

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Пальков Сергій Андрійович

УДК 621. 125

ДИСЕРТАЦІЯ
УДОСКОНАЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ КОРПУСІВ ПАРОВИХ ТУРБІН
СЕРІЇ К-500-240 ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ТЕРМОМІЩІСТНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК

05.05.16 – Турбомашини та турбоустановки

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



С. А. Пальков

Науковий керівник
Костіков Андрій Олегович,
доктор технічних наук, доцент,
член-кореспондент НАН України

Харків - 2021

АНОТАЦІЯ

Пальков С. А. Удосконалення внутрішніх корпусів парових турбін серії К-500-240 шляхом підвищення їх термоміцнісних характеристик. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки» (142 – енергетичне машинобудування) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2021.

Дисертація присвячена дослідженню напружено-деформованого стану (НДС) високонапруженого внутрішнього корпусу с фланцем горизонтального роз'єму циліндра високого тиску (ЦВТ) парової турбіни серії К-500-240, що працюють при високих параметрах пари та вдосконаленню корпусів турбін вказаної серії шляхом підвищення їх термоміцнісних характеристик.

Для досягнення цієї мети розглянуто вплив максимальної кількості діючих факторів, а саме: силових та температурних навантажень, деформацій пластичності і повзучості та термоконтактної взаємодії фланців, визначено ступінь впливу різних чинників на термонапружений стан корпусу. Дослідження поставленої задачі виконується за допомогою розрахунково - експериментальних методів об'ємного НДС на основі положень теорій пружності, термопружності, контактної взаємодії, пластичності, повзучості, методу тензометрування і програмних комплексів на базі методу скінченних елементів (МСЕ).

Роботу виконано з метою удосконалення методики тривимірних розрахунків пружного НДС корпусу за допомогою МСЕ з урахуванням контактної взаємодії елементів конструкції та її верифікації на тестовій фізичній тензометричній моделі вузла ущільнення трубопроводу.

Чисельним методом поставлену задачу реалізовано за допомогою методики, в основі математичної моделі якої лежать трьохвимірні рівняння

НДС. Поставлена крайова контактна задача про НДС вузла ущільнення трубопровода вирізняється наявністю додаткових граничних умов і обмежень на поверхні контакту, які накладаються на напруження та переміщення в тілах, що контактують на цій поверхні. Для розв'язання такої задачі за допомогою МСЕ створено скінчено-елементну модель, використовуючи для просторових тіл двадцятивузлові тривимірні гексагональні скінчені елементи (СЕ), а для контактуючих поверхонь восьмивузлові контактні СЕ, які враховують контакт і ковзання між «цільовими» поверхнями та поверхнею що деформується. В зонах контакту, головним чином що впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру СЕ, що підвищує точність розрахунку. З огляду на необхідність оперативного вирішення задач, що виникають в ході виробництва і експлуатації енергетичного обладнання, для розв'язання прийнятий метод штрафних функцій (МШФ). Запропонована СЕ-модель реалізована в пакеті ANSYS. Для доведення адекватності запропонованої моделі та методики було проведено співставлення розрахункових результатів з результатами експериментального дослідження НДС на фізичній моделі вузла ущільнення трубопровода. Експериментальне дослідження напруженого стану вузла ущільнення трубопровода виконувалося методом тензометрирования на моделі, виконаній з органічного скла в масштабі 1:2.5 з дотриманням повної геометричної подібності. Запропоновано методику визначення залежності між зусиллям затяжки шпильок і величиною контактного тиску, яка заснована на тому що сума проекцій на вертикальну вісь елементарних сил, що викликаються контактним тиском і діючих на трубу, дорівнює сумарній величині зусилля затяжки шпильок. Зіставлення результатів фізичного експерименту і чисельного розрахунку вузла ущільнення трубопровода показало, що величини прогину, як і величини осьових і окружних напружень розтягнення і згинання, в досліджуваних перерізах мають дуже гарний збіг, що підтверджує адекватність запропонованого підходу до

розв'язання контактної задачі і знаходження НДС технічних конструкцій, що складаються з конструктивних елементів складної форми.

З метою оцінки впливу ряду факторів, що визначають особливість напруженого стану корпусу, які не можна встановити на основі застосовуваних раніше моделей через їх неповноту, наближеність формувань граничних умов та використання фізико-механічних властивостей матеріалів у роботі, за різними методиками, в пружній постановці, без врахування впливу температурних напружень і деформацій проведено уточнене розрахункове дослідження НДС внутрішнього корпусу ЦВД, що має складну просторову форму та експлуатується в умовах складного силового та теплового навантажень. З огляду на те, що даний корпус знаходиться в умовах складного напруженого стану, оцінка його міцності здійснювалася на підставі аналізу головних напружень по теорії граничного стану Мізеса–Генки, також відомої як теорія енергії формозміни або четверта теорія міцності. При цьому встановлено, що напружений стан внутрішнього корпусу є тривимірним і спостерігається складна деформаційна картина, внаслідок чого результати розрахунку НДС по двовимірним моделям можуть бути достовірними лише на деякому віддаленні від зони перетину торцевої частини корпусу з патрубками і фланцями. При цьому зони підвищених розрахункових напружень по тривимірним моделям відповідають місцям концентрації дефектів, які виявлялися при експлуатації турбін, що побічно вказує на причину появи цих дефектів.

Проведено дослідження контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин внутрішнього корпусу турбіни К-500-240-2 в пружній постановці з врахування впливу обнизки. Під час експлуатації даних турбін спостерігалися випадки втрати щільності фланцевого з'єднання, що тягло за собою «пропарювання» з втратою економічності. Для порівняння отриманих розрахункових результатів з результатами, одержуваними по застосовуваних раніше методиками для проектування фланцевих з'єднань горизонтальних роз'ємів корпусів, які регламентовані нормативними документами, оцінка контактної тиску також виконана згідно ОСТ 108.021.110 - 84. З метою аналізу контактної взаємодії фланців при впливі процесів знеміцнення при високих

температурах, розрахунки виконано при різних зусиллях зтяжки згідно ГОСТ 20700-75 – зусиллях, які відповідають початковій зтяжці 300 МПа та зміненим в процесі релаксації напружень в кріпленні – 240 МПа та 180 МПа в кінці міжремонтного періоду. Результати розв'язання задачі контактної взаємодії фланців корпусу показали, що тиск на ущільнюючій поверхні внутрішнього корпусу, отриманий за двома методиками відрізняються, при цьому значення тиску отримані відповідно до методики викладеної в ОСТ 108.021.110-84 перевищують ті, що отримані за допомогою запропонованої розрахункової методики на базі МСЕ. Так, відповідно до ОСТ 108.021.110-84, величина контактного тиску максимальна, що не відповідає дійсності досвіду експлуатації турбін К - 500 - 240-2, а по МСЕ - мінімальна.

Проведено аналіз НДС внутрішнього корпусу з урахуванням температурних і пластичних деформацій та термоконтактної взаємодії фланців корпусу. Виконано оцінку міцності і деформації корпусу турбіни при температурних впливах в термопружній та термопластичних постановках. Для можливості врахування змін навантаження від кріплення в процесі спільної деформації кріплення і корпусу, запропоновано підхід, який дозволяє напруження початкової зтяжки шпильок моделювати шляхом завдання фіктивного зміни (зменшення) коефіцієнта лінійного розширення шпильки, заданої як окреме тіло в розрахунковій схемі, що дозволило більш точно врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень. Величина зазначеної зміни коефіцієнта лінійного розширення визначена із залежності між напруженням початкової зтяжки в шпильці і необхідним для його створення видовженням, реалізованим в розрахунковій схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу. Запропонована методика розв'язання термоконтактної базується на застосуванні МСЕ і моделі контактного шару, що дозволяє враховувати залежність термічної провідності контакту від контактного тиску з урахуванням теплообміну. Результати розв'язання задачі термопластичного НДС корпусу дозволили охарактеризувати ступінь релаксації і

перерозподілу напружень в конструкції в порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні задачі термопружності.

Проведено аналіз НДС внутрішнього корпусу за запропонованою раніше методикою термоконтактної взаємодії фланців корпусу з додатковим урахуванням деформацій повзучості. При цьому використовувалася явна схема Ейлера. Повзучість корпусу обчислювалася з використанням модифікованої часової моделі неявної повзучості зі зміцненням. Отримані результати дозволили оцінити кінетику і загальний рівень деформації повзучості і релаксації напружень на номінальному режимі роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год., а також встановити перелік небезпечних зон конструкції корпусу, в яких можлива поява і розвиток ушкоджень. Детальний аналіз кінетики релаксації залишкових напружень в корпусі показав, що процес релаксації значно залежить від величини концентрації напружень. Аналіз розподілу контактного тиску, отриманого в ході розв'язання термоконтактної задачі у зазначеній постановці, показав, що з часом щільність ущільнювальної поверхні фланців корпусу знижується, що в підсумку призведе до «пропарювання» фланців. Проведені дослідження показали, що при аналізі НДС відповідальних елементів конструкцій об'єктів енергомашинобудування схильних інтенсивним нестационарним термомеханічним впливам необхідно враховувати деформацію повзучості.

На основі отриманих результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки запобігання негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр високого тиску, фланцеве з'єднання, внутрішній корпус, деформації повзучості, фізична модель, контактна взаємодія, контактний тиск, метод скінченних елементів.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2012. №7. С. 70 – 75.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 31 – 36. Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.
3. Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ С РУ СВБР-100 / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №11. С. 5 – 15.
4. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №12. С. 98 – 103.
5. Serhii A. Palkov., Mykola H. Shulzhenko. Elastic stress strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines // Journal of Mechanical Engineering. 2019.vol. 22, no. 4. P. 32–40.
6. Palkov, I.;Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. // Ядерна та радіаційна безпека. 2020. no. 4(88). P. 14–17.
7. Andrii O. Kostikov, Serhii A. Palkov. Contact deformation of the pipeline sealing unit // Journal of Mechanical Engineering. 2020.Vol. 23, no. 4. P. 52–60.
DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052>
8. Пальков С. А. О расчетах прочности охлаждаемой лопатки газовой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

9. Пальков С. А. Прочность фланцевого соединения внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

10. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды международной научно-технической конференции. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 24 – 28 сентября 2012 г. Электрон. опт. диск (CD-ROM); цв., 12 см. Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.

11. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 17.

12. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / М. Г. Шульженко, В. Л. Швецов, С. А. Пальков // 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. 252 – 253.

13. Пальков С. А. Міцність внутрішнього корпусу парової турбіни / С. Пальков // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 15 – 17 травня 2013 р. С. 82.

14. Пальков С. А. Напряженное состояние внутреннего корпуса паровой

турбіни / С. А. Пальков // 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. 13.

15. Пальков С. А. Ползучість внутрішнього корпусу парової турбіни / С. А. Пальков // 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. 15.

16. Пальков С. А. Расчетная оценка напряжений в статорных элементах цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // 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. Підгорного НАН України, 8 – 10 жовтня 2019 р. С. 2.

17. Пальков С. А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины / И. А. Пальков, С. А. Пальков // 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.

18. Пальков С. А. Исследование контактной задачи на модели узла уплотнения трубопровода / С. А. Пальков // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5 – 8 жовтня 2020 р. С. 106.

ABSTRACT

Palkov S. A. The improvement of the inner casing of steam turbines of the K-500-240 series by increasing their heat-resistant characteristics. – The qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences (a Doctor of philosophy) on the specialty 05.05.16 – “Turbomachines and turbine plants” (142 – power machine building) - Institute of Mechanical Engineering Problems named after A. Pidgorny National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the research of the stress-strain state (SSS) of the high-voltage inner case with a flange of a horizontal joint of the high pressure cylinder (HPC) of a steam turbine of the K-500-240 series working at the high parameters of steam and to the improvement of the turbines cases of the specified series by increasing their heat-resistant characteristics.

To achieve this goal, the influence of the maximum number of the active factors has been considered, namely: the force and temperature loads, deformations of plasticity and creep and thermal contact interaction of flanges, there has been determined the degree of influence of the various factors on the thermal stress state of the case. The study of this problem is performed using the experiment-calculated methods of the volumetric SSS based on the provisions of the theories of elasticity, thermal elasticity, contact interaction, ductility, creep, strain-gauging method and software packages based on the finite element method (FEM).

The work has been performed in order to improve the method of the three-dimensional calculations of the elastic SSS of a case with the help of FEM method, taking into account the contact interaction of the structural elements and its verification on a test physical strain gauge model of the pipeline sealing assembly.

The problem has been realized by the numerical method using a technique which mathematical model is based on the three-dimensional SSS equations. The posed boundary contact problem about the SSS of the pipeline sealing assembly is

characterized by presence of the additional boundary conditions and restrictions on the contact surface, which are imposed on the stresses and displacements in the bodies in contact on this surface. To solve this problem with the help of FEM method there has been created a finite element model, using for the spatial bodies twenty-node three-dimensional hexagonal finite elements (FE), and for the contact surfaces eight-node contact SE, which take into account the contact and slip between the "target" surfaces and the deforming surface. In the contact zones, mainly affecting the transmission of the forces between the interacting elements, there is a thickening of the grid with a decrease in the size of the FE, which increases the accuracy of the calculation. Considering the need for the prompt resolution of the problems arising during the production and operation of the power equipment for solving there has been adopted the method of the penalty functions (MPF). The proposed CE model is implemented in the ANSYS package. To prove the adequacy of the proposed model and methodology, the calculation results were compared with the results of the experimental study of SSS on the physical model of the pipeline sealing assembly. The proposed FE-model is implemented in the ANSYS package. To prove the adequacy of the proposed model and methodology, the calculation results were compared with the results of the experimental study of SSS on the physical model of the pipeline sealing unit. The experimental study of the stress state of the pipeline sealing assembly has been performed by the strain gaging method on a model made of organic glass on a scale of 1: 2.5 maintaining the full geometric similarity. A method for determining the relationship between the tightening force of the studs and the value of the contact pressure, which is based on the fact that the sum of projections on the vertical axis of the elementary forces caused by the contact pressure and acting on the pipe is equal to the total value of the tightening force of the studs has been proposed. The comparison of the results of the physical experiment and numerical calculation of the node of the pipeline seal showed that the values of the deflection as well as the values of the axial and circumferential tensile and flexural stresses in the studied sections have a very good match, which confirms the adequacy of the

proposed approach to solving the contact problem and finding the SSS of the technical structures consisting of the structural elements of complex shape.

In order to assess the impact of a number of factors that determine the stress state of the case, which cannot be established on the basis of previously used models due to their incompleteness, the proximity of the boundary conditions formation and the use of the physical and mechanical properties of the materials in the work by the different methods in the elastic setting without taking into account the influence of the temperature stresses and deformations, there has been performed the updated calculation study of the inner case SSS of HPC, which has a complex spatial shape and is operated in conditions of the complex power and thermal loads. Considering that this case is in a complex stress state, its strength was estimated on the basis of the analysis of the principal stresses according to the Mises – Genka limit state theory, also known as the theory of the deformation energy or the fourth theory of the strength. It has been established that the stress state of the inner case is three-dimensional and there is a complex deformation pattern, as a result of which the results of the SSS calculation on two-dimensional models can be reliable only at some distance from zones of intersection of the end part of the case with the branch pipes and flanges. In this case, the zones of high design stresses on the three-dimensional models correspond to the places of concentration of defects that were detected during the operation of the turbines, which indirectly indicates the cause of these defects.

There has been performed the study of the contact interaction of flanges of the upper and lower halves of the inner case of K-500-240-2 turbine in the elastic setting, taking into account the influence of the lowering. During the operation of these turbines, there were cases of loss of density of the flange connection, which entailed "steaming" with loss of the efficiency. To compare the obtained calculation results with the results obtained by previously used methods for the design of flange connections of horizontal joints of the cases, which are regulated by the normative documents, the assessment of the contact pressure has been also performed according to OST 108.021.110 - 84. In order to analyze the contact

interaction of the flanges under the influence of the softening processes at the high temperatures, the calculations have been performed at the different tightening forces according to GOST 20700-75 - forces corresponding to the initial tightening of 300 MPa and changed during the relaxation of the fastening stresses - 240 MPa and 180 MPa at the end maintenance period. The results of solving the problem of the contact interaction of the flanges of the case showed that the pressure on the sealing surface of the inner case obtained by the two methods differ, while the pressure values obtained according to the method described in OST 108.021.110-84 exceed those obtained by the proposed calculation methods based on FEM. Thus, in accordance with OST 108.021.110-84, the value of the contact pressure is maximum, which does not correspond to the reality of experience of the operation of K-500-240-2 turbines, and the FEM - is minimal.

There has been carried out the analysis of the inner case SSS taking into account the temperature and plastic deformations, and the thermal contact interaction of the flanges of the case. The evaluation of the strength and deformation of the turbine casing under the temperature effects in the thermoelastic and thermoplastic settings has been performed. To be able to take into account the changes in the load from the mount in the process of joint deformation of the mount and the casing, an approach has been proposed that allows to modeling the stress of the initial tightening of the studs by setting a fictitious change (reduction) of the coefficient of the linear expansion of the pin given as a separate body in the calculation scheme, which allowed to more accurately take into account the change in the geometry of the body elements due to thermal loads. The value of the specified change in the coefficient of the linear expansion is determined from the relationship between the stress of the initial tightening in the pin and the elongation required for its creation, implemented in the calculation scheme by the presence of the different values of the linear expansion of the pin and case. The proposed method of the thermal contact solution is based on the use of FEM method and the contact layer model, which allows taking into account the dependence of the thermal conductivity of the contact on the contact pressure, taking into account the

heat exchange. The results of solving the problem of the thermoplastic SSS of the case allowed to characterize the degree of the relaxation and redistribution of stresses in the structure in comparison with the results obtained when solving the problem of the thermoelasticity.

The analysis of the inner case SSS has been carried out according to the previously proposed method of the thermal contact interaction of the body flanges with the additional consideration of the creep deformations. This used a clear Euler scheme. The body creep has been calculated using a modified temporal model of the implicit creep with reinforcement. The obtained results allowed to estimate the kinetics and general level of the creep deformation and stress relaxation at the nominal mode of operation of the turbine set in the range from the commissioning up to the operation of 300 thousand hours as well as to establish the list of the dangerous zones of a design of the case in which the emergence and development of the damages is possible. The detailed analysis of the kinetics of relaxation of the residual stresses in the housing has shown that the relaxation process significantly depends on the value of the stress concentration. The analysis of the contact pressure distribution obtained during the solution of the thermal contact problem in this setting has shown that over time, the density of the sealing surface of the housing flanges decreases, which will eventually lead to "steaming" of the flanges. The conducted studies have shown that at the analysis of SSS of the responsible elements of the objects designs of the power machine-building exposed to the intensive nonstationary heat-mechanic influences it is necessary to consider the creep deformation.

Based on the obtained results, the recommendations for improvement of HPC inner case of K-540-23.5 turbine have been developed, which allow to get rid of a number of prevention of the negative phenomena caused by the high stresses in the structure.

Key words: steam turbine, high pressure cylinder, flange connection, inner shell, creep deformation, physical model, contact interaction, contact pressure, finite element method.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS ON THE THESIS TOPIC

1. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2012. №7. С. 70 – 75.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 31 – 36. Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.
3. Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ С РУ СВБР-100 / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №11. С. 5 – 15.
4. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №12. С. 98 – 103.
5. Serhii A. Palkov., Mykola H. Shulzhenko. Elastic stress strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines // Journal of Mechanical Engineering. 2019.vol. 22, no. 4. P. 32–40.
6. Palkov, I.;Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. // Ядерна та радіаційна безпека. 2020. no. 4(88). P. 14–17.
7. Andrii O. Kostikov, Serhii A. Palkov. Contact deformation of the pipeline sealing unit // Journal of Mechanical Engineering. 2020.Vol. 23, no. 4. P. 52–60.
DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052>
8. Пальков С. А. О расчетах прочности охлаждаемой лопатки газовой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

9. Пальков С. А. Прочность фланцевого соединения внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

10. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды международной научно-технической конференции. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 24 – 28 сентября 2012 г. Электрон. опт. диск (CD-ROM); цв., 12 см. Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.

11. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 17.

12. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / М. Г. Шульженко, В. Л. Швецов, С. А. Пальков // 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. 252 – 253.

13. Пальков С. А. Міцність внутрішнього корпусу парової турбіни / С. Пальков // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 15 – 17 травня 2013 р. С. 82.

14. Пальков С. А. Напряженное состояние внутреннего корпуса паровой

турбіни / С. А. Пальков // 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. 13.

15. Пальков С. А. Ползучість внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 15.

16. Пальков С. А. Расчетная оценка напряжений в статорных элементах цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // 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. Підгорного НАН України, 8 – 10 жовтня 2019 р. С. 2.

17. Пальков С. А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины / И. А. Пальков, С. А. Пальков // 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.

18. Пальков С. А. Исследование контактной задачи на модели узла уплотнения трубопровода / С. А. Пальков // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5 – 8 жовтня 2020 р. С. 106.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	21
ВСТУП	22
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ ВИСОКОНАПРУЖЕНИХ КОРПУСІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	33
1.1 Основні методи вирішення задач термопружності	33
1.2 Контактна взаємодія між елементами конструкцій	38
1.3 Типи граничних умов для реальних процесів конвективного теплообміну	43
1.4 Напружено-деформований стан конструктивних елементів в умовах повзучості	55
1.5 Інженерні методи розрахунку корпусних деталей турбомашин	65
1.6 Постановка задачі дослідження.....	67
РОЗДІЛ 2 УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ТРИВИМІРНИХ РОЗРАХУНКІВ НДС З УРАХУВАННЯМ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЇЇ ВЕРИФІКАЦІЯ НА ФІЗИЧНІЙ МОДЕЛІ	69
2.1 Постановка задачі дослідження вузла ущільнення модельного трубопроводу	69
2.2 Методологія розв'язання контактної задачі	72
2.2.1 Методика чисельної реалізації контактної задачі.....	72
2.2.2 Підготовка вихідних даних для СЕ аналізу.....	76
2.3 Модельний експеримент	78
2.3.1 Експериментальна установка	78
2.3.2 Методика експериментального визначення НДС	82

2.3.3	Методика визначення залежності між зусиллям затяжки шпильок і величиною контактного тиску	85
2.4	Аналіз результатів, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхом	92
2.5	Висновки за розділом 2	100
РОЗДІЛ 3 ПРУЖНО - НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ		
102		
3.1	Проблеми міцності внутрішнього корпусу ЦВТ парової турбіни.....	102
3.2	Постановка задачі про НДС внутрішнього корпусу	104
3.3	Аналіз результатів розрахунку пружно - напруженого стану корпусу	109
3.4	Висновки за розділом 3	113
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ КАРТИНИ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ФЛАНЦІВ ВЕРХНЬОЇ И НИЖНЬОЇ ПОЛОВИН КОРПУСА В ПРУЖНІЙ ПОСТАНОВЦІ		
115		
4.1	Порушення щільності фланцевих роз'ємів корпусів турбін.....	115
4.2	Постановка контактної задачі фланцевого з'єднання горизонтального роз'єму	117
4.3	Методика аналітичної реалізації поставленої контактної задачі.....	120
4.4	Аналіз отриманих результатів розв'язання контактної задачі на ущільнюючій поверхні фланців корпусу.....	124
4.5	Висновки за розділом 4.	127
РОЗДІЛ 5 ТЕРМОКОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ФЛАНЦІВ КОРПУСА З УРАХУВАННЯМ ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ.....		
128		
5.1	Оцінка міцності і деформації корпусу турбіни при температурних впливах	128

5.2	Методика тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу.....	132
5.3	Варіаційне формулювання задачі теплопровідності та термонапруженого стану.....	136
5.4	Розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу в термо - пружній постановці	141
5.5	Чисельний аналіз процесів складного пластичного деформування внутрішнього корпусу	142
5.6	Аналіз результатів розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в пружнопластичній постановці.....	146
5.7	Висновки за розділом 5	150
РОЗДІЛ 6 АНАЛІЗ НДС ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ З УРАХУВАННЯМ ДЕФОРМАЦІЇ ПОВЗУЧОСТІ І ТЕРМОКОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ФЛАНЦІВ КОРПУСА		152
6.1	Термонапружений стан корпусу з урахуванням повзучості і релаксації	152
6.2	Методика оцінки повзучості корпусу турбіни.....	154
6.3	Аналіз результатів розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 з урахуванням деформації повзучості.	159
6.4	Рекомендації щодо вдосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбін серії К-500-240.....	170
6.5	Висновки за розділом 6	171
ВИСНОВКИ.....		173
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		176
ДОДАТКИ.....		195

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЦВТ – циліндр високого тиску;

НДС –напружено-деформований стан;

МСЕ – метод скінчених елементів;

СЕ – скінчений елемент;

ВСТУП

Ключовою рушійною силою зростання світової енергетики і єдиним сектором, в якому конкурують всі види первинного палива, є сектор електроенергетики.

Сектор має суттєвий вплив на економічний добробут громадян країни і отримує в значній мірі субсидії держави, фінансується державою.

Загальне споживання електроенергії в світі до 2030 року буде на 61% вище, рівня 2011 року, збільшуючись на 2,5% в рік [19].

Електроенергія продовжує збільшувати свою частку в кінцевому використанні енергії, і буде в 2030 році задовольняти 33% попиту на енергію нетранспортних споживачів в порівнянні з 28% в 2011 році.

Споживання електроенергії тісно пов'язане з економічним зростанням і індустріалізацією. Зростання світового попиту на електроенергію прискорилося з початком масштабної індустріалізації в Китаї. Після 2020 року це зростання сповільниться в зв'язку зі зрушенням в економіці Китаю в бік менш енергоємного зростання.

До цього «ефекту Китаю» додається повсюдне підвищення ефективності кінцевого використання, що призведе до загального зниження використання електроенергії на одиницю ВВП.

За останні 10 років значно зросли вкладення в науково-дослідні роботи в області енергетичних технологій по всьому світу. Лідерами є такі країни, як США, Канада, Японія, Корея і Китай, а також держави ЄС.

Сукупний щорічний обсяг держпідтримки програм НІОКР в сфері енергетики найбільших країн світу становить понад \$ 17 млрд.

Витрати на НІОКР в сфері енергомашинобудування в провідних країнах світу, в млн. долл. США (табл. 1).

Таблиця 1.1

Країна	2006 г.	2008 г.	2009 г.	2010 г.	2011 г.
США	3413,7	4522,4	10458,5	5022,4	6581,0
Японія	4653,6	4510,4	3611,9	3508,3	3384,8
Франція	1181,6	1246,9	1434,6	1364,2	1517,8
Канада	643,2	673,6	1067,7	1214,7	1021,0
Німеччина	557,7	653,7	840,9	862,1	983,4
Великобританія	200,5	260,4	461,8	847,8	569,6
Італія	527,3	522,3	488,3	435,0	535,4
Норвегія	141,1	149,9	507,0	708,3	611,2
Південна Корея			544,0	587,9	563,1
Австралія			489,0	487,5	572,3
Іспанія			187,0	195,0	978,5
РФ					78,8
Ітого	11318,7	12539,6	20090,7	15233,2	17396,9

Основними напрямками розвитку технологій в області традиційної енергетики є:

- підвищення параметрів робочого тіла (температури і тиску) за рахунок використання нових конструкційних матеріалів;
- використання комбінованих систем для зниження емісії вихідних газів;
- нові технології очищення вихідних газів, транспортування та утилізації твердих відходів;
- збільшення регулюючих діапазонів потужності і маневреності паротурбінних і газотурбінних установок;
- збільшення регулюючих діапазонів гідравлічних агрегатів із забезпеченням нормативних вібраційних характеристик;

– підвищення безпеки та експлуатаційних характеристик основного і допоміжного обладнання станцій.

