турбомашин / Ю. С. Воробьев,

С. П. Канило, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко. Удосконалювання турбоустановок методами мат. і фіз. моделювання: Зб. Наук. праць. Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2003. т.2. с. 631 – 635.

43. C. Воробьев Ю. Статическая прочность И динамическая аппарататурбины турбокомпрессора лопаточного / Ю. C. Воробьев, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко, В. А. Потатин. Вестник двигателестроения. 2008. №3. c. 86 – 89.

44. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 220 с.

45. Сухинин В. П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин // Пробл. Машиностроения, 2005. 8, №1. с. 38-46.

46. Бунькова Н. С. Исследование зависимости напряженного состояния дисков с замковыми выступами типа «ласточкин хвост» от вида контактной нагрузки. Машиноведение, 1976, №3, с. 53-60.

47. Parsons B., Wilson E. A method for determination the surface contact stresses resulting from interference fits // J. Eng. Industry Trans. ASME. 1970. 4. P. 208 - 218.

48. Wright G. P., Connor J. J. Finite element analysis of alterming axial loading of an elastic plate pressed between two elastic rectangular bloks with finite friction // Int. J. Eng. Sci. 1971. 9. P. 325 – 338.

49. Дувидзон И. А., Уманский С. Э. К вопросу о решении контактных задач теории упругости и пластичности // Пробл. Прочности. 1982. №1. с. 50 – 54.

50. Michalowski R., Mros Z. Associated and nonassociated studing rules in contact friction problems // Arch. Mech. stosow. 1976. N 3. P. 259 – 276.

51. Fridriksson B. Finite elements solutions of surface nonlinearities in structural mechanics with special emphasis to contact and fracture mechanics problems // Comput. And Struct. 1976. P. 281 - 290.

52. Fridriksson B., Rejdholm G., Sjoblom P. Variational inegualities in structural mechanice with emphasis on contact problems // Finite elements in non linear mechanics. 1978. 2. P. 863 – 864.

53. Кузьменко А. Г. Механика контактной среды при наличии ползучести и износа и метод конечного элемента. Брянск. 1980. 42 с. Деп. в ВИНИТИ 18.07.80, № 3184 30.

54. Кузьменко А. Г. Основные уравнения теории упругости и пластичности и метод конечного элемента. Тула: Изд – во Тульского политехн. Ин-та, 1980. 100 с.

55. Кузьменко В. И. О контактных задачах теории пластичности при сложном нагружении // Прикл. математика и механика. 1984. 48, №3. с. 473 – 481.

56. Кузьменко В. И. О контактном взаимодействии систем тел в условиях ползучести материала // Прикл. механика. 1986. 22, №10. с. 81 – 86.

57. Исследование напряженно-деформированного состояния плоских и осесимметричных элементов турбомашин. Разработка методики и программы расчета трехопорного хвостового соединения в рамках плоской задачи. Отчет / Отв. исп. П. П. Гонтаровский, г. р. № 77059221, Ин-т пробл. Машиностроения АН УССР, Харьков, 1979. 92 с.

58. Подгорный А. Н., Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н. Метод конечных элементов в контактных задачах термоупругости и термопластичности. – Харьков, 1982. – 56 с. (Препринт / АН УССР. Ин-т пробл. машиностроения: № 176).

59. Wahl A. M., Creep tests of rotating disks at elevated temperature and comparison with theory, «JAM», vol. 76, 1954, p. 225 – 235.

60. Wahl A. M., Analysis of creep in rotating disks based on the Tresca criterion and Associated flow rule. «JAM», vol. 23, №2, 1954, p. 231 – 238.

61. Супоницкий Н. З. Определение прогиба зуба хвостового соединения турбинных лопаток елочного типа в упругопластической области. – Энергомашиностроение, 1963, №3, с. 16 – 20.

62. Соколов Б. П., Мустафин Ч. Г. О расчете многозубых хвостовых соединений, работающих при высоких температурах. –
Энергомашиностроение. 1960, №4, с. 18 – 20.

63. Работнов Ю. Н., Рабинович В. П., О прочности дисков в условиях ползучести. «Известия АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение», 1959, №4, стр. 93-100.