Розвиток вітчизняного ринку енергетичного машинобудування безпосередньо залежить від розвитку світової енергетики в цілому.

Відповідно до запитів вітчизняних, а також зарубіжних енергетиків (Слов'янської, Новочеркаської, Троїцької, Екібастузської, Аксуський ТЕС), для заміни морально і фізично застарілих турбін потужністю 300, 500, 800 МВт, фахівцями АТ "Турбоатом" були розроблені нові сучасні економічні та надійні турбіни, призначені для роботи на підвищених параметрах свіжої пари.

Турбоустановки потужністю 300 - 800 МВт створювалися в 60 - 70-ті роки ХХ століття для несення базових навантажень енергосистем. Їх подальше використання для забезпечення маневрених, напівпікових і пікових навантажень створило ряд проблем, пов'язаних з надійністю, маневреністю і економічністю обладнання. І якщо до 80-х років наукові дослідження були спрямовані на вивчення термогазодинамічних процесів в проточних частинах, то, починаючи з 70-х років, велику увагу було приділено питанням забезпечення надійності турбін, вивчення їх теплового, термонапруженого і термодетформованого стану [19,20].

Енергоблоки потужністю 300 і 500 МВт на твердому паливі передбачається замінювати модернізованими підвищеної ефективності з температурою пари 565/565 °С або енергоблоками з СНКП, при цьому для енергоблоків потужністю 300 МВт можлива установка котлів з ЦКШ; енергоблоки потужністю 150 ... 200 МВт на твердому паливі модернізувати шляхом застосування з ЦКШ, а в подальшому - ПГУ з киплячим шаром під тиском і з газифікацією вугілля.

Загальні положення щодо оновлення основного обладнання ТЕС увійшли в Енергетичні стратегії України на період до 2030 року[19].Однією з найважливіших складових державної енергетичної політики є інноваційна і науково-технічна політика в енергетиці. До 2030 рр. повинен бути

закладений інноваційний фундамент «нової енергетики» у вигляді нових технологій, обладнання та принципів функціонування державного ПЕК. Одним з найважливіших принципів державної енергетичної політики є забезпечення надійного функціонування та розвитку енергетичної інфраструктури за рахунок державної підтримки модернізації та будівництва нових інфраструктурних об'єктів, а також законодавче обмеження граничного рівня зносу основних виробничих фондів і стимулювання залучення інвестицій для їх модернізації.

Аналізуючи перспективи вугільної енергетики за кордоном [21] А.А. Саламов зазначає, що пиловугільні паротурбінні ТЕС в Європі та США переживають відродження, в великих обсягах вводяться в Китаї і Індії. Енергоблоки на параметри пара 28 МПа, 600/620 °С, що працюють на кам'яному вугіллі, забезпечують ККД 45%. Подальший розвиток матеріалів дозволить підвищити параметри пара до 35 МПа, 700/720 °С, наблизившись до значення ККД 50%. На блоці F ТЕС Scholven в Німеччині вже випробовуються основні компоненти котла, розраховані на ці параметри.

За останні роки побудовано електростанцій ССКП загальною встановленою потужністю близько 70 тис. МВт. У Китаї за 10 років побудовано 22 блоки, з яких 16 потужністю 660 МВт, 6 - по 1000 МВт.

З огляду на розвиток енергетики, енергомашинобудівні підприємства приступили до створення сучасного перспективного паротурбінного обладнання, яке планується вводити в експлуатацію в період 2030 года [19, 21, 22]. Таким чином, виконаний аналіз стану електроенергетики України, країн ЄС, Японії і інших розвинених країн, а також шляхів розвитку теплоенергетики в цих країнах дозволяє визначити основні завдання в галузі вдосконалення парових турбін, вироблених енергомашинобудівним сектором України.

Пропозиції щодо розвитку теплоенергетики України найчастіше базуються на аналізі аварійної ситуації на блочних ТЕС, що відзначаються Держінспекцією по експлуатації електростанцій і мереж [23], з яких впливає

як необхідність посилення контролю за якістю експлуатації, так і проведення модернізації та реконструкції турбінного устаткування.

Розвиток теплоенергетики України, що базується на Енергетичній стратегії [19], розглядається переважно як розвиток на основі вугільних енергоблоків шляхом модернізації діючого генеруючого обладнання [24]: маловитратною (витрати 20 - 50 млн. Дол. На блок), з продовженням ресурсу на 10 - 15 років; середньовитратних (50 - 120 млн. дол. на блок), що стосуються в основному котельного обладнання, модернізація турбіни для продовження ресурсу до 20 - 25 років; високовитратною (вище 120 млн. дол. на блок), яка передбачає кардинальну реконструкцію котла на базі сучасних технологій в рамках європейських вимог з технічних і екологічних показників. При реконструкції повністю замінюється турбоагрегат, ресурс блоку продовжується на 25 - 30 років.

Реконструкція діючих електростанцій і подальший розвиток турбобудування, пов'язані з підвищенням початкових параметрів пари, зростанням одиничних потужностей агрегатів, прагнення до зменшення їх габаритів і мас, в значній мірі залежать від підвищення надійності і довговічності деталей і вузлів турбін, до числа яких відносяться литі корпуси циліндрів.

Актуальність теми. Однією з найважливіших задач сучасного турбобудування є створення високоекономічних і надійних агрегатів. Важливість цієї проблеми зростає ще й у зв'язку з тим, що на ТЕС і АЕС України та ближнього зарубіжжя працює велика кількість турбін, які відпрацювали свій розрахунковий ресурс. Подальша експлуатація цих агрегатів, які становлять значну частину всього парку енергоустаткування, в умовах зростаючої нерівномірності графіка енергоспоживання повинна базуватися на рішеннях, які забезпечують підвищення експлуатаційних показників, і в першу чергу, надійність корпусних елементів турбоагрегату, які впливають на його маневреність.

Для оцінки міцності литого корпусу ЦВТ, який є одним з найбільш відповідальних і дорогих елементів парової турбіни, лімітуючим її ресурс, необхідно досліджувати його напружено-деформований стан (НДС) з урахуванням умов експлуатації, обумовлений неоднорідними температурними полями і внутрішнім тиском парового потоку. У зв'язку з цим зростає значення правильної оцінки термонапруженого стану корпусів турбін.

Оскільки в більшості елементів корпусу передача зусиль між деталями здійснюється за допомогою контакту, а їх температура і міцність визначається характером розподілу контактного тиску, стає актуальною побудова уточнених моделей і методів розрахунку НДС конструкції в термоконтактній постановці. До того ж забезпечення щільності стику фланця горизонтального роз'єму в корпусах ЦВД при різних температурних режимах роботи турбоустановки вимагає особливу увагу приділяти вирішенню прикладних задач теплопровідності та термонапруженого стану а також контактним задачам взаємодії елементів конструкції.

Серед різноманітних постановок і результатів дослідження задач взаємодії, термоконтактні задачі є одними з найбільш складних і найменш вивчених, а тому очевидна необхідність створення ефективних методів їх вирішення. Головна складність розрахунків полягає в тому, що температурна задача пов'язана з завданням механіки через спочатку невідомі умови контакту, оскільки НДС деталей і характер їх взаємодії залежать від розподілу температур, а температурне поле, в свою чергу, визначається умовами контакту. Додаткові труднощі вносять фізична і геометрична нелінійність, а також нестационарність контактних задач зі змінними областями контакту і ковзання.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Робота є частиною комплексу досліджень, які проводилися відповідно до тематичних планів ІПМаш НАН України у відділі вібраційних і термоміцнісних досліджень і відділі когенераційних систем, в тому числі під час виконання

держбюджетних тем «Розроблення теплових схем енергоблоків на суперкритичних параметрах пари для використання на діючих ТЕС України з метою підвищення їх маневреності, надійності, економічності та екологічності» № ДР 0119U101781, «Розробка методів підвищення ефективності енергоблоків ТЕЦ за рахунок впровадження парогазових технологій», № ДР 0120U100883, де автор був виконавцем окремих розділів, а також відповідно до меморандуму про співпрацю між ІПМаш НАН України та АТ «Турбоатом».

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розвиток підходів до розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) високонапружених внутрішніх корпусів парових турбін, що працюють при високих параметрах пари, що дозволяє на підставі результатів розрахунку виявити причини, які негативно впливають на надійність і ефективність експлуатації парових турбін, та виробити рекомендації щодо їх усунення.

Для досягнення цієї мети необхідно розглянути вплив максимальної кількості діючих факторів і вирішити наступні задачі:

- удосконалити методики тривимірних розрахунків НДС корпусу, з урахуванням термоконтактної взаємодії елементів конструкції, повзучості і пластичності матеріалів;
- провести експериментальне дослідження НДС на фізичній моделі і шляхом співставлення експериментальних і розрахункових даних здійснити верифікацію методик чисельного розв’язання контактної задачі і визначення загального НДС;
- проаналізувати напружений стан елементів внутрішнього корпусу в пружній постановці, провести порівняльний аналіз результатів НДС з використанням різних моделей, з метою виявлення недоліків застосовуваних раніше методик;
- виконати пружний аналіз контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпусу;
- проаналізувати НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2

в тривимірній нелінійній постановці, з урахуванням пластичності, повзучості та термоконтактної взаємодії фланців корпусу з метою визначення ступеня впливу різних чинників на його термонапружений стан;

– на основі отриманих результатів розробити рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбінисерії К-500-240.

Об'єкт дослідження – напружено-деформований стан внутрішнього корпусу потужної парової турбіни з фланцем горизонтального роз'єму.

Предмет дослідження – НДС внутрішнього корпусу циліндра високого тиску турбіни К-500-240-2 з урахуванням впливу контактної взаємодії, температурного поля, деформацій пластичності і повзучості.

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

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Отримала подальший розвиток методологія розрахунку термонапруженого стану внутрішнього корпусу парової турбіни в тривимірній пружно-пластичній постановці з урахуванням повзучості і термоконтактної взаємодії елементів конструкції, що дозволило в порівнянні з існуючими підходами більш точно отримувати розподіл контактного тиску на взаємодіючих поверхнях.

2. За рахунок застосування приведенного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу отримав подальший розвиток підхід до трьохвимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу, що дозволило більш точніше врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень.

3. Запропоновано новий підхід до експериментального визначення контактного тиску, в якому використовуються непрямі вимірювання прогину ущільнювача в залежності від прикладеного зусилля в кріпленні, що дозволяє отримати локальні чисельні характеристики контактної взаємодії.

4. В результаті узагальнення розрахункових даних НДС внутрішнього корпусу парової турбіни, отримані нові результати про вплив геометричних параметрів елементів корпусу на концентрацію напружень в елементах конструкції, що дозволяє розробити рекомендації щодо вдосконалення конструкції корпусу.

Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

1. Розроблено алгоритм розрахунку контактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму корпусу з урахуванням теплообміну між дотичними поверхнями.

2. Розроблено рекомендації щодо зниження термічних напружень у внутрішньому корпусі турбіни за рахунок зміни його геометрії.

3. Результати дисертаційної роботи використані для удосконалення конструкції внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5 виробництва АТ «Турбоатом».

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові результати дисертаційної роботи, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно в період з 2010 по 2020 роки. Постановку наукових задач та обговорення отриманих результатів виконано разом з науковим керівником. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

– в роботах [1, 5] здобувачем створено розрахункові моделі внутрішнього корпусу по різних методикам, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано оцінку напружено-деформованого стану елементів внутрішнього корпусу парової турбіни в пружній постановці з використанням різних моделей, проведено аналіз картини контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпусу з урахуванням впливу обнизки;

– в роботі [2] здобувачем виконано обробку результатів тензометричного експерименту;

- в роботі [3] здобувачем розраховано інтенсивності напружень для різних режимів експлуатації та видано рекомендації щодо покращення показників міцності корпусних елементів турбіни ще на етапі проектування;
- роботі [4] здобувачем отримано розподіл контактного тиску внутрішнього корпусу з урахуванням впливу повзучості матеріалу на номінальному режимі роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год, представлена методика обробки та апроксимації експериментальних кривих повзучості та результати апроксимації для сталей корпусу та його кріплення;
- в роботі [6] здобувачем отримано розподіл еквівалентних напружень напружено-деформованого стану корпусу парової турбіни в термопластичній постановці;
- в роботі [7] здобувачем виконано верифікацію запропонованого розрахункового підходу до визначення НДС та контактної взаємодії елементів корпусу шляхом проведення експерименту на фізичній моделі вузла ущільнення. Для отримання експериментальних даних розроблена методика непрямого визначення контактного тиску на підставі результатів тензометрії. Проведено зіставлення розрахункові дані вузла ущільнення з експериментальними, що отримані на фізичній моделі;
- роботі [12] здобувачем проведено аналіз НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в тривимірній нелінійній постановці з урахуванням пластичності, повзучості і термоконтактної взаємодії фланців горизонтального роз'єму, розраховано деформації повзучості корпусу на стаціонарному режимі роботи в неоднорідному тепловому полі та представлено підхід до трьохвимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу, що дозволило більш точніше врахувати зміну геометрії елементів корпусу в наслідок теплових навантажень;
- роботи [8, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 18] виконано самостійно.

Усі співавтори із задекларованим особистим внеском здобувача погодились.

Апробація результатів дослідження. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на: Конференціях молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2010 – 2014 рр.); XIV та XVII міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2012, 2019 рр.), Міжнародній науково-практичній конференції «Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС» (м. Київ, 2012 р.), на 11-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.), XII Міжнародних молодіжних науково-технічних читаннях ім. А. Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2019 р.); II Міжнародній науково-технічній конференції "Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні" (м. Харків, 2020 р.).

Публікації. За темою роботи опубліковано 18 наукових праць, серед яких 7 статей, з яких 6 – в журналах і збірках, внесених в перелік спеціалізованих видань України, де можуть публікуватися результати дисертаційних робіт, 1 - в журналі, індексованому в наукометричній базі Scopus, 11 робіт - тези та матеріали доповідей наукових конференцій (включаючи міжнародні).

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Повний обсяг дисертаційної роботи складає 205 сторінок, з них 147 сторінок основного тексту, включаючи 50 рисунків та 6 таблиць, додатки на 10 сторінках та список використаних джерел із 209 найменувань на 19 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ ВИСОКОНАПРУЖЕНИХ КОРПУСІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

1.1 Основні методи вирішення задач термопружності

Процеси деформування тіл супроводжуються зміною температури, і навпаки, зміна температури викликає деформацію.

Дослідження цих закономірностей є предметом термопружності. Для розробки методів вирішення доцільно загальну задачу термопружності поділяти на класи згідно рис. 1.1 [25].

У багатьох випадках в основу досліджень можна покласти "незв'язну" розрахункову модель. Стаціонарні та нестаціонарні скалярні поля визначаються незалежно від статичного або динамічного напружено - деформованого стану. Дані про розподіл температури в конструкції є вихідною інформацією для розрахунку напружень і деформацій.

Розробкою методів розрахункового визначення температурних полів і напружень займалися багато вітчизняних і зарубіжних вчених.

Докладний огляд публікацій щодо застосування різних розрахункових методів наряду з розв'язанням широкого класу теплових задач представлений в роботах А.В. Ликова [26], Л.А. Коздобі [27], Г. Карслоу і Д. Єгера [28] і багатьох інших. Комплексний підхід до вирішення задач термопружності знайшов відображення в роботах А.Д. Коваленко [29], Б. Болі і Дж. Уейнера [30], В.С. Зарубіна [31] та ін.

Існуючі методи вирішення задач теплопровідності та термонапруженого стану, діляться на аналітичні і чисельні.

Для аналітичних методів характерно те, що рішення представлені у вигляді формул, що дозволяють за заданим значенням аргументів отримати значення шуканих функцій. Чисельні методи, на відміну від аналітичних,

дозволяють отримати рішення в кінцевій множині точок, відповідних дискретним значенням аргументів.

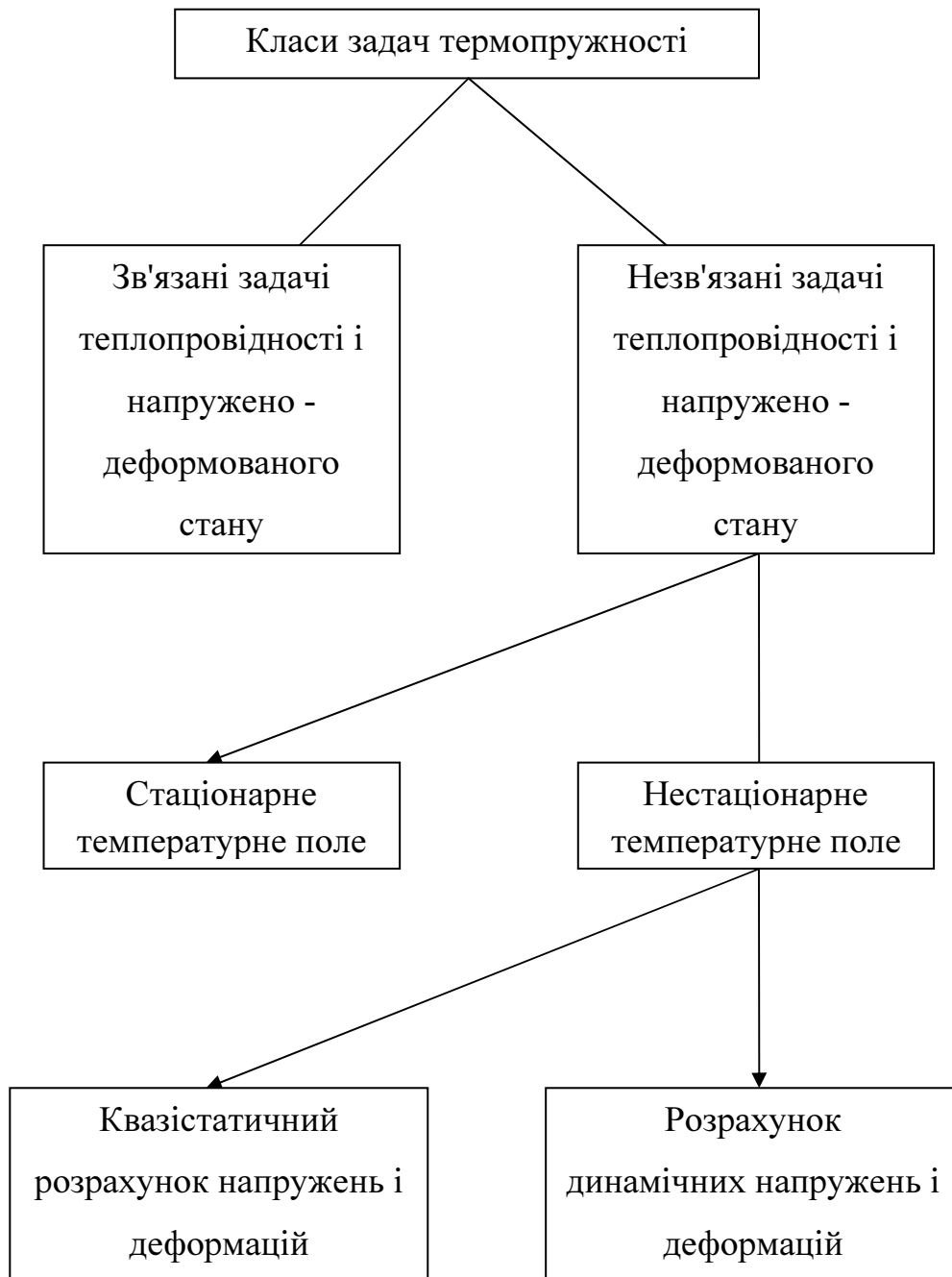


Рисунок 1.1

Можна навести ряд ознак, за якими класифікуються аналітичні методи [27, 32, 33]. Згідно з [27, 31, 32, 33] для розв'язання лінійних задач

теплопровідності та термонапруженого стану застосовуються методи: класичні, інтегральних перетворень, варіаційні та ін.

До класичних відносяться методи:

- поділу змінних (метод Фур'є);
- теплових потенціалів та ін.

У методі Фур'є спочатку визначається сукупність частних розв'язків диференційних рівнянь, а потім, в силу принципу суперпозиції, складається ряд цих розв'язків. Питанням обґрунтування методу Фур'є присвячені відповідні розділи математичної фізики [34].

У методі теплових потенціалів розв'язання шукається у вигляді потенціалів простого або подвійного шару або у вигляді їх суми [34]. При цьому задача теплопровідності зводиться до інтегрального рівняння типу Вольтерра 2-го роду, яке зручно для проведення чисельних розрахунків на ПК.

Найбільш ефективними методами розв'язання крайових задач теплопровідності при неоднорідних початкових і граничних умовах є методи інтегральних перетворень в скінченних і нескінченних межах. Із інтегральних перетворень в нескінченних межах для задач нестационарної теплопровідності найбільшого поширення набуло перетворення Лапласа [26].

Використання варіаційних методів в задачах термopружності засноване на заміні крайових задач еквівалентної варіаційної. При цьому розв'язання рівнянь теплопровідності з відповідними крайовими умовами та рівнянь теорії пружності знаходяться з умов мінімуму деяких функціоналів [27, 32, 35, 36].

Розв'язання варіаційної задачі зазвичай шукається у вигляді мінімалізуючої послідовності функцій, приналежної області визначення еквівалентного функціоналу. Найбільш поширеними методами побудови мінімалізуючої послідовності функцій є методи Рітца [37] та Кантаровича [32, 36]. Застосовуються також методи Трєфца, Біо, Лейбензона, Куранта.

У висновку відзначимо, що основна перевага аналітичних методів - отримання загальної форми розв'язку, яка дозволяє в будь-якій точці тіла для будь-якого моменту часу розрахувати тепловий режим і температурні напруження, відобразити вплив всіх факторів і виділити головні з них. Основний недолік аналітичних методів - форма розв'язку, яка, будучи загальною, виявляється найчастіше такою громіздкою, що без подальшого числового рішення не можна провести оцінку термонапруженого стану.

Широке поширення ПК сприяло появі і розвитку чисельних методів, таких як метод скінченних різниць (МСР), варіаційно - різницевий метод (ВРМ), метод скінченних елементів (МСЕ), метод граничних інтегральних рівнянь (МГІР).

В основі МСР лежить заміна диференціальних операторів різницевиими аналогами. В результаті цього приходять до системи алгебраїчних рівнянь відносно невідомих дискретних значень шуканих функцій у вузлах сітки, апроксимуючої задану область. Питання апроксимації, збіжність і стійкості МСР детально розглянуті в роботах [38, 39, 40, 41]. Проблеми різницевої апроксимації граничних умов досліджуються в роботах В. Вазова і Дж. Форсайта [42], С.К. Годунова та В.С. Рябенського [39].

Серед варіаційних чисельних методів першим стали застосовувати ВРМ. Основна ідея ВРМ - заміна похідних під знаком інтеграла, що відповідає варіаційній постановці задачі. Зазвичай для дискретизації варіаційного функціоналу використовується ортогональна сітка.

Це викликає труднощі апроксимації інтегрування функціональних виразів в граничних і приграничних осередках, а також призводить до необхідності складання індивідуальних алгоритмів для запису коефіцієнтів матриць системи при невідомих в цих вузлах. Однак ВРМ з успіхом застосовується для вирішення складних завдань теплопровідності, термопружності та термопластичності [37, 43, 44].

Виникненню і розвитку МСЕ зобов'язаний роботам в області будівельної механіки. Значну роль тут також зіграло вдосконалення обчислювальної техніки і поява швидкодіючих ПК.

Переваги МСЕ в порівнянні з іншими чисельними і аналітичними методами широко відомі. Скінчено - елементний підхід дозволяє розглядати неоднорідні анізотропні тіла нерегулярної геометричної структури при різних граничних умовах і зовнішніх впливах. МСЕ вирізняє алгоритмічність виведення рівнянь, які в підсумку приводяться до системи алгебраїчних рівнянь високого порядку з симетричною рідко заповненою матрицею. Для вирішення систем рівнянь МСЕ можуть бути використані сучасні прямі (Гаусса та його модифікації, факторізації і т.д.) і ітераційні (Гаусса - Зейделя, зв'язаних градієнтів і т.д.) методи.

Фундаментальний розвиток теорії і практики МСЕ пов'язаний з роботами зарубіжних [45, 46, 47] та вітчизняних [44, 48, 49, 50] авторів. Важливе місце в цих роботах приділяється вивченню різних типів скінченних елементів (СЕ) і вибору поліномів, що апроксимують невідомі функції. Для розрахунку теплового і напруженого стану масивних двовимірних тіл (плоских і осесиметричних) широко застосовується трикутний елемент з лінійними розподілами температури і переміщень [45, 47]. Це в значній мірі пояснюється простотою даного СЕ, а також можливістю задовільної апроксимації об'єктів з криволінійними контурами кордонів.

В той же час розрахункова практика показала доцільність використання елементів, що забезпечують більш високу точність розв'язання без збільшення густоти розбиття області [45].

В роботах Д.В. Вайнберга, В.В. Кірічевського, А.С. Сахарова для підвищення порядку апроксимації невідомих переміщень в задачах теорії пружності запропонована так звана моментна схема СЕ [48, 50], заснована на розкладанні функцій деформацій в ряд Маклорена.

Дослідженням збіжності і точності МСЕ присвячені роботи [51, 45, 52, 53]. Найповніше теорія МСЕ викладена в монографіях Ж. Деклу [54],

Г. Стренга і Дж. Фікса [52], а також Дж. Одена [46] в яких розглянуто широке коло теоретичних і прикладних питань використання МСЕ в нелінійній механіці суцільних середовищ.

У практичних додатках необхідна точність розв'язання задачі МСЕ досягається в серії чисельних експериментів за рахунок згущення сітки. При цьому порівнюються розв'язки при збільшенні числа просторових елементів і зменшенні кроку за часом.

Існує багато обчислювальних комплексів, що реалізують МСЕ, виконаних на рівні промислових розробок. До найбільш важливим з них слід віднести обчислювальні комплекси ANSYS, FEMAP, MARC, MSC/NASTRAN, ABAQUS, COSMOS, LS-DYNA та ін., опис яких наведено в літературі [55,56, 57].

Паралельно розвивається тенденція розробки проблемно - орієнтованих обчислювальних комплексів, спрямованих на розгляд певних класів прикладних задач [58, 59, 60, 61]. Так в роботі [61, 62, 63, 64, 65], Шульженком М.Г., Гонтаровським П.П. та Зайцевим Б.П. запропонована методика розрахунку діафрагм на повзучість, яка базується на багатосітковому МСЕ, теорії старіння повзучості в формі Работнова та методі змінних параметрів пружності.

1.2 Контактна взаємодія між елементами конструкцій

У конструкціях турбомашин, як і в більшості машинобудівних конструкцій, передача зусиль зазвичай здійснюється за допомогою контактної взаємодії окремих деталей. Однак при розгляді вузлів, що складаються з систем контактуючих тіл, явищами в локальній зоні контакту часто нехтують, керуючись принципом Сент - Венана. В цьому випадку приймаються деякі спрощення, що виражаються в схематизації зусиль, які сприймаються окремими деталями, з подальшим переходом до змішаної

задачі теорії пружності і завданням в зонах контакту сил і переміщень в ручну. Таке спрощення розрахункових схем прийнятно далеко не завжди.

Закон розподілу контактного тиску має істотний вплив на НДС взаємодіючої пари в більшості реальних конструкцій, а іноді, наприклад у фланцях горизонтального роз'єму корпусів турбомашин, визначає працездатність конструкції в цілому. У таких випадках виникає необхідність розв'язання контактних задач, де конфігурація і розміри зон контакту, умови взаємодії на них нелінійно залежать від характеру і величини прикладеного навантаження.

Теорія контактних задач має специфіку постановки і методів розв'язання [66]. Область контакту взаємодіючих тіл і структура контактного тиску в загальному випадку є невідомими і складають предмет розв'язання задачі. Наявність додаткових невідомих вимагає своєрідної постановки задачі, яка зумовлює вибір можливих методів розв'язання. Найбільш відомими методами розв'язання контактних задач є метод множників Лагранжа і метод штрафних санкцій. Також, серед задач контакту виділяють різні класи задач, як статичних, так і квазістатических, де ефекти інерції не враховуються, але присутні контактні задачі динаміки з різними режимами руху взаємодіючих тіл, ударне, пульсуюче навантаження і т. п. Крім того, ці задачі поділяються на задачі з тертям і на так звані нормальні задачі без тертя, де розглядається ідеальні односторонні зв'язки між тілами. У деяких випадках процес тертя апроксимується повним зчепленням. Різним питанням в області вивчення контактної взаємодії тіл присвячена велика кількість літератури, узагальненої в детальних оглядах [67, 68, 69, 70, 71].

Основоположними роботами в теорії контактних задач з'явилися дослідження Герца, який вперше визначив місцеві напруги в районі локального контакту пружних тіл. Незважаючи на спрощений характер постановки: трохи плями контакту, однорідність і ідеальну пружність матеріалу, відсутність тертя, результати досліджень до цих пір не втратили своєї теоретичної і практичної цінності.

Значний внесок у розвиток аналітичних методів розв'язання контактних задач внесли фундаментальні праці видатних математиків і механіків М. Губера, В.Л. Рвачова, Л.А. Галіна, М.І. Мусхелішвілі, І.Я. Штаєрмана, С.Г. Міхліна, К. Каттенео, Р.Д. Міндліна, А. Сіньйоріні. Розроблені ними методи теорії функцій змінної і теорії сингулярних інтегральних рівнянь виявилися досить ефективними для розв'язання змішаних задач пружності. Асимптотичний метод і його модифікація для різних змішаних задач були використані в роботах В.М. Александрова [72], І.І. Воровича [73]. Наряду з асимптотичними існує ряд методів зведення змішаної крайової задачі до нескінченних систем алгебраїчних рівнянь [74, 75]. Іноді інтегральні рівняння змішаних задач вдається привести до кінцевих алгебраїчних систем шляхом апроксимації регулярної частини їх ядер виродженими [76], або застосовуючи метод колокацій [67]. Іншу групу аналітичних методів представляють роботи [77, 75], в яких змішана крайова задача зведена до потрійних функціональних рівнянь, а потім до інтегральних рівнянь Фредгольма 2 - го роду. Однак застосування аналітичних методів на практиці часто виявляється обмеженим, внаслідок складності математичного апарату.

Нарівні з класичними постановками контактної задачі існує її варіаційна постановка. Основою її є побудова функціоналу, що досягає мінімуму при вирішенні вихідної задачі, і крім того, що має граничні умови в якості необхідних умов екстремуму. Вперше варіаційне формулювання контактної задачі було запропоновано в роботі Сіньйоріні [78], а в подальшому, в роботах [79, 80, 81, 82, 83] і багатьох інших.

У варіаційній постановці розв'язання контактної задачі без тертя зводиться до проблеми мінімізації функціоналу повної енергії системи з обмеженнями у вигляді нерівності. З точки зору методів оптимізації - це задача квадратичного програмування і для її вирішення застосовуються звичайні процедури: градієнтного спуску, можливих напрямків, множників Лагранжа.

Вперше ідея використання квадратичного програмування для розв'язання контактних задач була запропонована в роботі [84], а в подальшому питання застосування квадратичного програмування вивчалися в роботах [79, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95]. Такий підхід до вирішення контактних задач пов'язаний з використанням сучасних чисельних методів: варіаційно - різницевого [96, 97], методу скінченних елементів [98, 99, 100, 101, 102]. Істотний внесок у розвиток і застосування МСЕ для розв'язання контактних задач внесли П.М. Варвак, О.С. Кравчук, А.Г. Кузьменко, А.С. Угодчиков, О.С. Зеєнкевич, А.М. Підгорний, Б.М. Киркач, В.Л. Хавін, Б.П. Зайцев, П.П. Гонтаровський, М.Г. Шульженко, В.П. Сухінін, Ю.І. Матюхін, А. Франкавілла, Т.Д. Сачдева, С.К. Чан та ін.

В даний час відома низка основних підходів до вирішення контактної задачі МСЕ. Найбільш простий з алгоритмічної точки зору наступний підхід. Для кожного тіла окремо знаходиться розподіл контактних напружень, які в якості граничних умов використовуються для повторного обчислення. Межі контактної площадки і ділянки просковзування знаходяться ітераційним шляхом в процесі розв'язання задачі [103, 104, 105, 106]. Головний недолік цього підходу полягає в тому, що на етапі визначення коефіцієнтів податливості доводиться вирішувати $2n$ задач, де n - число точок контакту.

Для іншого підходу характерно моделювання умов взаємодії тіл в рамках фізично нелінійних задач механіки твердого тіла. Першопрохідцями, які розглядали механіку контакту по аналогії з пластичним плином, були Р. Михайловський, З. Мроз і В. Фрідріксон. Співвідношення між силами і переміщеннями, що діють в контакті, представляються у вигляді асоційованого та неасоційованого законів ковзання [107]. Схожий підхід представлено в роботах [102, 108], де використана аналогія між законами пластичного плину і законами руху жорстких або пружних блоків з сухим тертям. В роботі А.Г. Кузьменко [91, 109] проводиться аналогія механіки контактної середовища з законами пластичності і повзучості.

Ще інший шлях полягає у використанні спеціальних стикувальних елементів, що моделюють діаграму сил - переміщень на поверхні розділу взаємодіючих сил. Такі СЕ об'єднують контактуючі тіла в одну систему. Ідея застосування СЕ особливого типу належить зарубіжним вченим: Гудману Р., Тейлору Р. і Брекету Т. [110]. Подальше вдосконалення контактних елементів проводилося в роботах [111, 112, 113]. У більшості досліджень застосовувалися одномірні стикувальні елементи з різними законами розподілу переміщень [102]. Але тільки реологічна модель роботи стикувального елемента дозволяє реалізувати різні умови контактної взаємодії [109, 60], врахувати наявність мікронерівностей на дотичних поверхнях [114, 115].

У деяких роботах [116] пропонується розв'язання контактної задачі МСЕ без використання стикувальних елементів. Однак загальна система рівнянь поповнюється певною кількістю рівнянь спільності деформацій, кратним числом контактуючих вузлів і використовуються ітераційні процеси довантажування. Такий підхід вимагає багаторазового рішення крайової задачі і коригування граничних умов на кожному кроці.

В роботі [117] для вирішення контактної задачі МСЕ використовується релаксаційна процедура. Передбачається, що тіло складається з системи матеріальних точок, з'єднаних між собою пружними зв'язками. При переході до СЕ моделі вузли елементів ототожнюються з матеріальними точками, а самі СЕ з'єднують їх зв'язками. Для всіх вузлів вирішується задача мінімізації функціонала енергії, якщо один з вузлів зміщується з урахуванням обмежень, що накладаються на вузли. Тут не доводиться оперувати з матрицею жорсткості всієї конструкції, проте, збіжність ітераційної процедури істотно залежить від порядку обходу вузлів.

Розв'язанню задач контактної взаємодії елементів конструкцій методами МСЕ і МГІР присвячена монографія [60].

1.3 Типи граничних умов для реальних процесів конвективного теплообміну

Для однозначності розв'язання нестационарної задачі теплопровідності необхідні знання початкових та граничних умов (ГУ) теплового впливу.

Початкові умови визначаються завданням розподілу температури у всіх точках тіла в початковий момент часу

$$T(x, y, z, 0) = f(x, y, z), \quad (1.1)$$

де $f(x, y, z)$ - відома функція;

x, y, z - координати точок тіла.

ГУ теплового впливу на тіло можуть бути різноманітними. Зазвичай розрізняють чотири роди граничних умов.

ГУ 1-го роду. На поверхні тіла підтримується заданий розподіл температур для кожного моменту часу.

$$T_n(x', y', z', t) = f(x', y', z', t), \quad (1.2)$$

де $f(x', y', z', t)$ - задана функція;

x', y', z' - координати точок поверхні тіла;

t - час.

ГУ 2-го роду. Відома густина теплового потоку через поверхню тіла.

$$q_n = \lambda_q \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_n, \quad (1.3)$$

де λ_q - коефіцієнт теплопровідності;

n - зовнішня нормаль до поверхні.

ГУ 3-го роду. Характеризують закон конвективного теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем із заданою температурою $T_{сер}$.

$$q_n = \alpha(T_n - T_{сер}), \quad (1.4)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, який залежить від термічних і фізичних характеристик поверхні тіла і навколишнього середовища.

ГУ 4-го роду відповідають рівності теплових потоків на кордоні контакту двох тіл

$$\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial n_1} \Big|_{n_1} = -\lambda_2 \frac{\partial T}{\partial n_2} \Big|_{n_2} \quad (1.5)$$

Більш детальне завдання ГУ описано в роботах [26, 104, 118, 119, 120].

Моделювання процесів статки і теплопередачі в контактних вузлах сучасних енергоустановок присвячені роботи П.П. Гонтаровского, Н. Г. Гармаш, О.Д. Єжова, Л.В. Биков, С.Ю. Мєснянкіна та ін. [121, 122, 123, 124, 125].

Найбільшу складність в заданні ГУ викликає визначення коефіцієнта тепловіддачі α і температури $T_{сер}$, тому, для більш точного задання цих параметрів необхідно дослідження реальних процесів конвективного теплообміну.

Розрізняють теплообмін при вільній конвекції, що виникає при природному переміщенні частинок середовища внаслідок нерівномірного її щільності, обумовленої нерівномірним нагріванням, і при вимушеній конвекції, що виникає в результаті руху середовища від механічних впливів (нагнітання насосом, компресором і ін.).

Теплообмін при вимушеній конвекції відбувається більш інтенсивно, ніж при вільній. Ряд особливостей виникають при високих швидкостях потоків середовища ($w > 0.25$ М).

Для конвективного теплообміну важливим є стан так званого приграничного шару, тобто такої області потоку, що прилягає до поверхні обтічного тіла, в межах якої швидкість потоку різко змінюється від швидкості вільного потоку до швидкості на поверхні тіла. В такому прикордонному шарі поблизу поверхні необхідно враховувати ефекти в'язкості і теплопровідності середовища.

Течія середовища в теплопровідному шарі може бути ламінарною, коли його частки переміщуються шарами, і турбулентною, при якій ці частинки здійснюють пульсації руху, що призводять до інтенсивного переміщення шарів потоку середовища. Турбулентний рух виникає в результаті втрати стійкості ламінарної течії. Критерієм переходу ламінарної течії в турбулентну, є деяке критичне число Рейнольдса

$$Re = \rho w l / \eta, \quad (1.6)$$

де ρ - густина рідини або газу; w - швидкість потоку; l - характерний розмір обтічного тіла; η - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини або газу.

Число Рейнольдса є критерієм подібності течії в'язкого середовища.

Коефіцієнт тепловіддачі α при турбулентній течії може бути в багато разів більше, ніж при ламінарній. З вищевикладеного зрозуміло, що коефіцієнт тепловіддачі застосовується в широких межах і його слід вибирати в залежності від умов конвективного теплообміну.

При дослідженні процесів конвективного теплообміну використовується теорія подібності фізичних процесів. У ній важливу роль відіграють інваріанти безрозмірних величин, які називаються критеріями подібності. Застосування критеріїв подібності дозволяє узагальнити результати окремих дослідів, а також скоротити число змінних в аналітичних розв'язаннях.

Для знаходження фізичних величин при заданні граничних умов застосовуються такі критерії подібності, які виходять з співвідношень для питомих потоків в середовищі і на його кордоні з поверхнею тіла.

Критерій Нуссельта (критерій подібності перенесення тепла на кордоні середовища з тілом)

$$Nu = \alpha l / \lambda_n, \quad (1.7)$$

де l - характерний розмір обтічного тіла;

λ_n - коефіцієнт теплопровідності середовища.

Критерій Пекле (критерій подібності конвективно - теплопровідного перенесення тепла в поточних середовищах)

$$Pe = wl / \alpha, \quad (1.8)$$

де α - коефіцієнт температуропровідності середовища.

Критерій Фур'є (критерій подібності нестационарної теплопровідності тіла)

$$Fo = \alpha t / l^2. \quad (1.9)$$

Критерій Біо (критерій подібності перенесення тепла на кордоні тіла з середовищем)

$$Bi = \alpha l / \lambda, \quad (1.10)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності тіла.

Критерій Стентона (критерій подібності тепловіддачі конвективного середовища на кордоні зі стінкою)

$$St = \alpha / w \rho c_p, \quad (1.11)$$

де c_p - теплоємність середовища.

Критерій Маха (характеризує відношення швидкості течії до швидкості звуку)

$$M = w/v, \quad (1.12)$$

де v - швидкість звуку.

Критерій Прандтля (критерій подібності, що характеризує співвідношення перенесення кількості руху за допомогою внутрішнього тертя і перенесення тепла за рахунок теплопровідності)

$$Pr = \eta c_p / \lambda. \quad (1.13)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуються основні критерії теплової подібності Нуссельта, Прандтля, Грасгофа, а також критерій Рейнольдса. Результати теоретичних і експериментальних досліджень представляються у вигляді критеріальних рівнянь [126, 127, 128]

$$Nu = f(Re, Pr, Gr). \quad (1.14)$$

Нижче наводяться деякі критеріальні рівняння для знаходження коефіцієнта тепловіддачі α для пластин, циліндрів і труб в різних умовах теплообміну.

При обтіканні пластини для середовищ, у яких $Pr \approx 1$, в умовах ламінарного потоку ($Re < 3 \cdot 10^5$) середня величина критерію теплообміну обтічної пластини знаходиться як

$$Nu = 0.664\sqrt{Re}. \quad (1.15)$$

Складніше вирішується задача для середовищ з числом Pr відмінним від одиниці.

Середня величина критерію теплообміну в цьому випадку представляється у вигляді:

без урахування тепла тертя

$$Nu = 0.664\sqrt{Re}\sqrt{Pr}; \quad (1.16)$$

з урахуванням тепла тертя

$$Nu = 0.332\sqrt{Re}\sqrt{Pr}\left(1 - \frac{w^2}{2c_p}\sqrt{Pr}\right). \quad (1.17)$$

При поздовжньому обтіканні пластини турбулентним потоком ($Re > 3 \cdot 10^5$) конвективний теплообмін можна розрахувати користуючись формулами теоретичного рішення задачі

$$Nu = \frac{0.445}{2(\lg Re)^{2.58}} - \frac{A_{крит}}{2}, \quad (1.18)$$

де $A_{крит} = f(Re_{крит})$ приведена в роботі [128]. Необхідно проте мати на увазі, що формула (1.18) не враховує зміну фізичних параметрів з температурою. Тому застосування теоретичних формул для розрахунків обмежена незначною різницею температур ($T_\infty - T_{cp}$), числом $Re < 5 \cdot 10^5$ та критерієм властивостей середовища $Pr \approx 1$.

Для розрахунку тепловіддачі пластини в розвиненому турбулентному потоці використовуються дані експериментальних досліджень [127]

$$Nu = 0,037Re^{0.8}Pr^{0.43}\left(\frac{Pr_n}{Pr_{см}}\right)^{0.25}, \quad (1.19)$$

при цьому слід враховувати, що навіть для надзвичайно насичених газів

$$Pr_n / Pr_{cm} \approx 1.$$

Застосування теорії прикордонного шару[128] дозволяє вирішувати задачу про теплообмін в потоці і для більш складної форми, ніж пластина. Коефіцієнт тепловіддачі або критерій конвективного теплообміну при лобовому обтіканні циліндра має більш складну залежність від координати місця в порівнянні з тепловіддачею пластини. Для місця зустрічі набігаючого ламинарного потоку ($Re < 5$) теорія прикордонного шару приводить до такої формули середнього критерію тепловіддачі (без урахування тепла тертя)

$$Nu = A\sqrt{Re}, \quad (1.20)$$

де $A = f(Re) = 0.6296 + 0.0504Re$.

У місці зустрічі потоку з циліндром, коефіцієнт тепловіддачі поверхні виходить значно більше, ніж при обтіканні пластини потоком з тими ж Re і Pr . При обтіканні циліндра ламінарним потоком, найбільша тепловіддача досягається на лобовій і тилівій його поверхні. В районі поверхні циліндра, де відбувається відрив ліній струму і рух середовища направлений від поверхні, тепловіддача виходить найменшою. В умовах турбулентної течії ($Re > 5$) характер розподілу критерію тепловіддачі зберігається приблизно таким же, як і при обтіканні ламінарним потоком. На тилівій поверхні циліндра є місця з найбільшою тепловіддачею [128]. В результаті узагальнення дослідних даних було отримано, що середній по окружності коефіцієнт тепловіддачі описується рівняннями при $5 < Re \leq 10^3$

$$Nu = 0.5\sqrt{Re} Pr^{0.38} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}; \quad (1.21)$$

при $10^3 < Re \leq 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0.25 Re^{0.6} Pr^{0.38} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}; \quad (1.22)$$

при $Re > 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.37} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}; \quad (1.23)$$

Теоретичний розрахунок конвективного теплообміну потоку середовища в трубах ускладнюється впливом ряду ефектів, таких, наприклад, як формування та взаємний вплив швидкісних і температурних полів, вплив температурних неоднорідностей при перенесенні тепла турбулентними масами до стінки і т.п. До того ж, на відміну від обтікання пластини необмеженим потоком зі зміненою швидкістю, при плинні середовищ в каналах швидкісне поле формується в міру переміщення середовища від початкового перетину каналу. Довжина ділянки каналу, на якому стабілізується швидкісне поле в поперечному перерізі потоку доходить до $50 \div 70$ поперечних розмірів каналу.

Зважаючи на складність впливу багатьох чинників розрахунок конвективного теплообміну в трубах проводять, користуючись даними експериментальних досліджень. На основі узагальнення багатьох експериментальних даних рекомендуються такі форми розрахунку середніх величин критеріїв конвективного теплообміну в каналах при $l/d > 50$ [127, 128]:

для ламінарної течії при $Re < 2300$

$$Nu = 0.15 \sqrt[3]{Re} Pr^{0.43} Gr^{0.1} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}; \quad (1.24)$$

для розвиненого турбулентного режиму течії при $Re > 10^4$

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}; \quad (1.25)$$

Для перехідного режиму плин (2300 < Re < 10⁴) що відрізняється нестійкістю плин результати різних експериментальних досліджень помітно різняться, і для наближеної оцінки теплообміну рекомендується користуватися наступній формулою [128]

$$Nu = A Pr^{0.43} (Pr_n / Pr_{cm})^{0.25}, \quad (1.26)$$

де $A = f(Re) \cong -0.7607 + 0.4051 Re / 10$.

В каналах с $l/d < 50$ коефіцієнт конвективного теплообміну при інших однакових умовах підвищується зі зменшенням довжини труби. Коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному потоці середовища в каналі з $l/d < 50$ можна розраховувати за формулами (1.24 – 1.26) вводячи множник збільшення

$$\varepsilon_L = 1 + 2d/l. \quad (1.27)$$

Слід також відзначити ще й те, що процес конвективного теплообміну мало залежить від виду перерізу каналу.

Тепловіддача при великих швидкостях течії газів має ряд особливостей, не врахування яких може привести до суттєвих помилок. В цьому випадку, внаслідок переходу кінетичної енергії в теплову власне підвищується температура газу в прикордонному шарі. Температура T_0 , яку приймає середовище при повному адіабатному гальмуванні, називається температурою гальмування [126]

$$T_0 = T + \frac{\omega}{2c_p} \quad (1.28)$$

При невеликих швидкостях $T_0 \approx T$. Зазвичай приймають, що ця рівність справедлива при $\omega < 0.25 M$. В реальних умовах процес переходу механічної

енергії в теплову супроводжується обміном теплоти і роботою між складними шарами. Зважаючи на це частинки середовища, що безпосередньо прилягають до поверхні тіла мають температуру, яка підвищує температуру середовища удалині від тіла, проте в загальному випадку не дорівнює температурі гальмування. Ця температура називається адіабатною температурою стінки [126]

$$T_{a.c.} = T + r \frac{\omega^2}{2c_p}, \quad (1.29)$$

де r – коефіцієнт відновлення температури.

У загальному випадку коефіцієнт відновлення залежить від тих же факторів, що і температурне поле потоку. В окремих випадках число факторів, що впливають, зменшується, так для пластин, які омиваються поздовжнім потоком газу:

при ламінарному приграничному шарі

$$r = \sqrt{\text{Pr}}; \quad (1.30)$$

при турбулентному

$$r = \sqrt[3]{\text{Pr}} \quad (1.31)$$

Для звукової та надзвукової турбулентної течії в трубі місцевий коефіцієнт відновлення може бути визначений за формулою

$$r = \sqrt[3]{\text{Pr}} - 7.16 \cdot 10^{-5} \text{Re}^{0.4} (1 + 0.0413(l/d - 15)) \quad (1.32)$$

При поперечному омиванні труб повітрям $r=0.92$. Формули (1.30 – 1.32) добре узгоджуються з дослідними даними.

Місцеві коефіцієнти тепловіддачі при поздовжньому омиванні пластини високошвидкісним потоком газу при турбулентному приграничному шарі можна розраховувати за формулою

$$Nu = 0.0296 Re^{0.8} Pr^{0.43} (T_n / T_0)^{0.38} \varepsilon_L, \quad (1.33)$$

де ε_L визначається за формулою (1.27).

Для аналогічного плин у трубах критеріальне рівняння має вигляд:

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.43} \varepsilon_L (T_n / T_0)^{0.42}, \quad (1.34)$$

де ε_L визначається за формулою (1.27).

Теорію приграничного шару можна застосувати і для визначення тепловіддачі тіл в умовах природної конвекції [128], тобто при обтіканні тіл середовищем, рух якого викликано різницею температур у поверхні тіла і на віддалі від нього. Переміщення мас середовища в умовах різниці температур здійснюється підйомної силою, що виникає в полі тяжіння, при зміні густини нагріваємого або охолоджуючого середовища.

Обмежена швидкість гравітаційної конвекції середовища дозволяє не враховувати тепло тертя.

Розрахунок тепловіддачі пластини в умовах природної конвекції середовища можна проводити за формулою

$$Nu = 0.478 Gr^{0.25} \quad (1.35)$$

добре узгоджується з експериментальними даними [127, 128].

Розрахунок тепловіддачі тіл іншої форми в умовах природної конвекції також дає результати, що підтверджуються експериментально, наприклад для циліндра:

для $Gr Pr < 10^3$

$$Nu = 0.372 Gr^{0.25}; \quad (1.36)$$

для $10^3 < Gr Pr < 10^8$

$$Nu = 0.5 (Gr Pr)^{0.25}; \quad (1.37)$$

для $Gr Pr > 10^8$

$$Nu = 0.76 (Gr Pr)^{0.25}; \quad (1.38)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі по критеріальним рівнянням носить наближений характер, так як ці рівняння є напівемпіричні і отримані для певних процесів конвективного теплообміну. Уточнення критеріальних рівнянь носить складний характер, пов'язаний в основному з труднощами надійної установки в важкодоступних місцях проточної частини складної оснастки. Тому, часто для визначення коефіцієнта тепловіддачі в проточних частинах турбомашин використовується прийом, заснований на вирішенні зворотної задачі теплопровідності.

Зворотня задача теплопровідності полягає в знаходженні густини теплового потоку на поверхні твердого тіла за даними вимірювань нестационарних температур всередині тіла. Різні підходи до розв'язання оберненої задачі теплопровідності описані в роботах [129, 130, 131, 132, 133, 134]. Наприклад, в роботах [129, 132] розв'язання зворотної задачі теплопровідності проводиться для визначення коефіцієнта тепловіддачі на

внутрішній поверхні конструкції за результатами вимірювань температур на зовнішній поверхні або всередині конструкції.

В роботі [130] проводиться порівняльний аналіз методів розв'язання зворотніх задач теплопровідності. Взагалі кажучи, зворотня задача теплопровідності відноситься до некоректно поставлених задач математичної фізики, вирішення яких класичними методами є нестійким до малих змін вихідних даних, тобто незначні зміни у вихідних даних можуть призводити до доволі великих похибок в результатах розрахунку. Для знаходження стійких рішень до малих змін вихідних даних застосовуються різні методи регуляризації, описані в роботах [134, 135].

1.4 Напружено-деформований стан конструктивних елементів в умовах повзучості

Подальший розвиток енергомашинобудування і перш за все турбобудування пов'язано з істотним підвищенням питомих показників. Основним напрямком у розвитку паротурбінних установок є підвищення параметрів пари перед турбіною. При цьому спостерігається інтенсивне зростання теплової та механічної напруженості і в першу чергу це відноситься до корпусних деталей. Руйнування цих конструкційних елементів може мати найважчі наслідки.

Збільшення надійності і довговічності відповідальних елементів конструкцій турбін, що працюють в умовах складного циклічного термомеханічного навантаження, є однією з найбільш пріоритетних задач сучасного турбобудування.

Систематичні дослідження повзучості металів почалися в 1905 р. з роботи Філіпса [136]. Інтерес до явищ повзучості особливо зріс в зв'язку з розвитком техніки. З'явилася необхідність в матеріалах, деталі з яких витримували б навантаження тривалий час при підвищених температурах. Саме за цих умов проявляються шкідливі наслідки повзучості.

Вдосконалення методики вимірювання деформації і часу до руйнування за вельми малі проміжки часу дозволило встановити, що при будь-яких температурах величини, що характеризують опір матеріалу досягненню деякої величини деформації або руйнування, істотно залежать від часу випробування [137].

Прийнято розрізняти наступні стадії деформації при повзучості: миттєва деформація, стадія неусталеної повзучості, при якій швидкість деформації безперервно знижується (I стадія); стадія усталеної повзучості, при якій деформація йде з постійною швидкістю (II стадія); стадія прискорення повзучості (III стадія), яка закінчується руйнуванням. Загальний час від початку навантаження до руйнування - час до руйнування. Напруження, при якому руйнування відбувається за деякий заздалегідь встановлений інтервал часу, часто називають довготривалою міцністю.