64. Рабинович В. П. Экспериментальные исследования прочности дисков, работающих в условиях ползучести при постоянной температуре. «Экспериментальные прочностные исследования турбинных дисков». Труды ЦНИИТМАШ, №12, М., изд. ОНТИ ЦНИИТМАШ, 1960, стр. 25-45.

65. Бреславский Д. В. Расчеты динамической ползучести и повреждаемости элементов конструкций из анизотропных материалов / Д. В. Бреславский, В. А. Метелев, О. К. Морачковский, О. А. Татаринова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 58 (1031). – С. 23-31.

66. Breslavsky D. A new model of nonlinear dynamic creep / D. Breslavsky,
O. Morachkovsky // IUTAM Symposium on Anisotropy, Inhomogenity and
Nonlinearity in Solid Mechanics. – Dordrecht, Kluwer Academic Publishers, 1995. –
PP. 161-166.

67. Шульженко Н. Г. Задачи термопрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев. Saarbrucken, Germany:LAP LAMBERT Akademic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 370 с.

68. Ковалев И. А. Проблема прогибов роторов паровых турбин и пути ее решения / И. А. Ковалев, Л. А. Хоменюк, Д. В. Елькин // Теплоэнергетика. 2003. №2. с. 64-67.

69. Шульженко Н. Г. Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В.

Протасова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Динаміка і міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. - №20. с. 151-160.

70. Исследование длительной прочности ободов дисков парових турбин / Ч. Г. Мустафин, В. В. Некрасов, П. Е. Тхор, И. И. Гольдберб // Теплоэнергетика. 1981. №11. С. 23-26.

71. Мустафин Ч. Г. Оценка длительной прочности элементов роторов парових турбин / Ч. Г. Мустафин // Теплоэнергетика. 1998. №3. С. 56-60.

72. Сумпов В. С. Влияние зазоров на распределение напряжений в многоопорном хвостовике турбинной лопатки. Динамика и прочность машин, 1965, вып. 2, с. 130-137.

73. Гусев Ю. А. Высокотемпературная тензометрия / Харьков "ХАИ" 2020 168 с.

74. Гусев Ю. А. Параметрическая идентификация и оптимизация высокотемпературных тензорезисторов / Авіаційно-космічна техніка і технологія 8 (168), Харків "ХАІ", 2020 с. 91-99.

75. Гусев Ю. А.Высокотемпературный пленочный тензорезистор / Авиационно-космическая техника и технология. 2017 №9 (144) с. 23-37.

76. Отчет о тензометрических испытаниях моделей замкового соединения рабочих лопаток 2-3 ступени ЦСД турбины К-500-240. Отчет ХТГЗ, Д-2440, Харьков, 1965, с. 97.

77. Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей турбин методом голографии и фотоупругости. Отчет ХИЭИ. Харьков, 1981 г.

78. Фрохт М. М. Фотоупругость, т. 2, М., Л., ОГИЗ, 1950.

79. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения поляризационно-оптическим методом. Отчет ХТГЗ, Д-4252, Харьков, 1988, с. 39.

80. Сумцов В. С. Исследование распределения напряжений в соединениях. Поляризационно-оптический метод исследования напряжений.

Труды 5-й Всесоюзной конференции 23-27 июня 1964 г. Из-во Ленинградского университета, 1966.

81. Махутов Н. А. Прочность конструкций при малоцикловом нагружении / Н. А. Махутов. М.: Наука, 1983. 272 с.

82. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич.- М.: Мир, 1975. 541 с.

83. О тензометрических испытаниях моделей замкового соединения рабочих лопаток 2-3 ступени ЦСД турбины К-500-240. Руководитель Меллерович Г. М.; Инв. № Д-1561. Харьков, 1962. 156 с.

84. Бандин О. Л. Тензорезисторный метод в испытаниях инженерных конструкций / О. Л. Бандин. М.: МГУ, 2010. 326 с.

85. Иванов В. Н. Вариационные принципы и методы решения задач теории упругости: Учеб. пособие / В. Н. Иванов. М.: Изд-во Рос. Ун-та дружбы народов, 2004. 176 с.

86. Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий / В.М. Александров, М.И. Чебаков. М.: Ростов-на-Дону: ООО «ЦВВР», 2007 г. 116 с.

87. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении: справочник. Исполнители: Либерман Л.Я, ПейсихисМ.И.; т. 1-3. Л.: НПО ЦКТИ, 1966. 212 с.

88. Загорулько А.В. Програмний комплекс ANSYS в инженерних задачах: учебное пособие. Сумы: СумДУ, 2008. 201 с.

89. Нормырасчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84-Л. Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 19 с.

90. Решение прикладных контактных задач методом конечных элементов: Препринт /Подгорный А. Н., Марченко Г. А., Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н., Харьков: ИПМаш АН УССР, 1984. 64 с.

91. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: 2-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

92. Каминский А. А., Бастун В. Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. Киев: Наук. думка, 1985. 168 с.

93. Зубчанинов В. Г. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высш. шк., 1990. 368 с.

94. Thompson, M. K. & Thompson, J. M. (2017). ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis. Elsevier, 803 p.

95. Сизиков В. С. Устойчивые методы обработки результатов измерений. Санкт-Петербург: Специальная литература, 1999. 240 с.

96. Исследование напряженного-состояния крупногабаритных хвостов рабочих лопаток методом фотоупругости. Научно-технический отчет, ХИИТ, Харьков, 1975, 320 с.

97. Экспериментальное исследование концентрации напряжений в зоне бандажних отверстий при кручении лопаток К-750-65/3000. Научнотехнический отчет, ХИИТ, Харьков, 1979, 123 с.

98. Хаимова-Малькова Р. И. Методика исследования напряжений поляризационно-оптическим методом. Издательство «Наука», 1970, С. 12-81.

99. Еременко С. Ю. Метод конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1991. 272 с.

100. Коваленко А. Д. Основы термоупругости. Киев: Изд-во «Наукова думка», 1970. – 308 с.

101. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. М.: Изд-во «Наука», 1980. – 512 с.

102. Фридман В. М., Чернина В. С. Итерационный процесс для решения конечномерной контактной задачи // Высш. Математика и маь физика. – 1967. – 7, №1. – с. 160-163.

103. Фридман В. М., Чернина В. С. Решение задачи о контакте упругих тел итерационным методом // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1967. – №1. – с. 116-120. 104. Шарифи П., Йетс Д. Нелинейный аналіз термоупругопластического состояния и ползучести методом конечних элементов // Ракет. техника и космонавтика. – 1974. – 12, №9. – с. 56-63.

105. Шлыков Ю. П., Ганин Б. А., Царевский С. Н., Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 328 с.

додатки

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2012. №7. С. 70 - 75.

2. В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Проблемы машиностроения.* 2012. Т. 15, № 2. С. 31-36. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.

3. Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины. *Проблемы машиностроения*. 2013. Т. 16, №3. С. 37-44.

4. Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2014. №12. С. 98—103.

5. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Thermostressed state of the lock joint of turbine rotor blades of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, vol. 22, no. 3. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036

6. Н. Н. Гришин, Б. Ф. Зайцев, И. А. Пальков, А. Г. Кантор, Ю. Г. Пащенко. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. *Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»*. Сб. научн. трудов. Х.: НТУ «ХПИ», 2019. №3. С. 66—75. DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.10

7. Palkov, I., & Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2020.

4(88), 14-17. DOI:https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02 (Index SCOPUS)

8. Ihor A. Palkov, Mykola H. Shulzhenko. Stress-strain state of steam turbine lock joint under plastic deformation. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, vol. 23, no. 4. DOI: https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.028

9. Пальков И.А. О расчетных исследованиях напряженнодеформированного состояния турбины со сверхкритическими параметрами пара. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 8–11 листопада 2010 р. С. 15.

10. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 85-річчю з дня народження академіка НАН України Рвачова Володимира Логвиновича. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 7–11 листопада 2011 р. С. 19.

11. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 80-річчю академіка НАН України А.М. Підгорного.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 5–8 листопада 2012 р. С. 16.

12. М.Г. Шульженко, В. Л. Швецов, И.А. Пальков. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання AEC: тези доповідей міжнародної науковотехнічної конференції.* – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2–5 жовтня 2012 р. С. 254–255.

13. Пальков І.А. Міцність замкового з'єднання групи робочих лопаток парової турбіни. *11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей.* – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 15–17 травня 2013 р. С. 81 - 82.

14. Пальков И.А. Напряженное состояние замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 95-річному

ювілею Національної академії наук України. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 11–13 листопада 2013 р. С. 12.

15. Пальков И.А. Ползучесть замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Сучасні проблеми машинобудування: тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів, присвяченій 115-річчю з дня народження НАН України А.П Філіпова.* Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 17–20 листопада 2014 р. С. 14.

16. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы робочих лопаток паровой турбины. *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: Тези доповідей I Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 10–14 вересня 2018 р. С. 44.

17. Пальков И.А. Прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины в условиях ползучести материала. Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання («УЕ-2019»): тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції, присвяченій 85-річчю АТ «Турбоатом». Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Подгорного НАН України, 8–10 жовтня 2019 р. С. 1.

18. Пальков И. А., Пальков С.А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины. *Тезисы докладов XII Международных молодежных научно-технических чтений им. А.Ф. Можайского*, г. Запорожье: АО «Мотор Сич», 20–23 мая 2019 р. С. 29-30.

19. О. П. Усатий, М. М. Гришин, І. А. Пальков. Ротори парових турбін виробництва АТ «Турбоатом». *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: тези доповідей XV Міжнародної науково-технічної конференції*. Харків: НТУ «ХПІ», 25-26 квітня 2019. С. 19–20.

20. Пальков И.А. Напряженно-деформированное состояние замкового соединения рабочих лопаток в условиях пластического деформирования. Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей ІІ міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А.М.

Підгорного НАН України, 5–8 жовтня 2020 р. С. 103-105.
Додаток Б

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію на:

- Щорічній конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2010 р.), доповідь;

- Щорічній конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2011 р.), доповідь;

- Щорічній конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2012 р.), доповідь;

- Міжнародній науково-технічній конференції "Конструктивна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС" Ресурс-2012 "(м. Київ, 2012 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2012 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування" ХПІ (м. Харків, 2012 р.);

- 11-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.);

- Щорічній конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2014 р.), доповідь;

- Міжнародній конференції "Низьковуглецева електроенергетика: тренди, проблеми та перспективи" (м. Київ, 2017 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2017 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції "Динаміка, міцність и моделювання в машинобудуванні" (м. Харків, 2018 р.);

- XIV міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених та спеціалістів ХФТІ НАН України (м. Харків, 2018 г.);

- XII молодіжних науково-технічних читаннях ім. А. Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2019 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та прогресивна освіта» (м. Херсон, 2019 р.).

- Міжнародній науково-технічній конференції "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування" ХПІ (м. Харків, 2019 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції "Динаміка, міцність и моделювання в машинобудуванні" (м. Харків, 2020 р.).

Додаток В

АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



пр. Московський 199, м. Харків, 61037, Україна тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54 факс: + 38 (057) 349-21-71, 349-21-95, 349-20-62 e-mail: office@turboatom.com.ua, www.turboatom.com.ua від/dtd *D3. D3. dD21* № *D2 – 112*

на/ref №

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

ЗАТВЕРДЖУЮ



Акт

про впровадження результатів дисертаційної роботи Палькова Ігоря Андрійовича

«Термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток парової турбіни»

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Палькова Ігоря Андрійовича «Термоміцність замкового з'єднання робочих лопаток парової турбіни», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 «Динаміка та міцність машин» використовуються в АТ «Турбоатом» при створенні турбін нового покоління потужністю 500 – 600 МВт, що дозволило підвищити показники надійності і ефективності експлуатації цих турбін в цілому.

3 повагою, Головний конструктор паровых турбин, канд. техн. наук

Alland

В.Л. Швецов