При дослідженні повзучості в зв'язку з потребами практики виникають дві головні задачі: 1) встановлення залежності зміни величини деформації від часу; 2) визначення закономірностей зміни швидкості деформації від температури і напружень.

Вивчаючи зміну деформації повзучості з часом, Фелтам стверджує [138], що в разі несталості повзучості, збільшення миттєвої деформації ε_0 прямо пропорційно зростанню температури.

Закономірності зміни деформації на першій стадії повзучості від часу розглянуті Коттреллом в роботі [139]. У найбільш загальному вигляді залежність швидкості повзучості від часу (t) виражається наступним чином:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = At^{-n},$$

де A - деяка постійна, що залежить від температури і напружень;

n - позитивний дріб $0 < n < 1$.

При підвищенні температура є тенденція до зменшення n . Коли $n = 1$, спостерігається логарифмічний закон повзучості:

$$\varepsilon = \alpha \ln t + C_1.$$

Для більшості металів «логарифмічна» повзучість експериментально спостерігається при відносно низьких температурах [140]. Логарифмічна повзучість була досліджена теоретично Орованом [141], Моттом і Набарро [142], Смітом [143] та ін. В основу моделі для розрахунків у всіх роботах була закладена ідея про наявність у вихідному недеформованому матеріалі деякої кількості «одиниць течії». При теоретичному виведенні виразу для «логарифмічною» повзучості важливим є вибір функції розподілу одиниць течії по напруженням, від якого залежить значення чисельних коефіцієнтів, що входять в залежність деформації від логарифму часу.

Підвищення температури випробувань призводить до залежності

$$\varepsilon = \beta t^{1/3} + C_2,$$

яка виходить при $n = 2/3$. Експериментально такий закон зміни ε від t спостерігався Андраде [144] ще на перших етапах вивчення повзучості. Тому повзучість, описувану наведеним виразом, часто називають повзучістю Андраде.

Підвищення температури і напружень призводить до зростання величини деформації, що накопичується на першій стадії повзучості. Як встановлено в роботах Фелтама [138, 145], величина β пов'язана з температурою і напруженням експоненціальною залежністю.

При проміжних значеннях температур тимчасова залежність деформації на першій стадії повзучості з урахуванням миттєвого видовження часто описується комбінацією нижченаведених виразів:

$$\varepsilon_I = \varepsilon_0 + \alpha \ln t + \beta t^{1/3}.$$

Так як на сталій стадії повзучості її швидкість не змінюється, то для всіх температур і напружень можна записати

$$\varepsilon_{II} = \gamma t + C_3,$$

де γ і C_3 зростають з температурою і напруженнями.

Деформація на I і II стадії повзучості може бути записана наступним чином:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \alpha \ln t + \beta t^{1/3} + \gamma t + C.$$

Для високих температур

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \beta t^{1/3} + \gamma t + C.$$

Як показує досвід, при цих умовах напруження в більшій мірі впливають на ε_0 і ε_I , ніж на ε_{II} , а підвищення температури більш істотно збільшує ε_{II} , ніж ε_0 і ε_I .

Можливість опису залежності деформації від часу привела деяких дослідників до припущення, що в процесі повзучості протікає кілька незалежних процесів. Наприклад, Андраде [146] вважає, що існує так звана β - повзучість (загасаюча в часі) і квазів'язкая повзучість (k - повзучість), що протікає з моменту прикладення навантаження з постійною швидкістю.

При визначенні закономірностей зміни швидкості повзучості (ν) від температури і напружень (σ) необхідно знати залежність коефіцієнтів $\alpha, \beta, \gamma, C_n$, що входять в вищенаведені рівняння, від температури і напружень. Однак теоретично отримати такі залежності в даний час дуже важко.

Експериментально отримана наступна залежність швидкості усталеної повзучості від напружень:

$$v = A_1 \exp(B_1 \sigma)$$

при відносно високих напруженнях,

$$v = A_2 \sigma^n$$

при середньому рівні напружень. Для чистих металів n становить 4 - 5.

При низьких рівнях напружень

$$v = A_3 \sigma.$$

В своїй роботі [147] Гарофало писав, що всі три наведені залежності швидкості усталеної повзучості формально можна описати законом гіперболічного синуса:

$$v = \alpha \sin h B \sigma.$$

Експерименти, проведені Гарофало, показують, що таке рівняння добре описує зв'язок між v і σ в інтервалі напружень, в якому справедливі експоненціальна і степенева залежності від напружень.

Одним з факторів, що визначають працездатність конструкції, є високотемпературна повзучість. При вирішенні задач механіки деформованого твердого тіла (МДТТ) з урахуванням деформацій повзучості широке застосування знайшли різні варіанти теорії спадкової повзучості і трьох основних технічних теорій - старіння, течії і зміцнення, описані в роботах [148, 149, 150, 151, 152, 153]. Відомі також теорії, що використовують для опису повзучості апарат структурних моделей і механічних аналогів [154, 155]. Більшість теорій повзучості задовільно

описує деформування при постійних або повільно змінних навантаженнях. Аналіз НДС при змінних навантаженнях краще описується з використанням теорій течії і зміцнення, при цьому теорія зміцнення має деякі переваги над теорією течії, так як дещо точніше апроксимує результати експериментів [148]. З точки зору організації обчислювального циклу технічні теорії мають деякі переваги над спадковими [148, 149]. Однак історія попереднього навантаження не знаходить достатньо повного відображення в основних співвідношеннях цих теорій. Тому застосування теорії спадкового середовища є більш прийнятним. Проблеми, пов'язані з побудовою і застосуванням лінійних і нелінійних теорій спадкового середовища, розглянуті в багатьох роботах, наприклад [150, 151, 152].

При вирішенні МСЕ крайових задач МДТТ з урахуванням деформацій повзучості досить часто використовують схеми Ейлера - явну або неявну. Залежно від особливостей даної задачі алгоритм рішення будується або відповідно до методу початкових напружень, або відповідно до методу початкових деформацій [149, 156, 157, 158]. Метод початкових деформацій при вирішенні задач з урахуванням повзучості використовується частіше, оскільки застосування методу початкових напружень для цього класу задач технічно значно складніше. Нижче розглядаються явна і неявна схеми Ейлера в поєднанні з МСЕ [156, 157, 158, 159, 160]. Обидві схеми формулюються відповідно до методу початкових деформацій [156, 157]. Визначальне співвідношення, для прикладу, було вибрано у формі теорії течії.

1. Явна схема Ейлера

Дана схема для кінцевих навантажень реалізується у відповідності з наступним алгоритмом.

1. Для початкового моменту часу $t_k = t_0 = 0$ задається навантаження $\{Y\}$. Приймається, що у всіх СЕ (e) деформації повзучості $\{\varepsilon^{c(e)}\}$ відсутні

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_0)\} = 0.$$

2. Відповідно до процедур MCE формується і розв'язується рівняння

$$[K]\{U\} = \{Y\}.$$

3. Для кожного скінченного елемента (e) обчислюється вектор напружень $\{\sigma^{(e)}\}$.

4. З прийнятих визначальних співвідношень знаходиться вектор швидкостей деформацій повзучості

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} = \{f(\{\sigma^{(e)}\}, t_k)\}.$$

5. Для моменту часу t_{k+1} обчислюється вектор деформацій повзучості

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} + \Delta t \{\dot{\varepsilon}^{c(e)}(t_k)\},$$

де $\Delta t = t_{k+1} - t_k$ - крок у часі.

6. Формується локальний вектор вузлових сил $\{Y_{\varepsilon^c}^{(e)}\}$, еквівалентний дії деформацій повзучості в обсязі даного СЕ (e)

$$\{Y_{\varepsilon^c}^{(e)}\} = \int_{V^{(e)}} [B_p^{(e)}]^T [H^{(e)}] \{\varepsilon^{c(e)}\} dv,$$

де $[H^{(e)}]$ - матриця Гука; $[B_p^{(e)}]$ - матриця градієнтів СЕ (e).

В даному випадку фіктивні початкові деформації приймаються рівними деформаціям повзучості.

7. Формується глобальний вектор вузлових сил $\{Y_{\varepsilon^c}\}$, еквівалентний дії деформацій повзучості в об'ємі всього тіла

$$\{Y_{\varepsilon^c}\} = \sum_{e=1}^{k_{el}} [b_V^{(e)}]^T \{Y_{\varepsilon^c}^{(e)}\},$$

тут k_{el} - число СЕ; $[b_V^{(e)}]$ - матриця геометричних зв'язків СЕ (e).

8. Формується і вирішується рівняння

$$[K]\{U\} = \{Y\} + \{Y_{\varepsilon^c}\}.$$

9. Обчислюється вектор напружень $\{\sigma^{(e)}\}$.

10. Якщо заданий інтервал часу пройдено ($t_{k+1} \geq t_{max}$), то обчислення закінчуються, в іншому випадку робиться перехід до пункту (4).

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

2. Неявна схема Ейлера

Для кінцевих навантажень схема реалізується у відповідності з наступним алгоритмом:

1. Для початкового моменту часу $t_k = t_0 = 0$ задається навантаження $\{Y\}$. Приймається, що у всіх скінченних елементах (e) деформації повзучості $\{\varepsilon^{c(e)}\}$ відсутні

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_0)\} = 0.$$

2. Відповідно до процедур МСЕ формується і розв'язується рівняння

$$[K]\{U\} = \{Y\}.$$

3. Для кожного СЕ (e) обчислюється вектор напружень $\{\sigma^{(e)}\}$.

4. З прийнятих визначальних співвідношень знаходиться вектор швидкостей деформацій повзучості

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} = \{f(\{\sigma^{(e)}\}, t_k)\}.$$

7. Фіксується вектор $\{\varepsilon_{old}^{c(e)}(t_{k+1})\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\}$ і приймається, що

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\}.$$

8. Для моменту часу t_{k+1} обчислюється вектор деформацій повзучості

$$\{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\} = \{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} + \Delta t[(1 - \alpha)\{\varepsilon^{c(e)}(t_k)\} + \alpha\{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\}],$$

де Δt - крок у часі ($\Delta t = t_{k+1} - t_k$); α - параметр ($\alpha \geq 0.5$).

7. Оцінюється збіжність ітерацій всередині розглянутого кроку за часом: якщо виконується нерівність

$$\max_{1 \leq e \leq k_{el}} \left\| \{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\} - \{\varepsilon_{old}^{c(e)}(t_{k+1})\} \right\| < \delta_{\varepsilon^c},$$

де δ_{ε^c} - задана точність, то виконується перехід до пункту (13), в іншому випадку - до пункту (8).

8. Формуються вектори

$$\{Y(t_{k+1})\} \text{ и } \{Y_{\varepsilon^c}(t_{k+1})\} = \sum_{e=1}^{k_{el}} [b_V^{(e)}]^T \{Y_{\varepsilon^c}^{(e)}(t_{k+1})\},$$

$$\text{де } \{Y_{\varepsilon^c}^{(e)}(t_{k+1})\} = \int_{V^{(e)}} [B_p^{(e)}]^T [H^{(e)}] \{\varepsilon^{c(e)}(t_{k+1})\} dv.$$

9. Формується глобальна матриця жорсткості (якщо необхідно) і розв'язується рівняння

$$[K]\{U\} = \{Y\} + \{Y_{\varepsilon}\}.$$

10. Обчислюється вектор напружень $\{\sigma^{(e)}\}$.

11. Фіксується вектор $\{\varepsilon_{old}^{(e)}(t_{k+1})\} = \{\varepsilon^{(e)}(t_{k+1})\}$ і обчислюється вектор швидкостей деформацій повзучості з урахуванням отриманого вектора напружень $\{\sigma^{(e)}\}$

$$\{\varepsilon^{(e)}(t_{k+1})\} = \{f(\{\sigma^{(e)}\}, t_{k+1})\}.$$

12. Виконується перехід до пункту (6).

13. Якщо заданий інтервал часу пройдено ($t_{k+1} \geq t_{max}$), то обчислення закінчуються, в іншому випадку виконується перехід до пункту (5).

При реалізації неявної схеми глобальна матриця жорсткості $[K]$, як і у випадку явної схеми, може бути побудована на початку розрахунку і потім залишатися постійною. Якщо її компоненти змінюються, наприклад, залежать від температури, яка в свою чергу залежить від часу, то матриця жорсткості $[K]$ будується на кожному кроці за часом, проте на ітераціях всередині кроків залишається постійною.

Неявна схема менш чутлива до величини кроку за часом Δt , проте ітераційний процес всередині кроку може потребувати помітних затрат процесорного часу.

Однією з модифікацій як явної, так і неявної схем, спрямованих на підвищення обчислювальної ефективності, є наступна [156, 157]. Після того, як визначено вектор напружень $\{\sigma^{(e)}\}$, обчислюється глобальний вектор нев'язки вузлових сил скінчено-елементної моделі

$$\{Z\} = \{Y\} - \sum_{e=1}^{k_{el}} \left[b_V^{(e)} \right]^T \int_{V^{(e)}} \left[B_p^{(e)} \right]^T \{ \sigma^{(e)} \} dv,$$

який потім додається до правої частини основного матричного рівняння

$$[K]\{U\} = \{Y\} + \{Y_{\varepsilon c}\} + \beta\{Z\},$$

при цьому всі інші процедури зберігаються. Параметр β підбирається експериментально.

1.5 Інженерні методи розрахунку корпусних деталей турбомашин

Корпусні деталі турбін є одними з найбільш напружених деталей і являють собою досить складні конструкції.

Різноманіття конструктивних форм і відносних розмірів деталей ускладнює побудову єдиних методик розрахунку на міцність, придатних для корпусних деталей турбомашин.

Точне рішення задач по визначенню НДС за допомогою існуючих наближених методик не представляється можливим навіть при використанні сучасних обчислювальних методів.

Тому на практиці широко застосовуються інженерні методи розрахунку, побудовані на певних припущеннях [25, 31, 45, 49, 161, 162, 163, 164, 165]. Так в роботах [164, 165, 166, 167] складні корпусні деталі турбомашин схематизовані у вигляді оболонок обертання і плоских деталей, до яких застосовують ті чи інші аналітичні та чисельні методи. Як аналітичні методи розрахунку можуть бути точними і наближеними, так і за допомогою інженерних методів можна досягти необхідної точності розрахунку корпусних деталей турбомашин. Наприклад, в роботах [165, 168, 169, 170] описано наближений підхід щодо визначення зусиль в шпильках і напружень у фланцях горизонтального роз'єму, а також підхід щодо визначення

температурних напружень в корпусах турбіни. Отримані наближені формули широко застосовуються для визначення основних геометричних розмірів корпусних деталей турбомашин і оцінки їх міцності [171, 172, 173].

Створення потужних ПК дозволило широко застосувати чисельні методи в інженерній практиці розрахунку температурних полів і термонапруженого стану в корпусних деталях турбомашин.

Застосування чисельних методів для розв'язання прикладних задач присвячена велика кількість робіт О.Ю. Черноусенко, М.Г. Шульженка, П.П. Гонтаровського, К.В. Фролова та ін. [25, 45, 47, 49, 65, 175, 176, 177].

В монографіях [25] описано застосування МСЕ для розрахунку корпусних деталей в двох і тривимірній постановці, а також обгрунтовано застосування моментної схеми СЕ для розрахунку конструкцій з великими деформаціями.

Велику кількість робіт присвячено визначенню температурних напружень в корпусах парових турбін що мають фланець горизонтального роз'єму [165, 168, 169, 170, 177, 179]. Застосування МСЕ в тривимірній постановці для розрахунку таких корпусів під час проектування викликає поки певні труднощі, тому на турбобудівних підприємствах в основному продовжують застосовуватися двовимірні розрахункові схеми в осесиметричній або плоских постановках [5, 168, 180, 181, 182], а також в неосесиметричній постановці з використанням оболонкових скінчених елементів [58, 179]. І хоча застосування осесиметричних і плоских схем для розрахунку корпусів з фланцями горизонтального роз'єму викликає певні заперечення [5, 179], все - таки для багатьох конструкцій корпусів вони залишаються прийнятними. Підтвердження цьому знаходиться в деяких роботах по розрахунково - експериментальному дослідженню корпусних деталей [170, 181, 183]. У той же час для дослідження найбільш відповідальних корпусних деталей при високих термосилових навантаженнях широко використовуються методи і засоби натурної тензометрії і термографії [120, 184, 185, 186].

1.6 Постановка задачі дослідження

Практика проектування та експлуатації парових турбін ставить ряд проблем забезпечення міцності корпусних деталей ЦВТ, забезпечення щільності стику фланців горизонтального роз'єму для різних стаціонарних і нестаціонарних режимів роботи турбіни, що підвищує значення правильної оцінки їх термонапруженого стану. Оскільки в більшості механізмів корпусу передача зусиль між деталями здійснюється за допомогою контакту, а їх температура і міцність визначається характером розподілу контактного тиску, стає актуальною побудова уточнених моделей і методів розрахунку конструкції в термоконтатній постановці.

Аналізу проблем оцінки міцності високонапружених корпусів енергетичних парових турбін показує, що рішення окремих задач теплопровідності, термoprужності та термопластичності, задачам контактної взаємодії в літературі приділяється багато уваги, в той же час практично відсутні роботи, де було б приділено увагу спільному врахуванню перерахованих факторів як в пружній постановці, так і з урахуванням впливу явищ пластичності і повзучості в розрахунках на міцність корпусів турбін. Крім того, практично відсутня література з розв'язання задач теплопровідності і термонапруженого стану для корпусів турбін з фланцями горизонтального роз'єму з урахуванням контактної взаємодії. Тому, для вирішення цих проблем необхідна розробка нових інженерних методів і алгоритмів.

Огляд літератури свідчить про те, що на сьогоднішній день розв'язок цих задач можна здійснити з використанням МСЕ в тривимірній постановці.

Настоящая работа посвящена разработке методики расчета трехмерных контактных задач с учетом теплообмена между соприкасающимися поверхностями. Запропонований метод розв'язання задачі термоміцності внутрішнього корпусу ЦВТ парової турбіни К-500-240-2 заснований на застосуванні моделі контактного шару, яка дозволяє враховувати вплив

термічної провідності контакту, контактного тиску і чистоти обробки поверхні (висоти мікронерівностей) на характер термонапруженого стану конструкцій при розв'язанні задач за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розроблений підхід може бути використаний для аналізу напруженого стану ряду технічних з'єднань.

РОЗДІЛ 2

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ТРИВИМІРНИХ РОЗРАХУНКІВ НДС З УРАХУВАННЯМ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТА ЇЇ ВЕРИФІКАЦІЯ НА ФІЗИЧНІЙ МОДЕЛІ

2.1 Постановка задачі дослідження вузла ущільнення модельного трубопроводу

Оцінка напруженого стану контактуючих між собою поверхонь може бути отримана або шляхом дорогого і тривалого натурного випробування, або розрахунковим шляхом, для чого необхідно мати адекватну розрахункову модель. В даний час отримання реальної картини розподілу контактного тиску розрахунковим шляхом можливо тільки шляхом використання МСЕ [187].

Даний розділ присвячено удосконаленню методики тривимірних розрахунків пружного НДС корпусу за допомогою МСЕ з урахуванням контактної взаємодії елементів конструкції та її верифікації на тестовій фізичній тензометричній моделі вузла ущільнення трубопроводу.

В роботі [7] представлено дослідження НДС вузла ущільнення модельного трубопроводу за допомогою натурного експерименту та чисельного дослідження.

Модель вузла ущільнення трубопроводу та основні розміри моделі, що показані на розрізі вузла ущільнення, представлені на рис. 2.1. Фізична модель основного трубопроводу являє собою циліндричну трубу діаметром 400 мм і товщиною 4 мм, виготовлену з органічного скла. Як видно з рис. 2.1, основна труба охоплюється кожухом з відведенням, який виготовлено також з органічного скла. Кожух складається з двох половин, для з'єднання яких є фланці горизонтального роз'єму. Для жорсткості на торцях кожуха приварені кільцеві фланці. Дві половини кожуха стягувалися металевими болтами. Простір між кожухом і основним трубопроводом

заповнювався товстою м'якою листовою гумою, що сприяло більш рівномірній передачі зусилля на поверхню основного трубопроводу при стисненні кожухом.

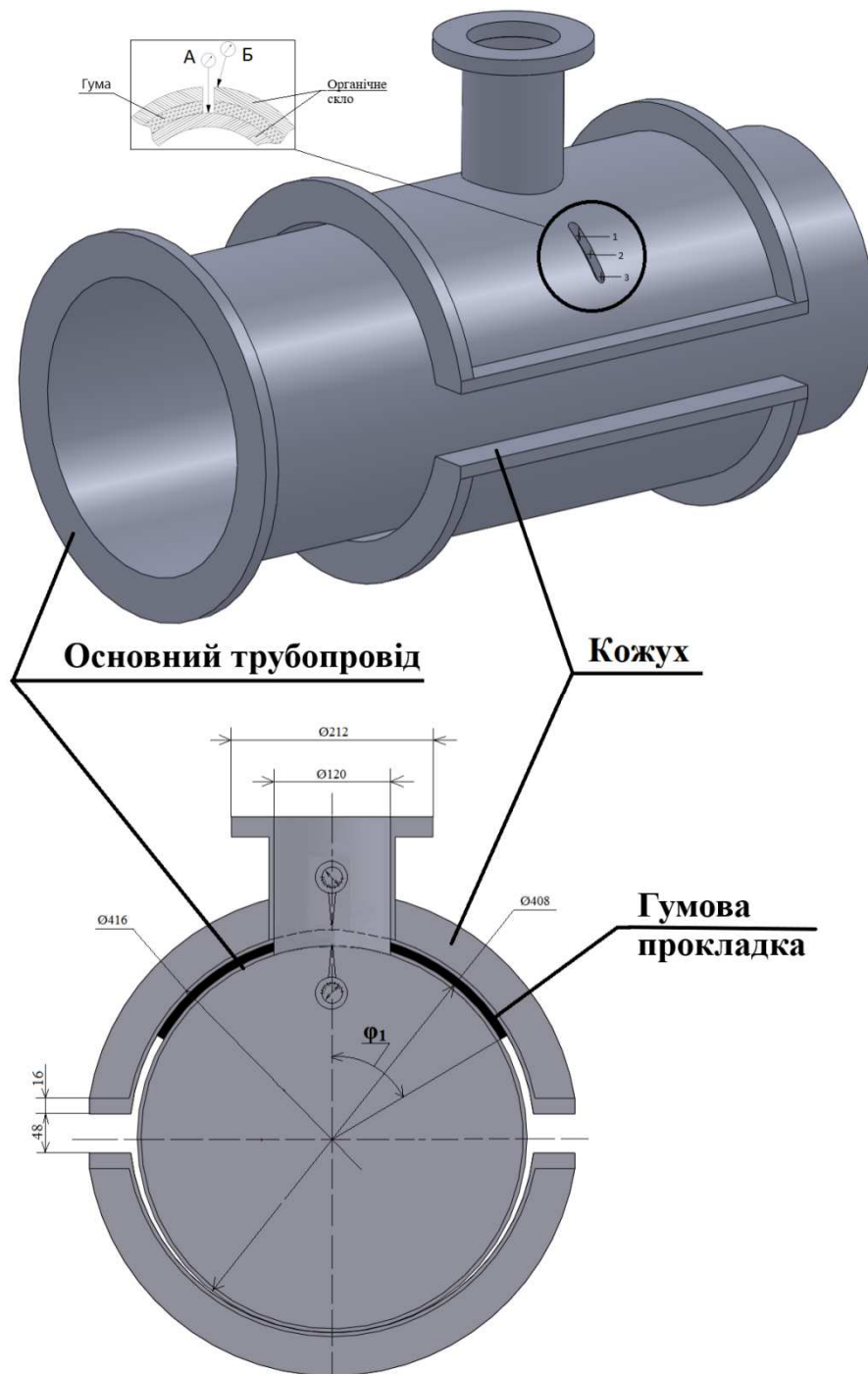


Рисунок 2.1. – 3D модель вузла ущільнення трубопроводу:
схема вимірювання прогину

Фізико-механічні властивості матеріалів(модуль Юнга E , коефіцієнт Пуассона ν , густина ρ), що використовуються при виготовленні вузла ущільнення, приводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Фізико-механічні властивості матеріалів моделі вузла ущільнення трубопроводу

Матеріал	Фізико-механічні властивості		
	E , МПа	ν	ρ , кг/м ³
Органічне скло (трубопровід, кожух)	$2,785 \cdot 10^3$	0,35	1190
М'яка пориста гума(ущільнювач)	1.02	0,3	1800

В ході розв'язання НДС вузла ущільнення трубопроводу необхідно розв'язати наступні задачі:

1. визначити розподіл напружень в основному трубопроводі під впливом тиску, що створюється кожухом-ущільнювачем на трубопроводі;
2. визначити характер розподілу контактного тиску, що виникає в результаті впливу кожуха-ущільнювача на основний трубопровід.

Задача визначення НДС вузла ущільнення розв'язувалася в пружній постановці, без врахування впливу температурних напружень і деформацій. На рис. 2.2 представлена розрахункова схема навантаження вузла ущільнення трубопроводу, яка враховує:

- затяжку кріплення кожуха (на схемі навантаження – навантаження групи "В", рис. 2.2);
- контактну взаємодію в вузлі ущільнення на контактуючих поверхнях трубопроводу, верхньої та нижньої половин кожуха.

Граничними умовами, що моделюють закріплення вузла в розрахунковій тривимірній моделі, є обмеження переміщень вузла по вертикальній осі (рис. 2.2).

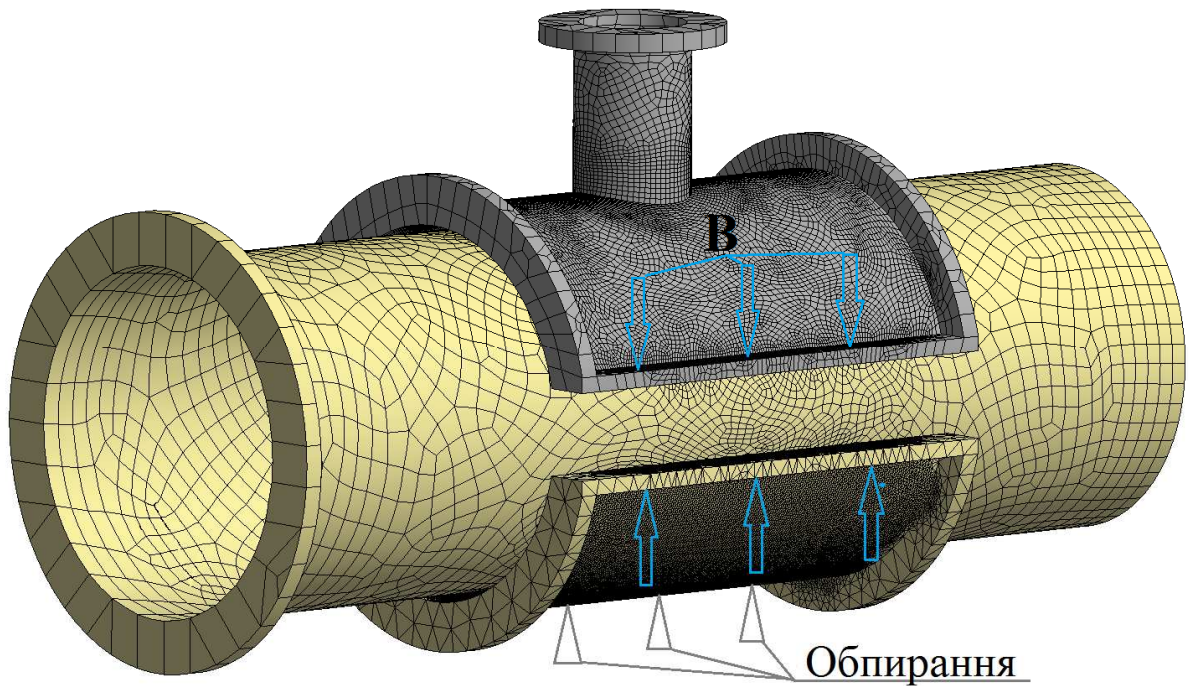


Рисунок 2.2 – Розрахункова СЕ модель вузла ущільнення трубопроводу

2.2 Методологія розв'язання контактної задачі

2.2.1 Методика чисельної реалізації контактної задачі

Чисельним методом поставлену задачу реалізовано за алгоритмом, описаним в [188], відповідно до якого, для крайової контактної задачі характерна наявність зони контакту відомої (стабільної) або невідомої (нестабільної, змінної) конфігурації. У цій зоні немає взаємопроникнення поверхонь тіл, а передані в результаті контакту зусилля не можуть бути розтягуючими (при врахуванні сил поверхневого зчеплення в зоні контакту допускається деякий рівень "негативного тиску"). У відповідності з наслідком загального закону збереження (закон поверхневих взаємодій) зусилля контакту на двох контактуючих поверхнях повинні бути рівними за величиною і різнонаправленими. Розрізняють силовий контакт без тертя і з тертям.

Таким чином, постановка крайової контактної задачі про НДС тіл відрізняється від постановки неконтактної задачі наявністю додаткових ГУ і обмежень на поверхні контакту S_k , які можна описати нижче представленими рівняннями.

На загальній поверхні S_k з умовними номерами 2.1 і 2.2 повинні бути виконані умови спряження:

- силові

$$(\sigma_{(1)}^{mn} - \sigma_{(2)}^{mn}) \cdot \nu_{m(j)} = 0; \quad m, n = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2; \quad (2.1)$$

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

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m = 0; \quad m = 1, 2, 3; \quad (2.2)$$

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \tau_m = 0; \quad m = 1, 2, 3; \quad (2.3)$$

де ν_m , τ_m – компоненти векторів відповідно зовнішньої нормалі до поверхні контакту і дотичної до цієї поверхні. При проковзуванні (з тертям або без тертя) умова (2.3) не використовується;

- негативних значень нормальних складових контактних зусиль

$$(\sigma^{mn} \nu_m \nu_n)_{(j)} < 0; \quad j = 1, 2; \quad (2.4)$$

- взаємного непроникнення тіл

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m \leq 0; \quad (2.5)$$

Дві останніх умови є основою для визначення конфігурації поточної поверхні контакту.

Разом з ГУ додатково залучаються ГУ на поверхні контакту S_k при:

$$- \text{зчепленні, тобто при } |\sigma_\tau| \leq \min \left\{ \mu |\sigma_\nu|; (\sigma_s)_{\min} / \sqrt{3} \right\},$$

де σ_s – актуальна межа текучості матеріалу;

$$\sigma_\nu = \sigma^{mn} \nu_m \nu_n \big|_{S_k} = \hat{F}_\nu; \quad (2.6)$$

$$\sigma_\tau = \left[\sum_{n=1}^3 (\sigma^{mn} \nu_m)^2 - (\sigma^{mn} \nu_m \nu_n)^2 \right]^{1/2} \big|_{S_k} = \hat{F}_\tau; \quad (2.7)$$

або

$$U_m \big|_{S_k} = \hat{U}_m; \quad (2.8)$$

$$- \text{проковзуванні, тобто при } |\sigma_\tau| > \min \left\{ \mu |\sigma_\nu|; (\sigma_s)_{\min} / \sqrt{3} \right\},$$

$$\sigma_\nu = \sigma^{mn} \nu_m \nu_n \big|_{S_k} = \hat{F}_\nu; \quad (2.9)$$

або

$$U_\nu = U_m \nu_m \big|_{S_k} = \hat{U}_\nu; \quad (2.10)$$

а також при $\mu \neq 0$

$$\sigma_\tau = -|\hat{F}_\tau| \cdot \text{sign}(U_\tau), \quad (2.11)$$

де $U_\tau = (U_{m(1)} - U_{m(2)}) \cdot \tau_m$ – дотична до поверхні контакту проекція вектора взаємних переміщень.

При неврахуванні тертя (при рівності нулю коефіцієнта тертя μ) ГУ на S_k спрощуються до

$$\sigma_v = \sigma^{mn} v_m v_n \big|_{sk} = \hat{F}_v \text{ або } U_v = U_m v_m \big|_{sk} = \hat{U}_v. \quad (2.12)$$

В якості методу для вирішення контактної задачі розглядалися "Метод штрафних функцій" (МШФ), який завдяки своїй економії розрахункових і часових ресурсів, отримав найбільш широке застосування і "Метод множників Лагранжа" (ММЛ). МШФ дуже корисний при вирішенні проблем фрикційного контакту, в той час як ММЛ, заснований на множниках, відомий своєю точністю. Основним недоліком ММЛ є те, що він може привести до неправильного сходження розв'язку, в той час як МШФ може привести до неточних результатів [189].

З огляду на необхідність оперативного вирішення контактних задач, що виникають в ході виробництва і експлуатації енергетичного обладнання, для вирішення прийнято МШФ, в основу якого становить доданий штрафний член для поліпшення процесу рішення. У контактних задачах штрафний член включає в себе матрицю жорсткості контактної поверхні. Матриця впливає з концепції, згідно з якою одна уявна тіло проникає в інше [190].

Механічні властивості контактного шару характеризуються контактною жорсткістю

$$C_n = f \cdot E \cdot h, \quad (2.13)$$

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

E – модуль Юнга, МПа;

h – характерний лінійний розмір зони контакту.

Для побудови матриці жорсткості контактної поверхні було прийнято величину взаємного проникнення на ущільнюючій поверхні кожуха близькою до висоти шорсткості склопластика, а саме 0,008 мм.

Запропонована СЕ-модель реалізована в пакеті ANSYS.

2.2.2 Підготовка вихідних даних для СЕ аналізу

В ході даного дослідження необхідно було довести можливість застосування МСЕ для вирішення подібного типу задач. Даний метод дозволяє представити суцільне тіло у вигляді сукупності окремих СЕ, що взаємодіють між собою в скінченному числі вузлових точок, до яких прикладаються деякі фіктивні зусилля взаємодії, які характеризують дію розподілених внутрішніх напружень, прикладених уздовж реальних границь стикування суміжних елементів. Проблема зводиться до розрахунку пружної системи зі скінченим числом ступенів свободи. Заміна вихідної конструкції сукупністю дискретних елементів передбачає рівність енергій конструкції і її дискретної моделі. Однак елементи реальної конструкції мають уздовж своєї границі безперервні зв'язки із суміжними елементами, отже при побудові дискретної моделі необхідно робити деякі апріорні припущення про характер силової або кінематичної взаємодії між суміжними елементами. Звідси випливає, що дискретна модель може лише наближено відображати поведінку вихідної конструкції.

Для проведення даного розрахунку в масштабі 1: 1 в пакеті CAD моделювання в масштабі 1: 1 від фізичної моделі в пакеті CAD моделювання Autodesk Inventor [191] створена геометрична тривимірна модель вузла ущільнення основного трубопроводу (рис. 2.1), яка далі була імпортована в програмний комплекс ANSYS, в основі якого лежить МСЕ.

Останнім, і найбільш важливим етапом підготовки до розрахунку стало створення СЕ сітки, від якості і порядку якої залежить як збіжність рішення, так і точність одержуваних результатів. Для розв'язання такої задачі за допомогою МСЕ створено СЕ модель, яка представлена на рис. 2.2. При розбитті вихідної моделі було отримано 17319 СЕ.

При створенні СЕ моделі використовувався двадцативузловий тривимірний елемент з трьома ступенями свободи в кожному вузлі, представлений на рис. 2.3. Даний елемент має квадратичне представлення переміщень і може бути

використаний як в регулярних, так і нерегулярних сітках, що важливо при побудові розрахункових СЕ моделей для об'єктів досить складною геометричної структури, що імпортуються з різних програмних комплексів для проектування [192].

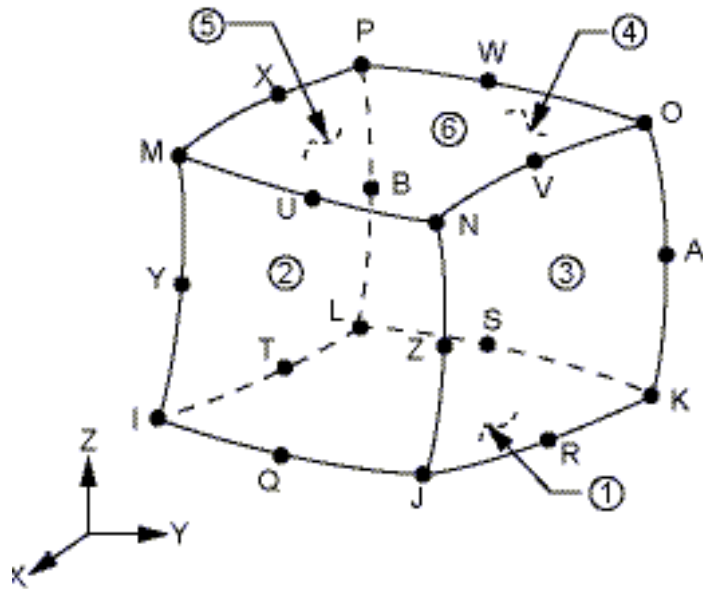


Рисунок 2.3 – Геометрія двадцятивузлового СЕ

Для більш точного визначення НДС в використовувану тривимірну модель включена симетрична контактна взаємодія двох половин кожуха, прокладки-ущільнювача і основного трубопроводу. При цьому розглядалося кілька зон контактної взаємодії.

У зонах контакту, які головним чином впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру СЕ до 1 мм. При моделюванні контактної взаємодії між поверхнями використовувався восьмивузловий контактний СЕ, який враховує контакт і ковзання між «цільовими» поверхнями та поверхнею що деформується (рис. 2.4).

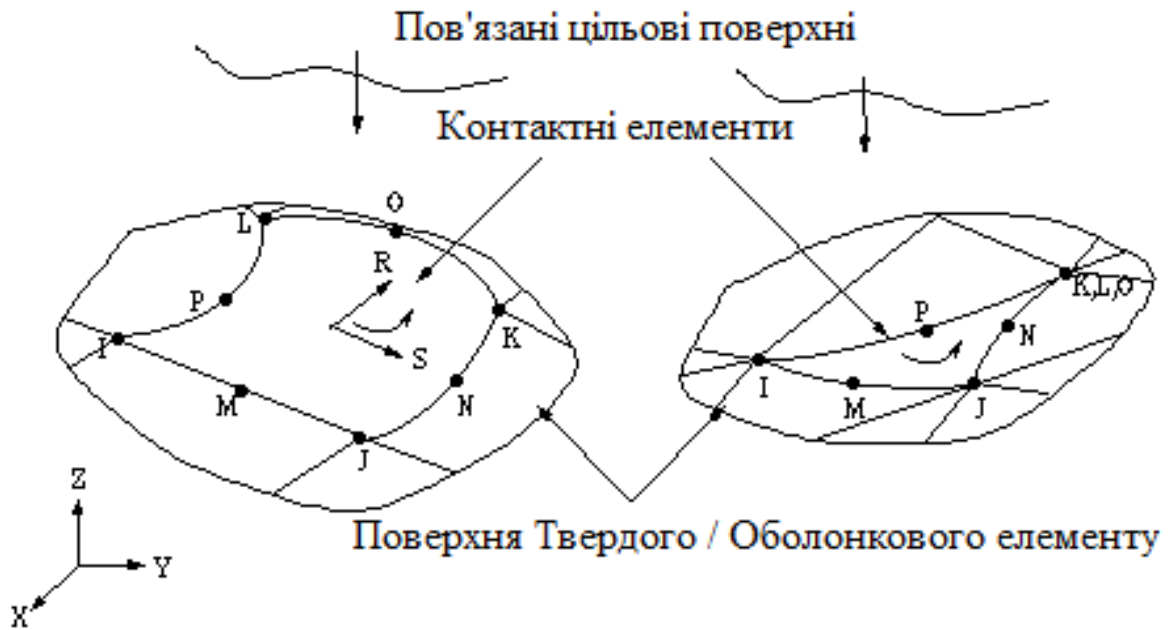


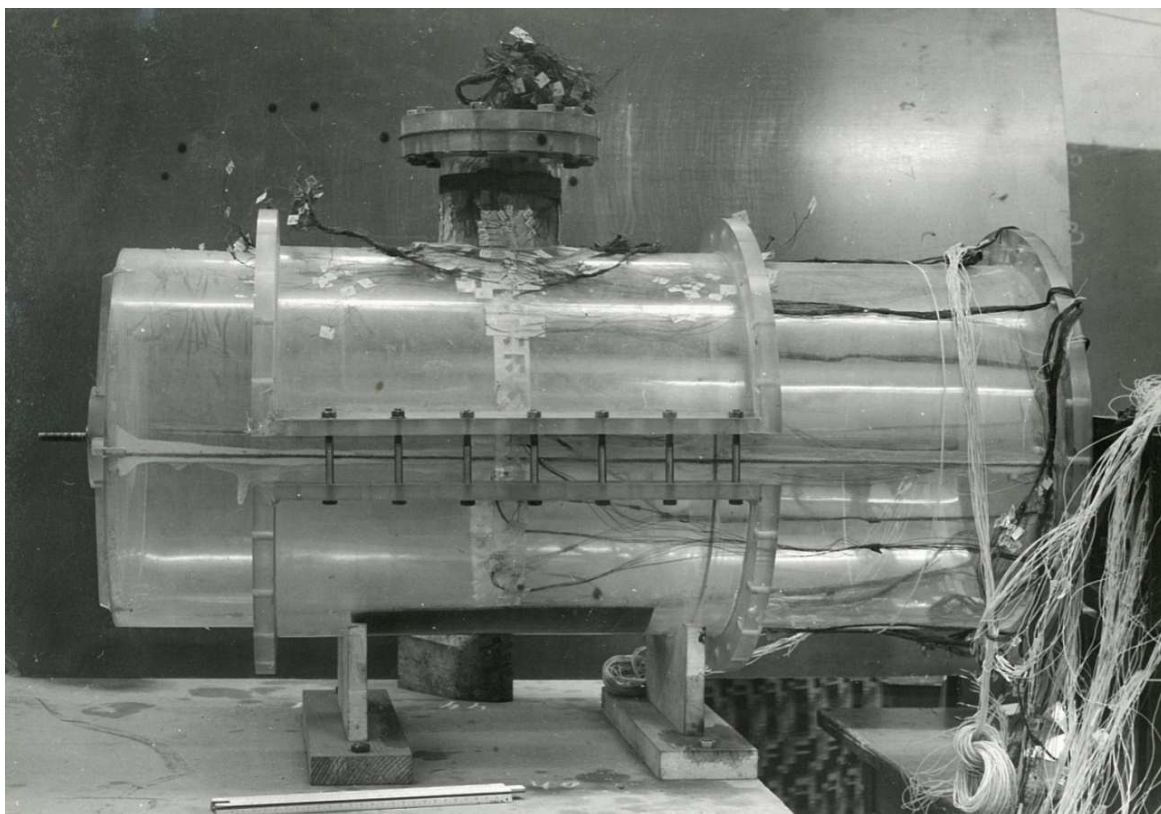
Рисунок 2.4 – Геометрія восьмивузлового контактного СЕ

2.3 Модельний експеримент

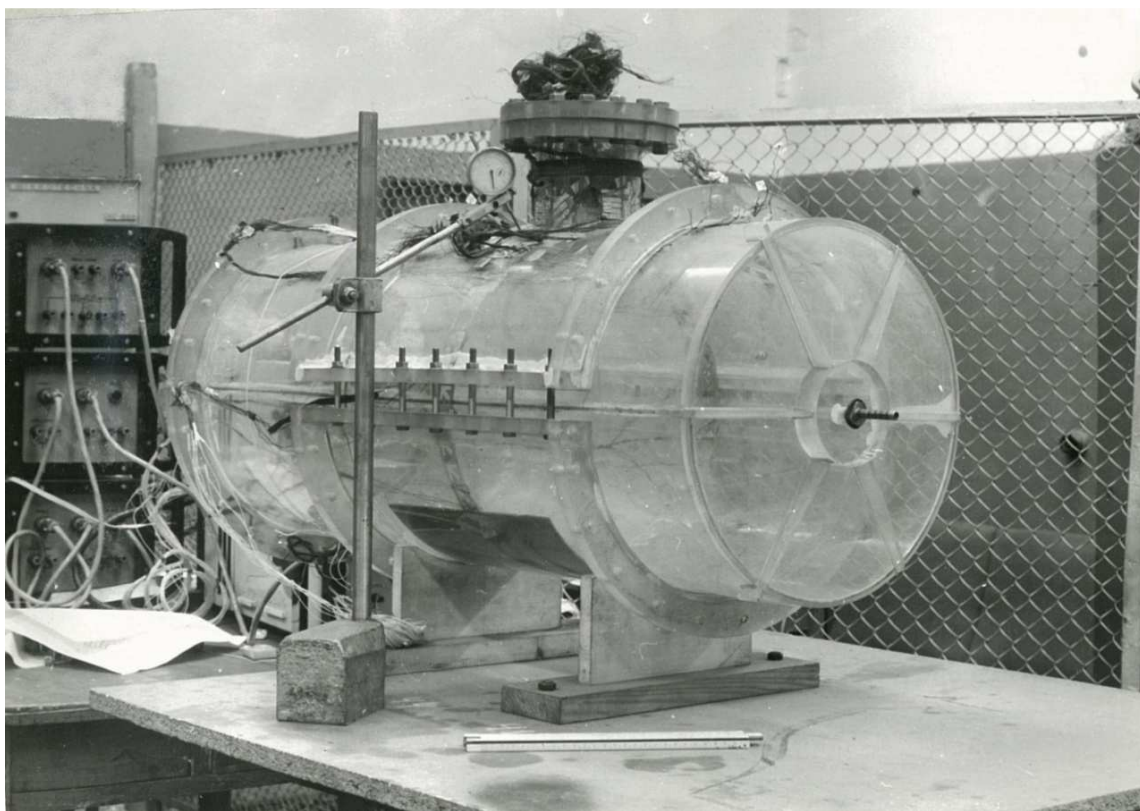
2.3.1 Експериментальна установка

Для верифікації запропонованої моделі та методики розв'язання було проведено експериментальне дослідження НДС за допомогою тензометрування [187, 193] вузла ущільнення трубопроводу на моделі, виконаній з низькомодульного матеріалу – органічного скла в масштабі 1: 2.5 з дотриманням повної геометричної подібності (рис. 2.5).

Експериментальне дослідження методом тензометрування продиктовано рядом причин і насамперед тим, що дослідження НДС на тензометричних моделях отримало досить широке поширення і до теперішнього часу, ймовірно, є основним методом особливо для ємностей під тиском, тобто в тих випадках, коли закон розподілу тиску по товщині стінки лінійний або близький до нього і, отже, визначення напружень на внутрішній і зовнішній поверхнях в досліджуваній точці дозволяє виявити найбільше значення напружень.



а)



б)

Рисунок 2.5 – Модель трубопровода:

а) в зборі з наклеєними тензодатчиками; б) вимірювання прогину

Випробування на спрощених тестових моделях, на відміну від тензометрування натурних деталей, дає можливість ще в стадії проектування проводити експериментальні дослідження і відпрацювання оптимальних розмірів з точки зору міцності.

Основною вимогою при підготовці моделі перш за все було дотримання геометричної подібності натури і моделі. При цьому розглянуто використання повної і неповної геометричної подоби, однак враховуючи ряд факторів, що можуть призвести до помилкового результату при використанні неповної геометричної подоби, а саме:

1) коефіцієнти геометричної подоби для розмірів серединної поверхні і для товщини стінок можуть мати різне значення;

2) в разі неповної геометричної подоби треба дотримуватися великої обережності, необхідно кожного разу враховувати характер зовнішніх навантажень, умов закріплення країв і інші чинники, що можуть здійснити істотний вплив на величини напружень і характер їх розподілу, а також викликати труднощі при перерахунку напружень і переміщень від моделі до натури, в даному випадку застосована повна геометрична подоба. Слід зазначити, що в моделі допущено деяке спрощення окремих елементів конструкції, які не надають істотного впливу на НДС. Подібні спрощення зроблено і при розробці та складанні розрахункової схеми.

При цьому співвідношення жорсткостей (модулів пружності) органічного скла і гуми таке ж, як і в натурної конструкції.

Слід зазначити, що вузол ущільнення для дослідження пружних деформацій на тензометричній моделі можна було виготовити з будь-якого матеріалу, що підкоряється закону Гука. Зокрема модель можна було виготовити зі сталі або провести дослідження на натурному трубопроводі в стендових умовах, однак для створення досить великих деформацій, до моделі, виконаної зі сталі, довелося б докласти великі навантаження. Наприклад, в разі внутрішнього тиску його величина повинна була б бути одного порядку з натурним. Великі деформації при

випробуваннях є необхідною умовою точності вимірювань, оскільки випадкові похибки приладів носять абсолютний характер і, таким чином, відносні похибки тим менше, чим більше вимірювані відносні деформації (напруження).

Проведення тензометричних випробувань на натурних деталях або сталевих моделях пов'язано, таким чином, з проблемою великих зовнішніх навантажень, в нашому випадку з проблемою високого тиску, близько 75 кг/см^2 , при цьому виникає ряд труднощів. Основні з них: виведення проводів з тензорезисторів, розташованих на внутрішній поверхні, і вибір робочого тіла. Вивідні пристрої для тензорезисторів при високому тиску складні і недостатньо надійні.

Що стосується робочого тіла, то повітрям не користувалися б, як з міркувань техніки безпеки, так і з-за складності створення тиску. Використовують в подібних випадках рідини. Можна було використати воду, але при цьому потрібна ретельна ізоляція датчиків від вологи, що пов'язано з рядом труднощів. Більш зручно застосування зневодненого трансформаторного масла. Зазначені проблеми легко вирішуються при застосуванні моделей з пластмас - головним чином органічного скла.

Органічне скло має наступні переваги в якості моделюючого матеріалу:

1. малий модуль пружності - в 80-100 разменше, ніж у сталі. Завдяки цьому при випробуваннях моделей з даного матеріалу можливо отримати великі деформації і, отже, високу точність вимірювань при невеликих навантаженнях;

2. органічне скло є діелектриком і тому відпадає проблема ізоляції датчиків і проводів від корпусу;

3. матеріал добре склеюється і легко обробляється. Це дозволяє складну модель спочатку виконати з окремих частин і наклеїти тензорезистори в важкодоступних місцях, особливо на внутрішній поверхні. Після чого модель склеюється.

Заготовками служили плоскі листи органічного скла.

Після нагріву в печі, заготовки обтискалися на спеціально виготовленій циліндричній оправі, після чого приймали необхідну форму. З заготовок була виконана циліндрична труба (модель основного трубопроводу). З торців встановлені заглушки, одна з них приклеєна, а з протилежного боку – з’ємна, кріпиться болтами до фланця. В з’ємній заглушці є спеціальний пристрій для виведення дротів від датчиків, розташованих на внутрішній поверхні.

2.3.2 Методика експериментального визначення НДС

У даній роботі проведено дослідження НДС основного трубопроводу під впливом тиску, створюваного кожухом - ущільнювачем на трубопровід. Вказаний тиск створювався зусиллям затяжки шпильок, що стягають фланці горизонтального роз’єму кожуха. Очевидно, що зусилля, що передаються кожухом на трубопровід, в подальшому звані контактним тиском, нерівномірні по поверхні трубопроводу.

Навантаження створювалося за допомогою затягування шпильок. При цьому дотримувалося правило, при якому фланці, зближуючись на 5 мм, повинні були залишатися собі паралельними.

Тензодатчики використовувалися на паперовій основі з базою 5 мм. Схема розташування тензодатчиків приведена на рис. 2.6. Напруження вимірювалися, головним чином, в окружному перетині в площині, що проходить через центр отвору перпендикулярно осі труби, тобто, в напрямку, уздовж якого вимірювалося і контактний тиск. Оскільки напруження вимірювалися вздовж напрямку головних кривизн труби (в окружному і осьовому напрямках), то досить було б обійтися подвійними розетками, проте для визначення можливих перекосів при навантаженні були встановлені також датчики уздовж бісектриси кутів між осьовим і окружним напрямками. З огляду на можливу нерівномірність розподілу напружень в зоні отвору датчики встановлювалися по можливості щільніше. Для цього

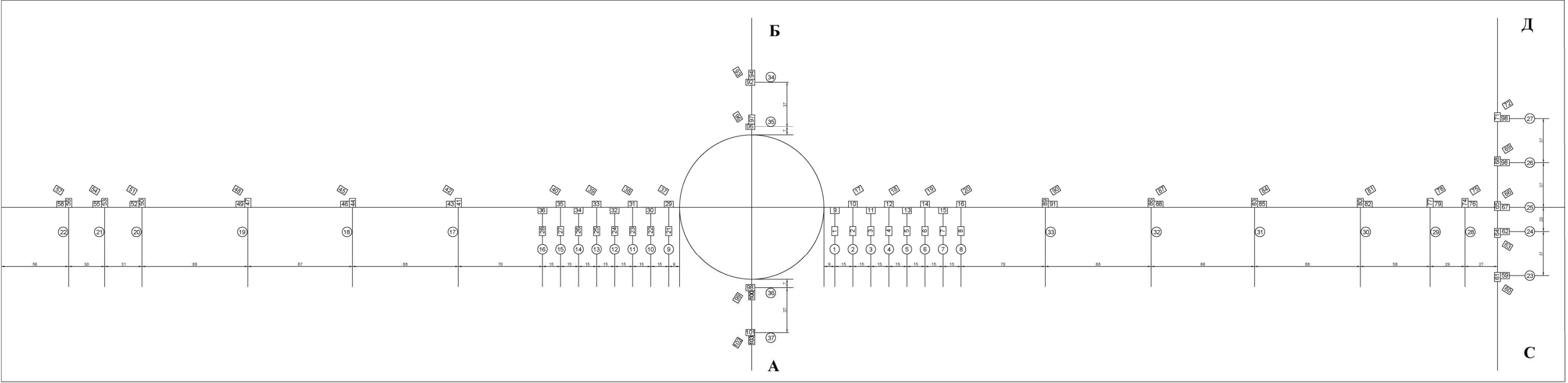
довелося відмовитися від розташування тензометрів у вигляді традиційних потрійних розеток та перейти до так званої схеми "ланцюжка" (рис. 2.6), яка складається з трьох груп датчиків. Датчики першої групи, що орієнтовані в осьовому напрямку, другої – в окружному, і третьої – під кутом 45° до перших двох напрямків. Хоча напрямки датчиків першої і другої групи збігаються з напрямками головних кривизн і, в силу симетрії, можна було б очікувати, що вони співпадуть з напрямками головних напружень, все ж були використані датчики третьої групи, щоб зафіксувати можливі перекоси.

Відзначимо, що якщо між датчиками першої і другої груп існувало відповідність, то датчики 3-ої групи довелося розташувати рідше. Тому при обробці експериментальних даних попередньо були побудовані криві показань тензодатчиків (щодо деформацій). Дані для обчислення напружень за формулами для потрійних прямокутних розеток для датчиків третьої групи вибиралися по кривим методом інтерполяції.

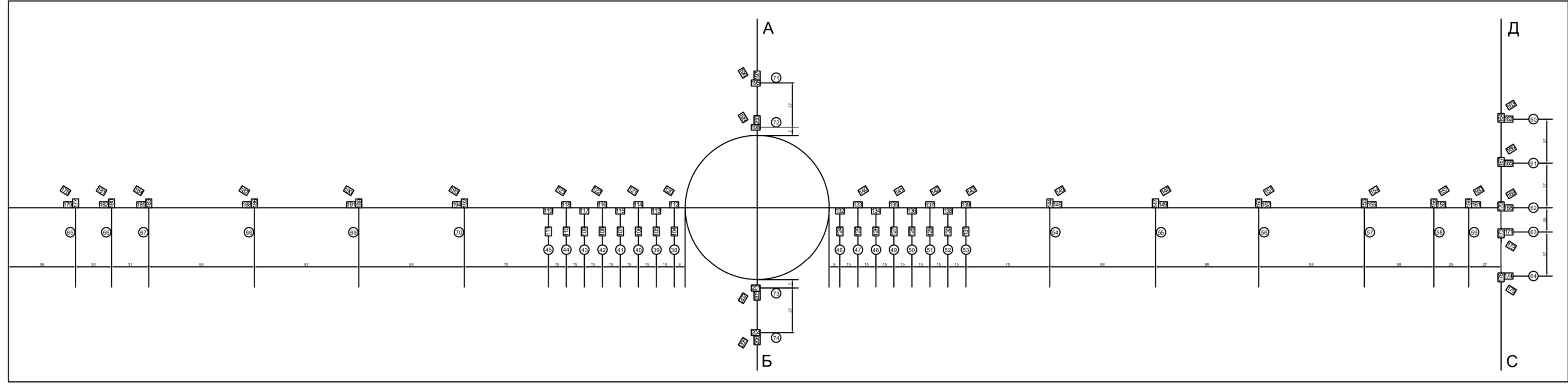
Для того, щоб відокремити напруження згину і розтягування, тензометри наклеювалися на внутрішній і зовнішній поверхнях. При цьому дотримувалося суворе відповідність: кожному датчику на одній поверхні відповідав датчик на іншій, тобто, наприклад, тензодатчикам внутрішньої сторони з номерами точок 1-16 відповідають тензодатчики зовнішньої сторони з номерами точок 38-53. Завдяки тому, що досліджувані оболонки істотно тонкостінні (відношення товщини стінки до радіусу кривизни становить $\frac{0.4}{20} = \frac{1}{50}$ в основному трубопроводі і $\frac{0.4}{6} = \frac{1}{15}$ у відведенні), з високим ступенем точності можна вважати лінійним закон зміни напружень по товщині стінки. Звідси випливає, що напруження згину $\sigma_{зг.}$ рівні.

$$\sigma_{зг.} = \frac{\sigma_{вн.} - \sigma_{зов.}}{2} \quad (2.14)$$

а розтягувальні (мембранні) напруження σ_p визначаються за формулою:



а



б

Рисунок 2.6 – Схема розташування тензодатчиків (розгортка):

а) тензодатчики на внутрішній поверхні; б) тензодатчики на зовнішній поверхні

$$\sigma_{32} = \frac{\sigma_{\text{вн.}} + \sigma_{\text{зов.}}}{2} \quad (2.15)$$

де $\sigma_{\text{зов.}}$ і $\sigma_{\text{вн.}}$ відповідно напруження на зовнішній і внутрішній поверхні деякого напрямку.

Результати випробувань наведені у вигляді таблиць напружень (таблиці 2.3 і 2.4) і графіків (рис. 2.13, 2.14). Представлені головні напруження на внутрішній і зовнішній поверхнях основного трубопроводу.

За отриманими результатами побудовані криві напружень: розтягування, згину, осьові і окружні в досліджуваних перерізах.

2.3.3 Методика визначення залежності між зусиллям затяжки шпильок і величиною контактного тиску

Разом з напруженнями вимірювався і контактний тиск. Для вимірювання контактного тиску був використаний спосіб, представлений в роботі [7], який полягає в тому, що товщина системи кожух - прокладка - труба вимірювалася двічі - у вільному стані і після обтиску. Оскільки жорсткість органічного скла у багато разів більше гуми, яка є прокладкою, передбачається, що зміна товщини системи в результаті обтиску відбувається за рахунок прокладки. При цьому співвідношення між твердостями (модулями пружності) органічного скла і гумовою прокладкою в моделі відповідає співвідношенню між металом і паронітом в натурі.

Таким чином, за зміною товщини гумової прокладки можна судити про величину контактного тиску. Вимірювання проводилися за схемою, наведеною на рис. 2.1 та 2.5б. Величина стиснення гуми визначалася, як різниця між переміщеннями, вимірюваними індикаторами А і Б. Схема розташування індикаторів на моделі вузла ущільнення основного трубопроводу показана у верхній частині рис. 2.1. На даній схемі точками 1,

2, 3 показані місця установки індикаторів. Точки 4, 5, 6 розташовані симетрично точкам 1, 2, 3 щодо вертикальної площини симетрії.

Для переходу від величини стиснення гуми до значення контактного тиску попередньо було проведено калібрування. Для цього зразок гуми [20x20x8] мм піддавався рівномірному обтисненню. Переміщення вимірювали в залежності від прикладеного зусилля.

Результати вимірювань наносилися у вигляді точок на графік сила зтяжки - переміщення. Вимірювання повторювалися кілька разів. Потім експериментальні точки були апроксимовані кривою.

Як видно з рис. 2.5 вимірювання проводилися в зоні, прилеглій до отвору. Для виконання вимірювань в кожусі - трійнику і в гумовому шарі було прорізано вузьку щілину в кільцевому напрямку. Це дало можливість розташувати обидва індикатора з боку зовнішньої поверхні: голка одного впиралася в трубу, іншого - в кожух - трійник.

Передбачається, що при зтягуванні шпильок контактний тиск між гумовою прокладкою і трубою основного трубопроводу розподіляється по синусоїдальному закону в поперечному перерізі, перпендикулярно осі трубопроводу. Це припущення спирається на [194] і побічно підтверджується вимірюваннями зміни товщини системи кожух-прокладка-основний трубопровід.

Спираючись на вищесказане, представимо закон зміни тиску за умови розміщення початку координат в площині, перпендикулярній роз'єму кожуха трійника (рис. 2.7)

$$p(\varphi) = P_k \cos \varphi \quad (2.16)$$

де P_k – контактний тиск в площині перпендикулярній роз'єму, який визначається експериментально.

Оскільки кожух стягується шпильками рівномірно в напрямку вздовж осі x , будемо вважати, що контактний тиск уздовж твірних циліндра є

постійним. Знайдемо залежність між зусиллям затяжки шпильок і величиною контактного тиску. Гумова прокладка має в проекції прямокутну форму зі сторонами α і l . У точці перетину діагоналі прокладки знаходиться центр отвору радіуса r , рівного радіусу відводу. Вважаємо, що синусоїдальний закон (2.16) зберігається для прокладки, що охоплює дугу менше півкола труби. На площадку $Rd\varphi$ (шириною в одиницю) діє сила $P_k R \cos \varphi d\varphi$; проекція цієї сили на вертикальну вісь дорівнює $pR \cos^2 \varphi d\varphi$. Звідси сума проекцій на вертикальну вісь елементарних сил, викликаних контактним тиском і діючих на трубу, дорівнює сумарній величині зусилля затяжки шпильок.

Зв'язок між контактним тиском і зусиллям затяжки шпильок визначаємо з рівняння:

$$P_{зам} = P_1 - P_2, \quad (2.17)$$

де зусилля P_1 знаходиться в припущенні відсутності отвору в центрі, а P_2 - величина зусилля, яке діяло б на прокладку, що має в проекції форму кола радіуса r , центр якого лежить у вертикальній площині симетрії.

Отже:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_k R l \int_{-\varphi_1}^{+\varphi_1} \cos^2 \varphi d\varphi = P_k R l \left(\frac{1}{2} \varphi + \frac{1}{4} \sin 2\varphi \right) \Big|_{-\varphi_1}^{+\varphi_1} \\ &= P_k R l \left(\varphi_1 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_1 \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

де P_k – амплітудне значення контактного тиску (в площині, перпендикулярній роз'єму), [кг/см²];

R – радіус серединної поверхні оболонки, [см];

l – довжина прокладки (в осьовому напрямку), [см];

φ_1 – половина дуги, яка охоплюється прокладкою (рис. 2.7).

Далі знаходилося P_2 . Для визначення цієї величини знаходився інтеграл від функції $P_k \cos^2 \varphi dF$ (проекція зусилля, викликаного контактним тиском на вертикальну вісь, яка залежить від φ і не залежить від x , оскільки зусилля зтяжки шпильок постійне уздовж осі), взятий по області циліндричної поверхні радіуса R , обмеженої лінією перетину з циліндром радіусу r ; осі циліндрів перетинаються (рис. 2.7).

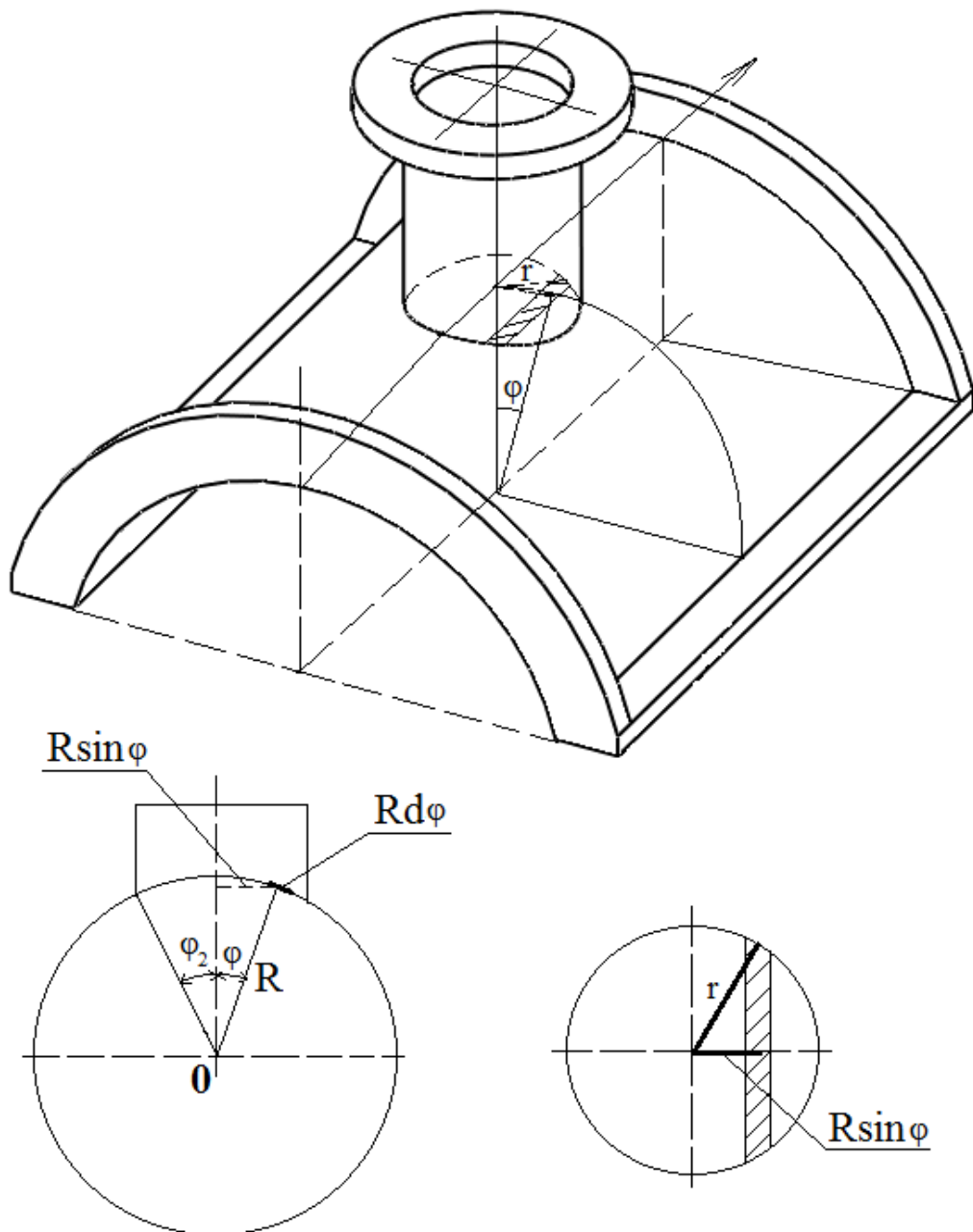


Рисунок 2.7 – Теоретичне креслення вузла ущільнення

Маємо:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \int_{-\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}}^{\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} P_k \cos \varphi \cos \varphi dF = \\
 &= \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} P_k \cos^2 \varphi R d\varphi \int_{-\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}}^{\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} dx = \\
 &= 2P_k R \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \varphi d\varphi \quad (2.19)
 \end{aligned}$$

Значення кута φ_2 визначається з рис. 2.7

Для спрощення задачі радикал підінтегральної функції виразу (2.19) розкладемо в біноміальній ряд зі збереженням перших двох членів розкладання.

Маємо:

$$\begin{aligned}
 (r^2 - R^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} &= r \left(1 - \frac{R^2}{r^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{1}{2}} = \\
 &= r \left(1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{r^2} \sin^2 \varphi + \frac{\frac{1}{2} \left(-\frac{1}{2} \right)}{1 \cdot 2} \frac{R^4}{r^4} \sin^4 \varphi - \dots \right). \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

Обмежуємося першими двома членами розкладання. Звідси з (2.19)

маємо:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= 2P_k R r \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{r^2} \sin^2 \varphi \right) \cos^2 \varphi d\varphi = \\
 &= 2P_k R r \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \cos^2 \varphi d\varphi - P_k \frac{R^3}{r} \int_{-\varphi_2}^{+\varphi_2} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi d\varphi =
 \end{aligned}$$

$$= 2P_k q_0 R r \left(\varphi_2 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_2 \right) - \frac{1}{4} P_k \frac{R^3}{r} \left(\varphi_2 - \frac{1}{4} \sin 4\varphi_1 \right). \quad (2.21)$$

В даному випадку $R=20$ см; $r=6$ см; $l = 34.5$ см; $\alpha = 30.5$ см (ширина листа гуми - довжина дуги)

$$\text{кут } \varphi_1 = \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{30.5}{2} \cdot \frac{1}{20} = 0.763 \text{ рад} = 43.6^\circ, \quad 2\varphi_1 = 87.2^\circ,$$

$$\text{кут } \varphi_2 = \frac{r}{R} = 0.3 \text{ рад} = 17.2^\circ, \quad 2\varphi_1 = 34.4^\circ,$$

Звідси

$$P_1 = P_k R l \cdot \left(\varphi_1 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_1 \right) = P_k \cdot 20 \cdot 34 \cdot 34.5 \left(0.763 + \frac{1}{2} \sin 87.2^\circ \right) = 870 P_k,$$

$$\begin{aligned} P_2 &= 2P_k q_0 R r \left(\varphi_2 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_2 \right) - \frac{1}{4} P_k \frac{R^3}{r} \left(\varphi_2 - \frac{1}{4} \sin 4\varphi_1 \right) = \\ &= P_k \cdot 2 \cdot 20 \cdot 6 \cdot \left(0.3 + \frac{1}{2} \cdot 0.568 \right) - P_k \cdot \frac{20^3}{4 \cdot 6} \left(0.3 - \frac{1}{4} \cdot 0.93 \right) = 118 P_k. \end{aligned}$$

Сумарне зусилля $P_{\text{зат.}}$ дорівнює:

$$P_{\text{зат.}} = P_1 - P_2 = 870 P_k - 118 P_k = 752 P_k. \quad (2.22)$$

При випробуваннях величина затяжки шпильок вимірювалася величиною зазору між фланцями. Тому необхідно було також знайти залежність між вказаною величиною зазору δ і величиною контактного тиску. Ця залежність між амплітудним значенням P_k і δ ($P_k = f(\delta)$) визначалася експериментально. Для цього два індикатори були встановлені, як показано на рис. 2.1.

Голка одного з них впиралась в зовнішню поверхню кожуха, іншого - в тому ж місці в зовнішню стінку трубопроводу. Точки вимірювання вибиралися, головним чином, в площині, перпендикулярній роз'єму, де контактний тиск (величина стиснення гуми) має найбільше значення.

На індикаторах встановлювався попередній натяг. Гайки на болтах, що стягають фланці, були при цьому не затягнуті. Потім гайки затягувалися до певного рівня, що забезпечує деякий зазор. Відзначалися показання кожного з індикаторів.

Величина зменшення товщини системи кожух - прокладка - труба дорівнюватиме

$$\delta = (m'_e - m_e^0) + (m'_n - m_n^0) \quad (2.23)$$

де m_e^0 – початкове положення стрілки верхнього індикатору;

m_n^0 – початкове положення стрілки нижнього індикатору;

m'_e – положення стрілки верхнього індикатору після затяжки болтів;

m'_n – положення стрілки нижнього індикатору після затяжки болтів.

Оскільки модуль пружності гуми в кілька тисяч разів менше, ніж у оргскла, прийнято, що зміна зазору відбувалося тільки за рахунок стиснення гуми.

Проведено калібрування гуми на стискання і отримана залежність величини зменшення товщини гуми від навантаження $\delta_{\text{гуми}} = f(P)$. Таким чином користуючись (2.22) і (2.23), можна знайти величину контактного тиску в системі, а також залежність між силою затяжки кріплення фланців кожуха та контактним тиском.

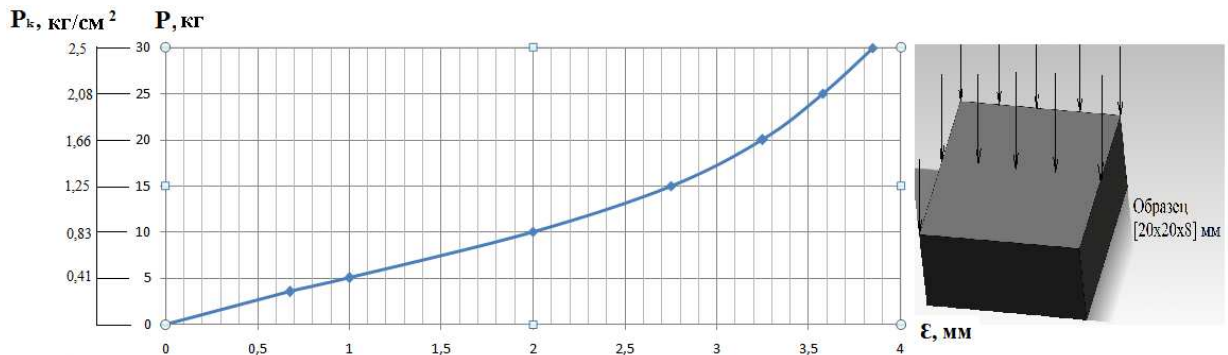


Рисунок 2.8 – Тарування гумової прокладки

Знаючи величину P_k , знайдену із залежності $p = f(\delta)$ і залежністю між δ і відстанню між фланцями, знайдено значення $P_{зат.}$. Результати зведені в таблицю 2.2.

2.4 Аналіз результатів, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхом

Зіставлення результатів проводиться по найбільшим головним напруженням і за величиною контактного тиску в точках установки індикаторів.

Задача визначення НДС вузла ущільнення трубопроводу і контактного тиску на дотичних поверхнях роз'ємних елементів конструкції вирішувалася за допомогою МСЕ на основі тривимірної моделі та за допомогою експерименту на фізичній моделі, після чого отримані результати зрівнювались. На рис. 2.9 представлено розподіл контактної тиску, переданого від кожуха-ущільнювача через гуму на поверхню основного трубопроводу при дії навантаження, що створюється затяжкою шпильок. На рис. 2.10, в точках установки індикаторів, представлені значення абсолютної деформації на поверхні гумової прокладки в напрямку дії тиску від кожуха - ущільнювача.

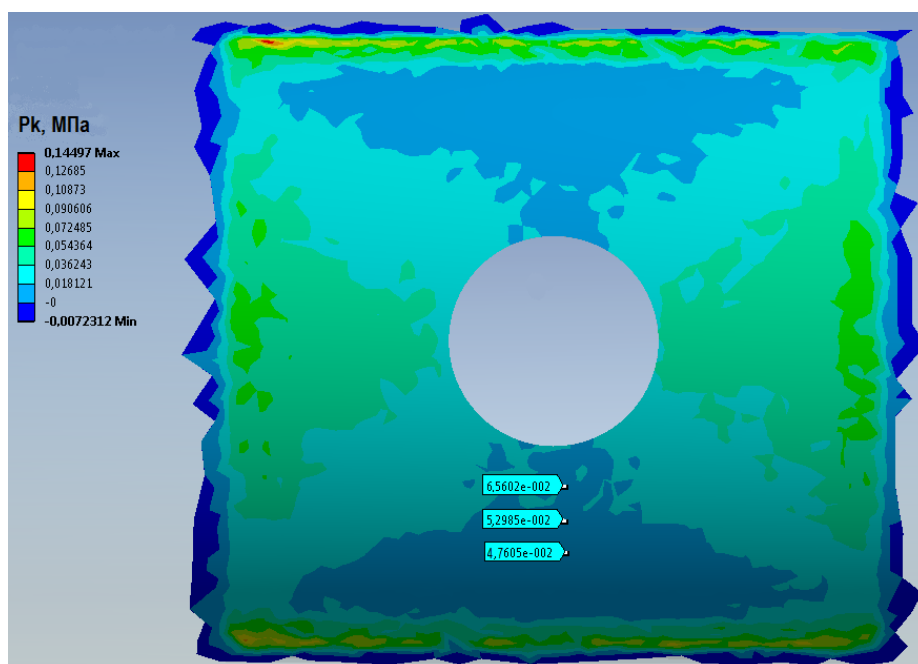


Рисунок 2.9 – Розподіл контактної тиску переданого від кожуха - ущільнювача через гуму на поверхню основного трубопроводу

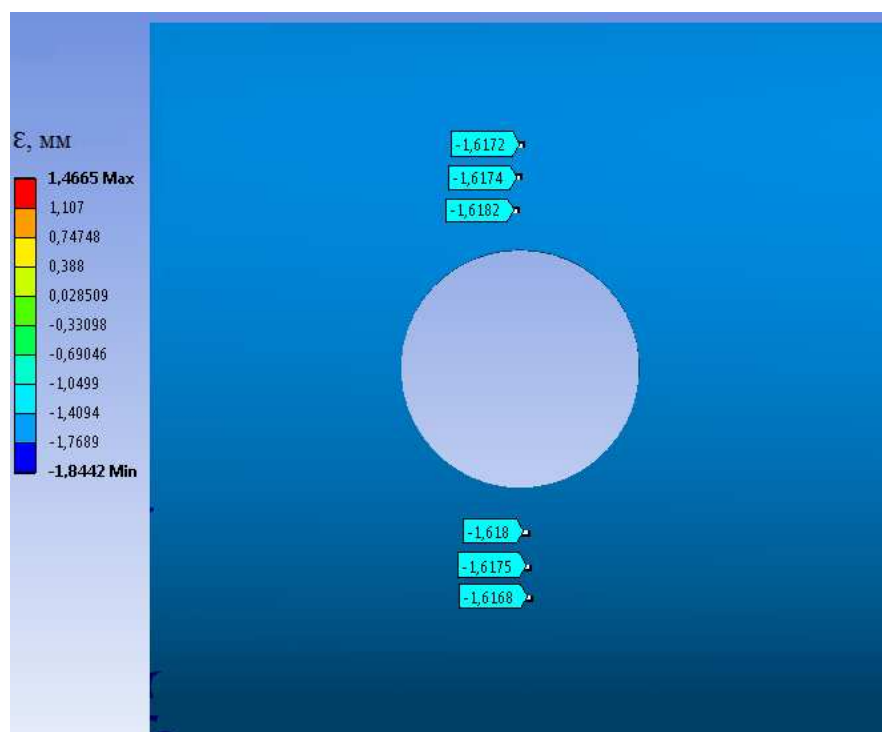


Рисунок 2.10 – Величина абсолютної деформації гумової прокладки в напрямку дії тиску від кожуха - ущільнювача

Таблиця 2.2 – Зведені результати дослідження контактної задачі

№ точки	Експеримент		Розрахунок	
	Прогин, мм	Контактний тиск, МПа	Прогин, мм	Контактний тиск, МПа
1, 4	1,43	0,062	1,618	0,0656
2, 5	1,38	0,05	1,6175	0,053
3, 6	1,44	0,045	1,6168	0,0476

Як бачимо з результатів (табл. 2.2), отриманих за допомогою експериментального і розрахункового методів дослідження, характер розподілу і чисельні значення контактного тиску (рис. 2.9) та прогинів ущільнювача в вузлі щільнення (рис. 2.10), викликані затяжкою шпильок, мають гарний збіг.

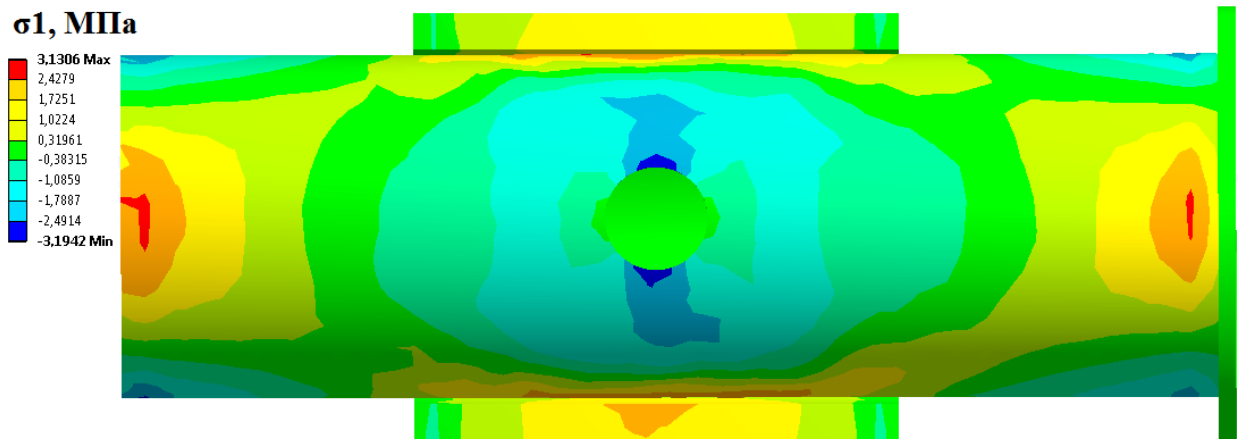


Рисунок 2.11 – Характер розподілу головних осьових напружень на зовнішній поверхні основного трубопроводу

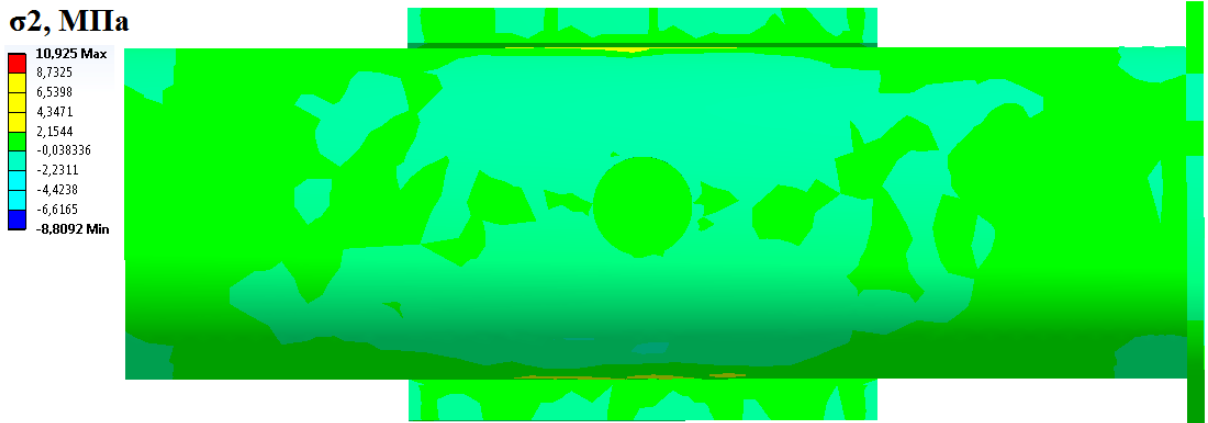


Рисунок 2.12 – Характер розподілу головних окружних напружень на зовнішній поверхні основного трубопроводу.

Для більшої наглядності і можливості оцінки відповідності розрахункових результатів з експериментальними, нижче наведена таблиця 2.3, з величинами головних осьових і окружних напружень в точках замірів за двома методами - експериментальному (за допомогою наклеєних тензорезисторів) і розрахунковому скінчено - елементному. Дані напруження наведені в точках на внутрішній і зовнішній поверхнях, але тільки поблизу отвору, тобто під кожухом - ущільнювачем. У даній області датчики встановлювалися по можливості щільніше, що пов'язано з нерівномірністю розподілу напружень.

Таблиця 2.3 – Напруження на внутрішній і зовнішній поверхнях основного трубопроводу під кожухом - ущільнювачем

Внутрішня сторона трубопроводу					Зовнішня сторона трубопроводу				
№ ТОЧКИ	Експеримент		Розрахунок		№ ТОЧКИ	Експеримент		Розрахунок	
	σ_1 , кг/см ²	σ_2 , кг/см ²	σ_1 , кг/см ²	σ_2 , кг/см ²		σ_1 , кг/см ²	σ_2 , кг/см ²	σ_1 , кг/см ²	σ_2 , кг/см ²
1	30.1	12	31.5	11.2	38	-35.7	-11.9	-34.6	-11.1
2	16.9	7.1	16	6.3	39	-33.7	-27.8	-33	-28.5
3	12.1	12.6	12.7	12	40	-25	-29.6	-24	-30.4
4	13.6	17.1	12.9	16.2	41	-14.7	-19.6	-14.6	-20.6
5	9.1	11.5	8.5	11	42	3.8	12.6	3	13.4
6	3.4	0.7	2.5	1.3	43	15	30	14	30.6
7	-2.3	-14.5	-2	-13.4	44	22	34	21.1	35.5
8	-10.6	-35.6	-9.7	-36.4	45	24.8	35.7	24.3	36.6
9	17.6	22.6	17	23.4	46	-27.2	-29.9	-28	-30.2
10	13.3	19.4	13	20.6	47	-25.9	-29.4	-26.5	-28.9
11	8.7	15.8	8	16.2	48	-22.5	-27.8	-23	-27.4
12	1.1	-0.9	1.5	-2	49	-18.8	-25.7	-18,1	-25,2
13	-3.7	-13	-4.3	-14	50	-14.5	-22.8	-13.8	-22.2
14	4.1	9.2	4.6	10	51	-11.5	-20.4	-10.8	-19.8
15	2.7	1.9	3	2.3	52	-6.8	-14.8	-6.1	-14.3
16	2	1.6	3.1	2.2	53	-2	-7.1	-1.9	-7.05

Таблиця 2.4 – Напруження розтягування і згину основного трубопроводу під кожухом - ущільнювачем

№ точки	№ точки	Експеримент		Розрахунок		Експеримент		Розрахунок	
		σ_1^p , кг/см ²	σ_1^3 , кг/см ²	σ_1^p , кг/см ²	σ_1^3 , кг/см ²	σ_2^p , кг/см ²	σ_2^3 , кг/см ²	σ_2^p , кг/см ²	σ_2^3 , кг/см ²
1	38	-2.8	32.9	-1.55	33.05	0.05	11.95	0.05	11.15
2	39	-8.4	25.3	-8.5	24.5	-10.4	17.45	-11.1	17.4
3	40	-6.45	18.55	-5.65	18.35	-8.5	21.1	-9.2	21.2
4	41	-0.55	14.15	-0.85	13.75	-1.25	18.35	-2.2	18.4
5	42	6.45	2.65	5.75	2.75	12.05	-0.55	12.2	-1.2
6	43	7	-3.6	7.5	-5.75	12	-11.3	12.7	-14.6
7	44	7	-9.3	7.51	-11.6	9	-23.5	9.5	-24.5
8	45	7.1	-17.7	7.3	-17	0.05	-35.7	0.1	-36.5
9	46	-4.8	22.4	-5.5	22.5	-3.65	26.25	-3.4	26.8
10	47	-6.3	19.6	-6.75	19.75	-5	24.4	-4.15	24.75
11	48	-6.9	15.6	-7.5	15.5	-6	21.8	-5.6	21.8
12	49	-8.85	9.95	-8.3	9.8	-13.3	12.4	-13.6	11.6
13	50	-9.1	5.4	-9.05	4.75	-17.9	4.9	-18.1	4.1
14	51	-3.7	7.8	-3.1	7.7	-5.6	14.8	-4.9	14.9
15	52	-2.05	4.75	-1.55	4.55	-6.45	8.35	-6	8.3
16	53	0	2	0.6	2.5	-2.75	4.35	-2.43	4.63

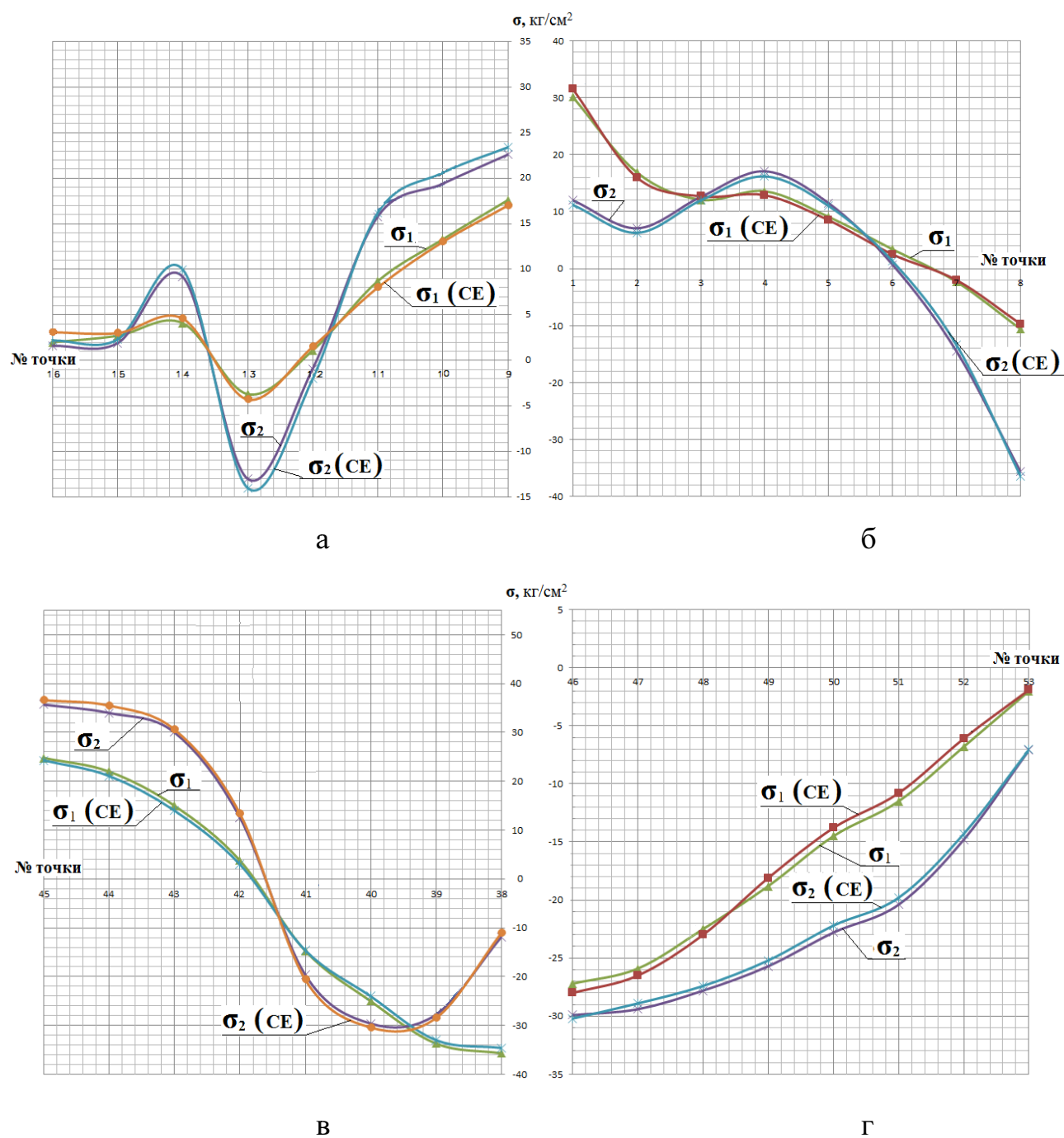


Рисунок 2.13 – Графіки порівняння головних напружень, отриманих за допомогою експерименту і розрахунковим шляхом за допомогою MSE (в дужках позначаються як "CE"):

- а) на внутрішній поверхні трубопровода (тензодатчики 9-16);
- б) на внутрішній поверхні трубопровода (тензодатчики 1-8);
- в) на зовнішній поверхні трубопровода (тензодатчики 38-45);
- г) на зовнішній поверхні трубопровода (тензодатчики 46-53).

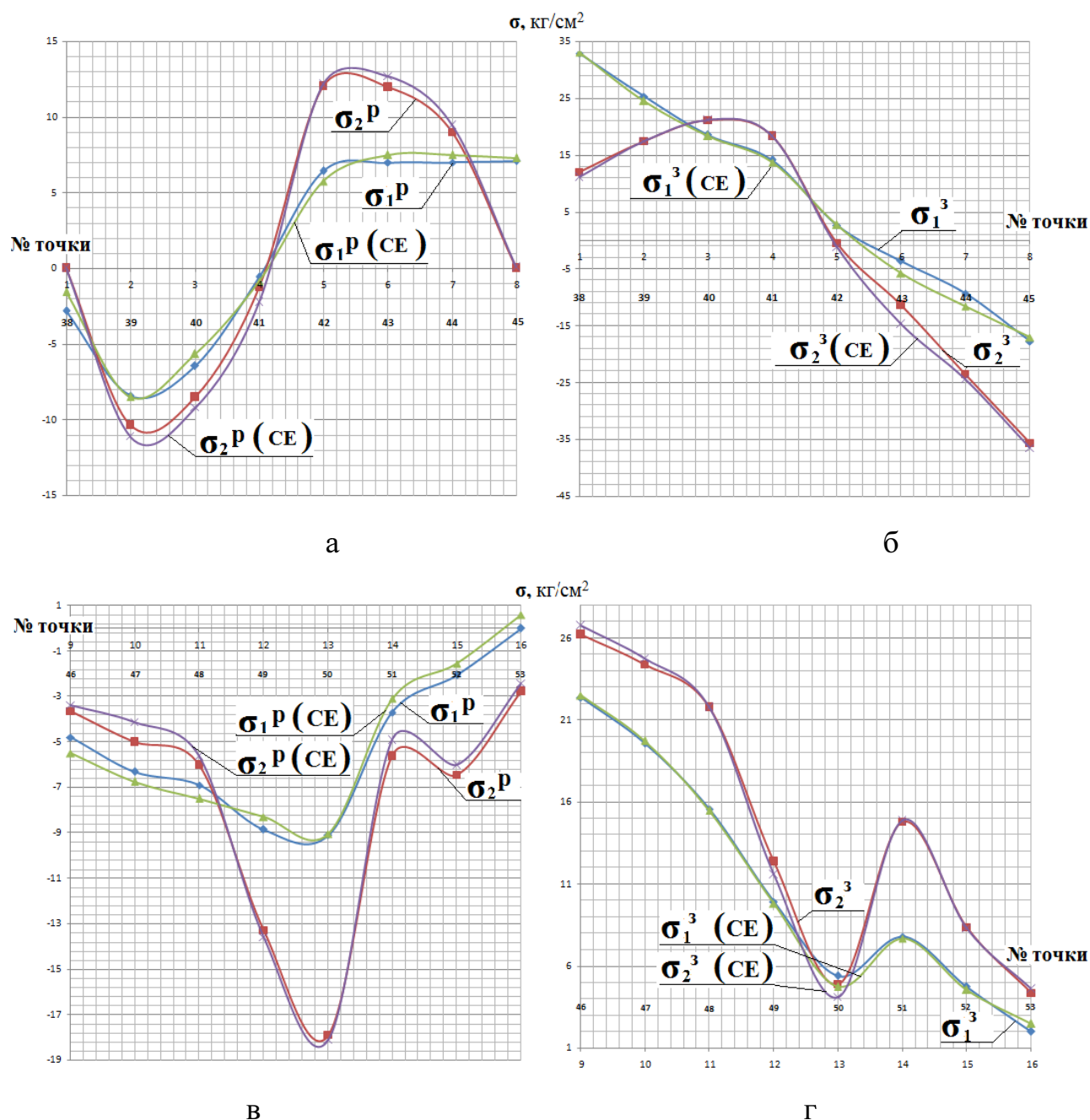


Рисунок 2.14 – Порівняння напружень розтягування і згинання на поверхні трубопровода в осьовому (індекс 1) та окружному (індекс 2) напрямках, отриманих за допомогою експерименту і розрахунковим шляхом за допомогою МСЕ (в дужках позначаються як "CE"):

- а) напруження розтягування (тензодатчики 1-8 та 38-45);
- б) напруження згинання (тензодатчики 1-8 та 38-45);
- в) напруження розтягування (тензодатчики 9-16 та 46-53);
- г) напруження згинання (тензодатчики 9-16 та 46-53).

2.5 Висновки за розділом 2

Для розв'язання контактної задачі взаємодії елементів внутрішнього корпусу турбіни вдосконалено методику розрахунку, що будується на МСЕ [7, 9, 18]. Запропоновано будувати скінчено-елементну модель, використовуючи для просторових тіл двадцятивузлові тривимірні гексагональні СЕ, а для контактуючих поверхонь восьмивузлові контактні СЕ, які враховують контакт і ковзання між «цільовими» поверхнями та поверхнею що деформується. У зонах контакту, головним чином що впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру СЕ, що підвищує точність розрахунку. З огляду на необхідність оперативного вирішення задач, що виникають в ході виробництва і експлуатації енергетичного обладнання, в запропонованій методиці застосовується метод штрафних функцій, в якому штрафний член включає в себе матрицю жорсткості контактної поверхні. Матриця впливає з концепції, згідно з якою одне уявне тіло проникає в інше.

З метою верифікації запропонованого підходу і програмного забезпечення, що реалізує дану методику, в роботі проведено експериментальне та чисельне дослідження НДС модельного сполучного вузла трубопроводу, виконаного з низькомодульного матеріалу, що представляє з себе тестову модель [7, 18].

За допомогою проведення випробувань методом тензометрування і за допомогою розрахунку, яке ґрунтується на МСЕ, отримані значення напружень в моделі трубопроводу, а також залежність сили затяжки кріплення від величини контактного тиску між кожухом - ущільнювачем і трубопроводом.

Проведено порівняння результатів експериментального і розрахункового досліджень НДС вузла ущільнення трубопроводу і контактного тиску, що виникає в ході впливу кожуха - ущільнювача на трубопровід через ущільнювач (в даному випадку м'яка листова гума). Результати, отримані методом тензометрування на фізичній моделі і за допомогою розрахунку за

запропонованою методикою, показали досить гарний збіг (до 7-10%). Дані обох досліджень наведені в таблицях 1 (порівняння результатів за контактним тиску), 2 (порівняння головні напружень в точках розташування тензодатчиків в осьовому σ_1 і окружному σ_2 напрямках) і 3 (порівняння напружень розтягування і згину основного трубопроводу).

Проведені спільні дослідження тестової контактної задачі довели достовірність результатів, одержуваних при розв'язанні такого типу задач за допомогою МСЕ і дали можливість застосування методики визначення контактного тиску для фланців горизонтального роз'єму високонапружених корпусів циліндрів потужних парових турбін, експериментальних даних по яким немає в зв'язку з багатьма факторами, такими як, складність виготовлення моделі і нинішня дорожнеча проведення подібного експерименту кожен раз, коли виникає подібна задача [7, 18].

РОЗДІЛ 3

ПРУЖНО - НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

3.1 Проблеми міцності внутрішнього корпусу ЦВТ парової турбіни

Експлуатація парових турбін в умовах зростаючої нерівномірності графіка енергоспоживання свідчить, що надійність і маневреність енергоблоків поряд з іншими факторами [195] визначається рівнем напружень, що виникають в корпусних деталях турбін.

Об'єктом дослідження в даному розділі є високонапружений внутрішній корпус ЦВТ існуючої турбіни К-500-240-2, що працює при високих параметрах пари [5].

Зазначений внутрішній корпус ЦВТ виготовляється за допомогою лиття з жароміцної легованої сталі і складається з двох половин. Обидві половини корпусу з'єднані по горизонтальному роз'єму за допомогою спеціальних шпильок. Для центрування по відношенню до зовнішнього корпусу внутрішній має виступи і опори, розташовані відповідно виступам і опорам зовнішнього корпусу. Місця розташування виступів і опор дозволяють зберегти незмінною вісь внутрішнього корпусу при його температурному розширенні щодо зовнішнього корпусу. У внутрішньому корпусі ЦВТ встановлені чотири соплові коробки, до яких підводиться свіжий пар в турбіну. Соплові коробки зафіксовані в корпусі шпонковими виступами, розташованими по осі паровпуска по вертикальній площині. У внутрішньому корпусі ЦВТ виконані пази для установки діафрагм.

Метою роботи в даному розділі є визначення особливостей в напруженому стані внутрішнього корпусу ЦВТ для розробки пропозицій щодо підвищення його надійності і усунення проблем, що виникали при їх експлуатації. При експлуатації турбіни К-500-240-2, на поверхні внутрішнього корпусу

утворювалися тріщини. Вибірки, викликані видаленням тріщин, показані на рис. 3.1.

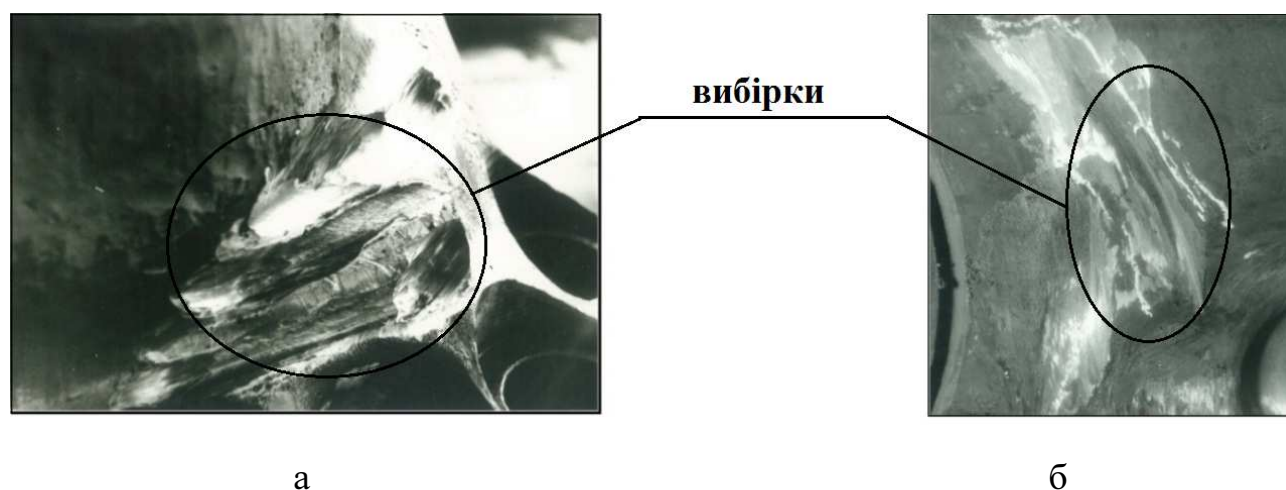


Рисунок 3.1 – Вибірки після видалення тріщин на поверхні внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2, що виникли в ході експлуатації: а) на зовнішній поверхні в районі сполучення торів поверхні передньої частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму; б) на внутрішній поверхні в районі сполучення паровпускної патрубка з циліндричною частиною корпусу.

З метою оцінки впливу ряду факторів, що визначають особливість напруженого стану корпусу, які не можна встановити на основі застосовуваних раніше моделей через їх неповноту, наближеність формувань граничних умов та використання фізико-механічних властивостей матеріалів [196], у роботі, за різними методиками, проведено уточнене розрахункове дослідження НДС внутрішнього корпусу ЦВД, що має складну просторову форму та експлуатується в умовах складного силового та теплового навантажень (рис. 3.2).

Для достовірної оцінки міцності литого корпусу ЦВТ, який є одним з найбільш відповідальних і дорогих елементом парової турбіни, що лімітує її ресурс, необхідно досліджувати його НДС з урахуванням умов експлуатації, обумовлене неоднорідними температурними полями і внутрішнім тиском парового потоку.

Послідовне врахування зазначених факторів при визначенні та аналізі НДС внутрішнього корпусу дозволить визначити ступінь їх впливу на реальну картину НДС, що в подальшому дає можливість оцінити відповідність результатів на кожному етапі вирішення поставлених завдань, зіставленням їх з даними експериментів та експлуатації.

3.2 Постановка задачі про НДС внутрішнього корпусу

На даному етапі задача про НДС внутрішнього корпусу вирішується в пружній постановці, без урахування впливу температурних напружень і деформацій. При цьому враховуються (рис. 3.2):

- розподілене навантаження на розточки для установки діафрагм в корпусі (на схемі навантаження - навантаження групи "Б");
- різний по поздовжній осі перепад тиску на стінки корпусу (визначається зі схеми навантаження як різниця тиску на зовнішню стінку корпусу "А" і тиску на внутрішню стінку корпусу - навантаження групи "В");
- затяжка кріплення фланцевого з'єднання, виготовленого зі сталі ЕП-182 (20Х1М1Ф1ТР), здійснюється з використанням термозатяжки (на схемі навантаження - навантаження групи "Г"), зусилля, для виконання якої, вибираються відповідно до [197];
- контактна взаємодія у фланцевому з'єднанні в місці роз'єму.
- діюче на корпус турбіни гравітаційне поле Землі.

Граничними умовами, що моделюють закріплення корпусу в розрахунковій тривимірній моделі є: жорстке закріплення в частині обпирання нижньої половини корпусу на лапах і обмеження переміщень по площині роз'єму в області упирання лап корпусу в пази зовнішнього корпусу (рис. 3.2). У розрахункових двовимірних моделях корпус закріплюється на торцях з заборорою осьових переміщень.

На рис. 3.2 показані розрахункові схеми корпусів, виготовлених зі сталі 15Х1М1ФЛ, для визначення статичного НДС:

– оболонкова модель для дослідження НДС розв'язанням крайових задач статички по теорії тонкостінних оболонок обертання з розгалуженим меридіаном на осесиметричне навантаження (рис. 3.2 а) – Методика 1 (використовується в АТ "Турбоатом");

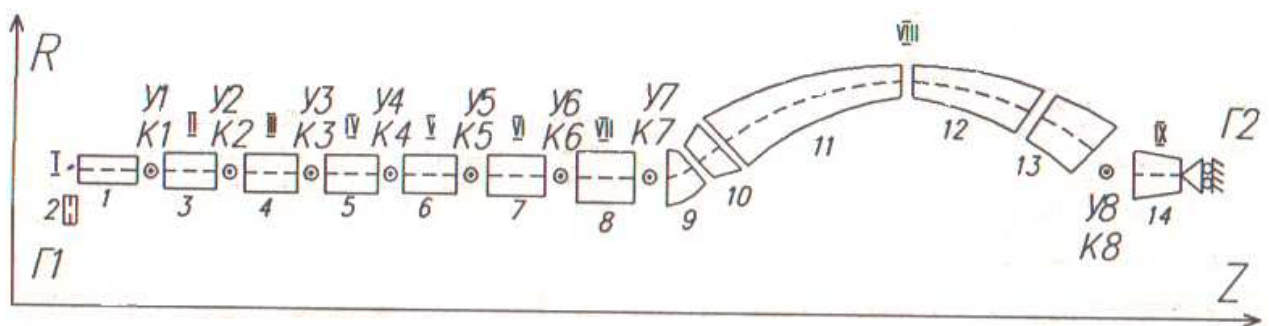
– СЕ модель, призначена для розрахунку НДС розв'язанням крайових осесиметричних задач теорії пружності та пластичності за допомогою МСЕ (рис. 3.2 б) – Методика 2;

– СЕ модель для розрахунку НДС в тривимірній постановці за допомогою МСЕ корпусів турбін К-500-240-2 (рис. 3.2 в) – Методика 3.

Фізико-механічні властивості матеріалів (модуль Юнга E , коефіцієнт Пуассона ν , густина ρ), що використовуються при виготовленні внутрішнього корпусу і кріплення, наводяться в табл. 3.1 [198].

Таблица 3.1. Физико-механические свойства материалов корпуса и крепежа

Матеріал	Фізико-механічні властивості		
	$E \cdot 10^{-3}, \text{МПа}$	ν	$\rho, \text{кг/м}^3$
ЭП-182 (шпильки)	215	0,3	7850
15Х1М1ФЛ (корпус)	217	0,3	7800



а)

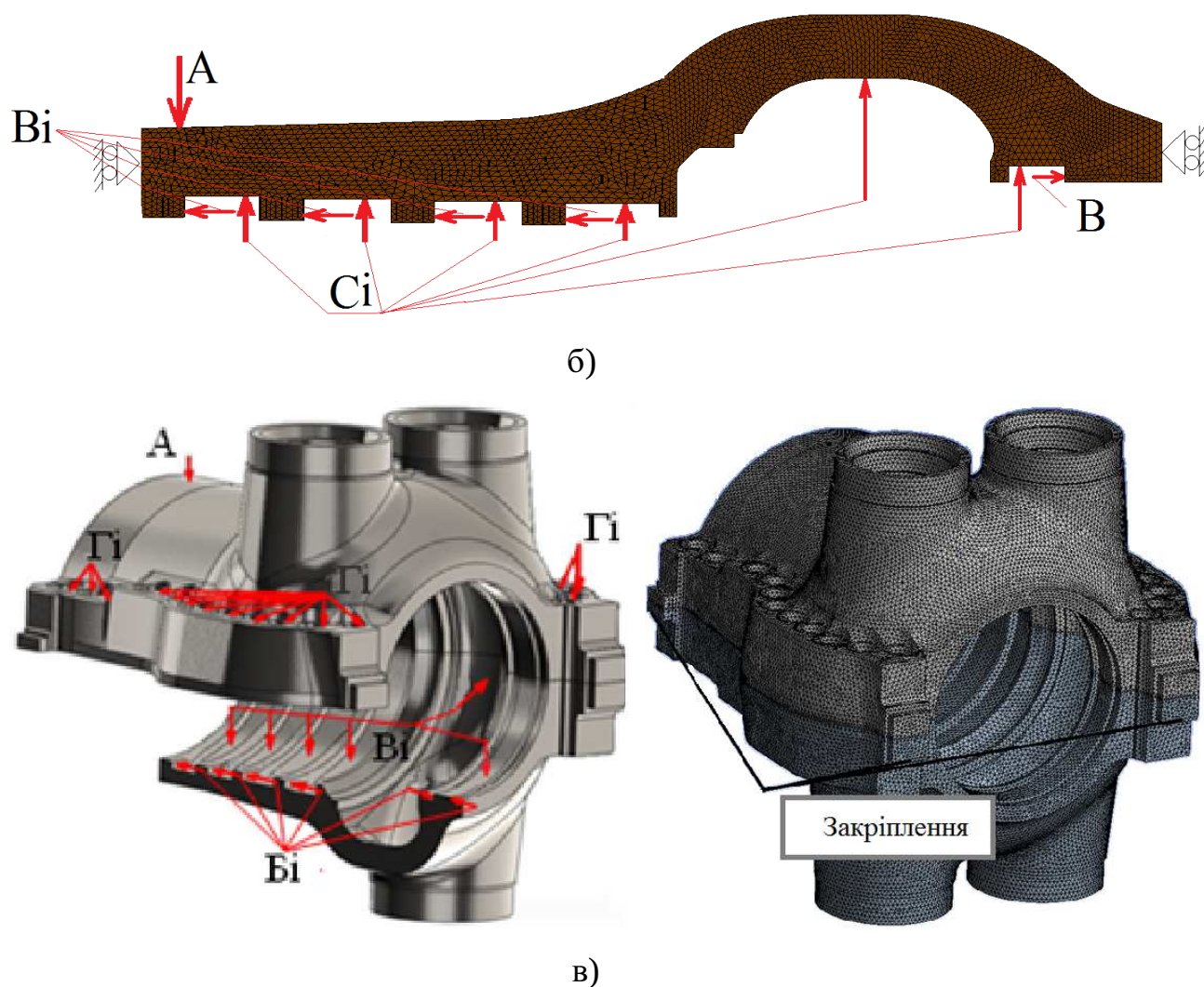


Рисунок 3.2 – Розрахункові моделі внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2: а – розрахункова модель по методиці тонкостінних оболонок обертання з розгалуженим меридіаном на осесиметричне навантаження (методика 1); б – двовимірна СЕ модель корпусу (методика 2); в - тривимірна СЕ модель корпусу (методика 3).

Загальним недоліком використання плоских розрахункових моделей (рис. 3.2 а, 3.2 б) є відсутність можливості врахування патрубків і фланців горизонтального роз'єму, внаслідок чого результати розрахунку НДС можуть бути достовірними лише на деякому віддаленні від зони пересічення основного корпусу з патрубками і фланцями, де їх і слід порівнювати з даними чисельного дослідження по тривимірним моделям [5].

Тривимірна модель корпусу парової турбіни К-500-240-2 з четвиртинним вирізом в нижній половині, розроблена в пакеті геометричного моделювання Autodesk Inventor Professional, представлена на рис. 3.2 в. Верхні і нижні корпуси з'єднані 24 - ма шпильками.

СЕ тривимірна модель зазначеного вище внутрішнього корпусу, зображена на рис. 3.2 в. При розвці вихідної моделі отримано близько 1780141 СЕ тетраедричної форми. При створенні сітки СЕ використовувався елемент об'ємного НДС – SOLID187 (рис. 3.3), де: I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R – вузли; 1 (J-I-K), 2 (I-J-L), 3 (J-K-L), 4 (K-I-L) – грані. Даний елемент є тривимірним квадратичним елементом завдань МДТТ з десятима вузлами, що мають три ступені свободи в кожному вузлі: переміщення в напрямку осей X, Y і Z вузлової системи координат. Елемент має квадратичне представлення переміщень і в змозі використовувати нерегулярну форму сітки, що важливо при створенні розрахункових СЕ моделей, створюваних на основі твердотільних моделей, імпортованих з різних системних комплексів для проектування.

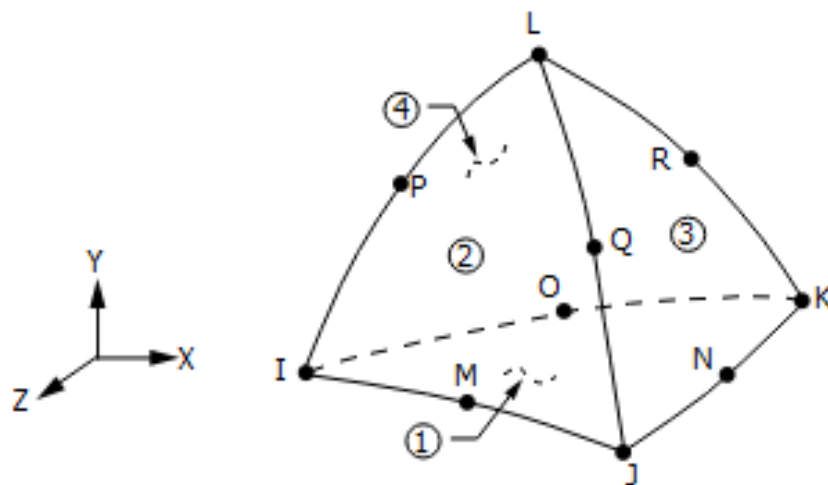


Рисунок 3.3 – Геометрія десятивузлового СЕ SOLID187

В ході розбиття двовимірної СЕ моделі отримано 6145 СЕ.

З огляду на, що даний корпус знаходиться в умовах складного напруженого стану, оцінка його міцності здійснювалася на підставі аналізу

головних напружень по теорії граничного стану Мізеса - Генки, також відомої як теорія енергії формозміни або четверта теорія міцності [45]. Четверта теорія міцності виходить з передумови про те, що кількість потенційної енергії формозміни, накопиченої до моменту настання небезпечного стану (текучості матеріалу), однаково, як при складному напруженому стані, так і при простому розтягуванні. Зазначена теорія міцності також добре підтверджується дослідями з пластичними матеріалами, що мають однакову межу текучості при розтягуванні і стисненні [199].

Три значення головних напружень σ_0 при об'ємному напруженому стані являють собою коріння кубічного рівняння, що визначається компонентами вектора напружень:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \frac{1}{2}\sigma_{xz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{yz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xz} & \frac{1}{2}\sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0.$$

Головні напруження позначаються через σ_1 , σ_2 і σ_3 . Головні напруження впорядковані таким чином, що σ_1 являє собою найбільше позитивне напруження, а σ_3 – найбільше негативне.

В обчисленні головних напружень σ_1 , σ_2 и σ_3 , еквівалентне напруження по Мізесу виражено як:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}}.$$

Еквівалентні напруження пов'язані з еквівалентними деформаціями наступним співвідношенням:

$$\sigma_{\text{екв}} = 2 \epsilon_{\text{екв}} G,$$

де $G = E / (2(1 + \nu))$ – модуль зсуву,

E – модуль Юнга,

ν – коефіцієнт Пуассона.

3.3 Аналіз результатів розрахунку пружно - напруженого стану корпусу

З аналізу результатів розрахунку напруженого стану внутрішнього корпусу турбіни К-500-240-2 за розрахунковими методиками 1-3 випливає, що максимальної величини досягають напруження в місцях сполучення тороїдальної частини корпусу з паропідвідними патрубками. Еквівалентні напруження в циліндричній частини корпусу малі.

На рис. 3.4 наведено порівняльний аналіз еквівалентних напружень, отриманих в результаті розрахунку по методикам, в основі яких лежить МСЕ (в двовимірній і тривимірній постановках) і методикою, що базується на рівняннях осесиметричної задачі теорії пружності в двовимірній постановці.

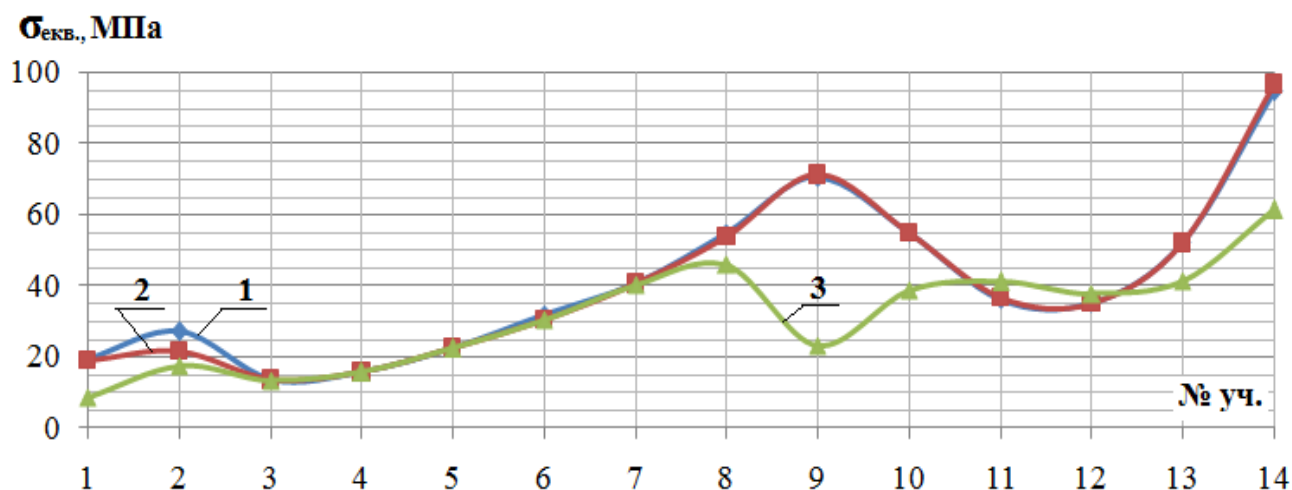
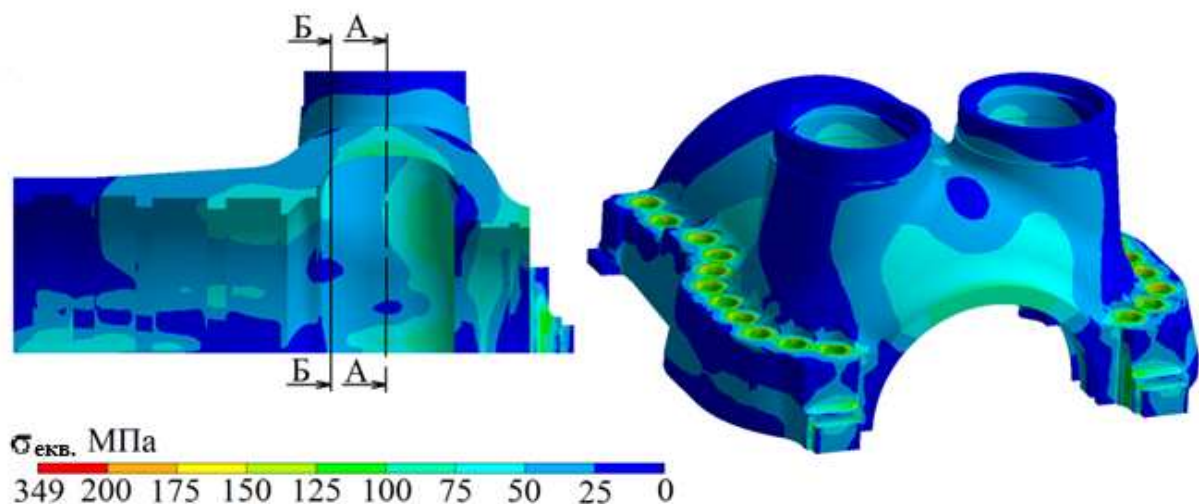


Рисунок 3.4 –Розподіл еквівалентних напружень в меридіональному перерізі корпусу, отриманих в результаті розрахунку по методикам 1, 2 та 3.

З наведених на рис. 3.4 результатів випливає, що напруження, отримані за методиками № 1 і № 2 (або №3), практично збігаються, але в свою чергу має місце яскраво виражена відмінність в характері розподілу еквівалентних напружень в районі переходу циліндричної частини корпусу в тороїдальну (участки № 9 - 14 на рис.3.4). Це, ймовірно, викликане впливом таких геометричних концентраторів напружень, як пароподводящі патрубки і фланці горизонтального роз'єму, вплив яких не враховують спрощені двовимірні моделі.

У двовимірних моделях закріплення корпусу здійснювалося по торцях з обмеженням осевих переміщень, що викликало, як видно з рис. 3.4, деяке підвищення напружень на цих ділянках.

В результаті розрахунків по визначенню НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 на основі тривимірної моделі, що представляє собою збірку верхньої і нижньої половин внутрішнього корпусу, отримані напруження в стінках корпусу. На рис. 3.5, 3.6 представлені значення еквівалентних напружень по Мизесу на симетричній $\frac{1}{2}$ частині корпусу [199] при дії навантажень, описаних в підрозділі 3.2 дисертаційної роботи.



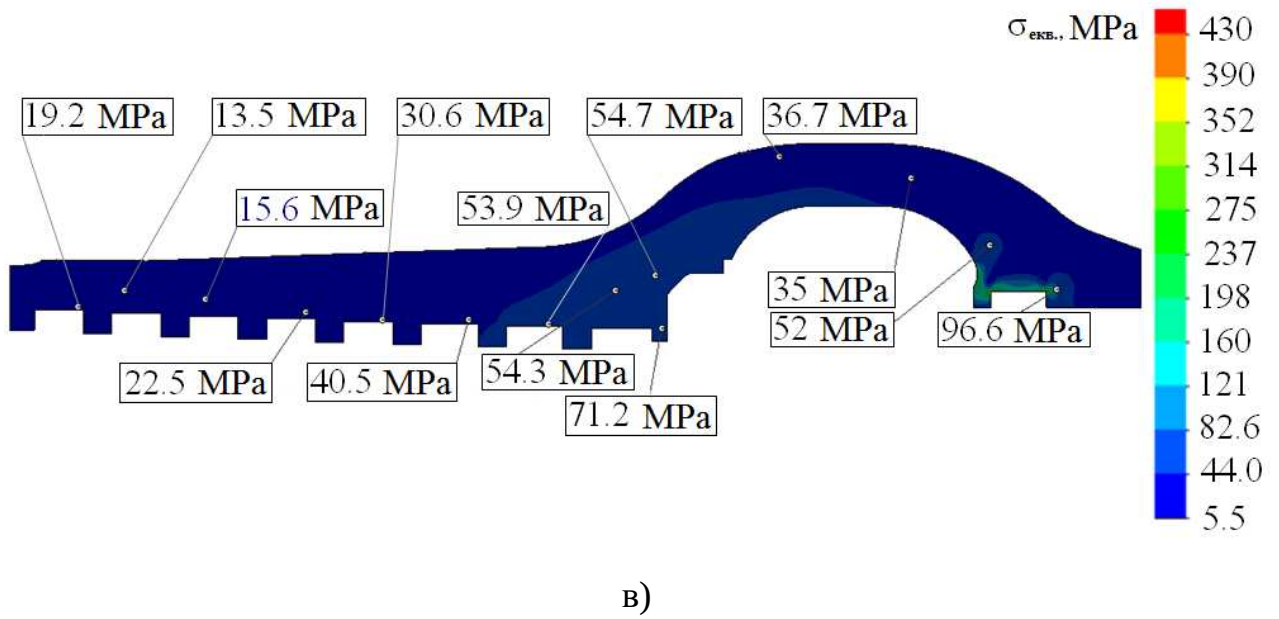


Рисунок 3.5 – НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2:

а) розподіл еквівалентних напружень в меридіональному перерізі корпусу (методика 3); б) розподіл еквівалентних напружень на поверхні корпусу (методика 3); в) розподіл еквівалентних напружень в меридіональному перерізі корпусу (методика 2).

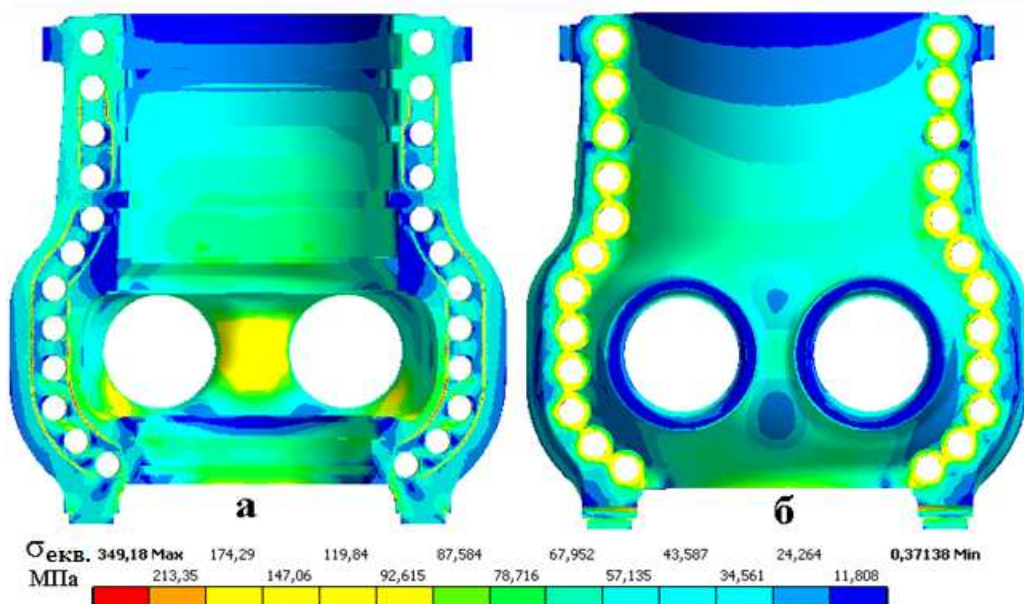


Рисунок 3.6 – Розподіл еквівалентних напружень на поверхні внутрішнього корпусу: а) вид з внутрішньої сторони; б) вид з зовнішньої сторони.

Як видно з рис. 3.6, максимальні місцеві напруження спостерігаються на обнизкі і становлять близько 349 МПа, що пов'язано з деформацією матеріалу від високого контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланців горизонтального роз'єму. В голові корпусу, а саме, на ділянці перемички між паропідвідними патрубками, середні по товщині стінки напруження складають близько 75 МПа. В районі фланців сплеск напружень спостерігається тільки в зоні опорної поверхні в районі кріплення гайки і становить близько 120 МПа, в середньому ж напруження в районі фланців корпусу незначні - менше 32 МПа, що цілком відповідає нормативним вимогам [200].

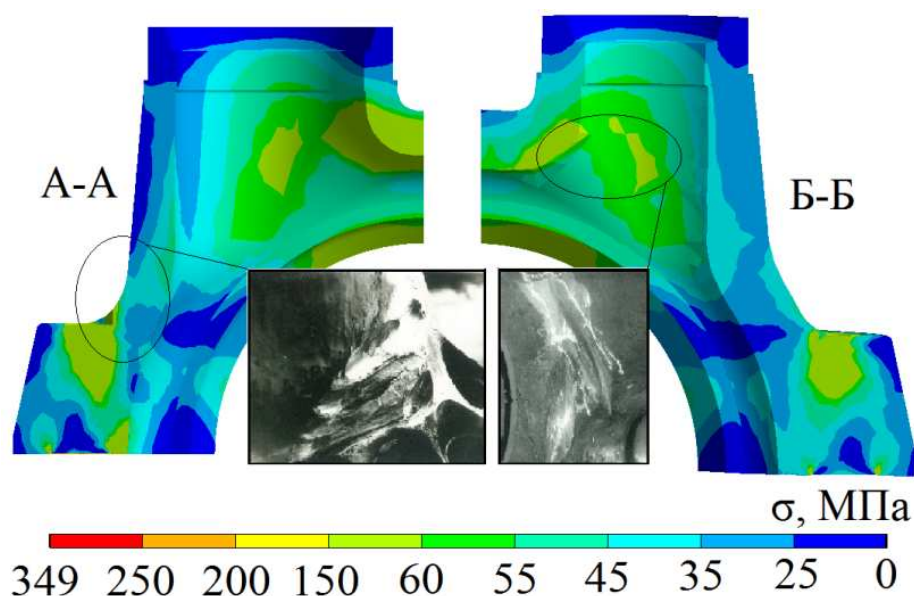


Рисунок 3.7 – Розподіл еквівалентних напружень в перерізах А-А (зліва) і Б-Б (справа) із зазначенням місць появи тріщин, що виникали в ході експлуатації турбіни (методика 3)

Очевидно, що в характерних перерізах (рис. 3.7), де згідно зі статистикою виявлених дефектів протягом тривалого часу при експлуатації турбіни виникали тріщини, має місце підвищення напружень на зовнішній поверхні в районі сполучення тороїдальної частини корпусу з фланцем горизонтального

роз'єму (переріз А- А) і на внутрішній поверхні в районі сполучення паропідвідного патрубка з циліндричною частиною корпусу (Б-Б).

В цілому, напруження в перерізах корпусу невеликі (близько 55 МПа) і знаходяться в встановлених нормах [200], що, вочевидь, пов'язано з розв'язанням задачі в запропонованій постановці, без врахування впливу температурних полів на напружений стан внутрішнього корпусу ЦВТ.

Допустимі напруження для сталевих відливок згідно з [200] визначаються:

$$[\sigma]_1 = \frac{\sigma_{2 \cdot 10^5}^{t_p}}{1.5} = 96.7 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{2 \cdot 10^5}^{t_p}$ – мінімальне значення межі тривалої міцності матеріалу корпусу за $2 \cdot 10^5$ годин при розрахунковій робочій температурі $\sigma_{2 \cdot 10^5}^{520} = 145 \text{ МПа}$.

Допустимі напруження з урахуванням

$$[\sigma]_2 = 1.3 \cdot [\sigma]_1 = 125.7 \text{ МПа}.$$

3.4 Висновки за розділом 3

Вперше в тривимірній постановці виконана оцінка напруженого стану внутрішнього корпусу ЦВТ парової турбіни потужністю 500 МВт при пружному деформуванні, що є першим етапом вирішення задачі з урахуванням ряду факторів, що мають місце при експлуатації [1, 5]. Отриманий за допомогою МСЕ розв'язок порівнювався з розв'язком, отриманим за рівняннями осесиметричної задачі теорії пружності в двовірній постановці. На підставі отриманих результатів зроблено такі висновки:

– напружений стан внутрішнього корпусу є неоднозначним і має місце складна деформаційна картина;

– в цілому рівень напружень в стінках корпусу невеликий, але є зони підвищення напружень на зовнішній поверхні в районі сполучення тороїдальної частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму і на внутрішній поверхні - в районі сполучення паропідвідного патрубку з циліндричної частиною корпусу;

– найбільших деформацій зазнає тороїдальна частина корпусу в районі перемички між пароподводящими патрубками в радіальному напрямку;

– зони підвищених розрахункових напружень відповідають місцям концентрації дефектів, які виявлялися при експлуатації турбін, що побічно вказує на причину появи цих дефектів.

Розв'язок задачі в тривимірній постановці дозволив оцінити ступінь впливу різних геометричних концентраторів напружень, таких, як паропідвідні патрубки і фланці горизонтального роз'єму - в районі переходу циліндричної частини корпусу в тороїдальну є яскраво виражена відмінність в характері розподілу еквівалентних напружень. Проведено оцінку практичної придатності описаних розрахункових моделей і методик для визначення максимальних величин напружень і деформацій в корпусі [1, 5].

Отримані результати свідчать про доцільність вирішення задачі в тривимірній постановці з урахуванням ряду експлуатаційних факторів: температурних полів, піддатливості шпильок, термоконтактної взаємодії елементів, впливу пластичності, повзучості і т.п, оскільки температурний фактор в ряді випадків може суттєво змінити картину розподілу напружень і деформацій в елементах турбіни [1, 3, 5, 10 – 16].

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ КАРТИНИ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ФЛАНЦІВ ВЕРХНЬОЇ И НИЖНЬОЇ ПОЛОВИН КОРПУСА В ПРУЖНІЙ ПОСТАНОВЦІ

4.1 Порушення щільності фланцевих роз'ємів корпусів турбін

Пропарювання як зовнішніх, так і внутрішніх корпусів турбін завжди призводить до зниження економічності, так як частина пари виключається з роботи в проточній частині. Є й інші негативні наслідки пропарювання роз'ємів.

Задача забезпечення надійності фланцевих з'єднань високонапружених елементів турбін потужністю 500 МВт, таких як корпусу циліндрів високого та середнього тиску, вимагає всебічного дослідження НДС з'єднання в експлуатаційних умовах. Під час експлуатації даних турбін спостерігалися випадки втрати щільності згаданих контактних з'єднань, що тягло за собою пропарювання.

Необхідність гарантованої щільності фланцевого роз'єму призводить до його великої ширини і масивності, що, як наслідок, знижує маневреність турбіни. Для того щоб забезпечити прогрів фланця з такою ж швидкістю, як і прогрів стінки корпусу, фланці корпусів забезпечують обігрівом, що вимагає детального розрахункового обґрунтування. Неконтрольоване прогрівання фланця при пуску турбіни може привести до того, що в шпильці, і без того розтягнутій силою затяжки кріплення фланців, виникнуть нерозрахункові додаткові напруження. Це може привести до появи в шпильці пластичних деформацій розтягування, що ведуть до подовження робочої частини. Згодом, при стаціонарному режимі, коли шпилька прогріється до температури близької до температури фланця і розшириться, відбудеться зниження щільності фланцевого з'єднання.

Як зазначалося вище, для подачі гарячої пари, з метою забезпечення прогріву шпильки в тому ж темпі, що і прогрів фланця, а також для збільшення контактного тиску на поверхні, у фланцях виконують обнизку. Тому, однією з особливостей даного дослідження є врахування впливу обнизки на величину контактного тиску. Це вимагає проведення уточнених теоретичних досліджень НДС фланцевого з'єднання, оскільки розв'язки, отримані за допомогою спрощених інженерних методів на стадії проектування [202], як показала практика експлуатації турбін із збільшеними термінами служби між ремонтами до 4 - 5 років, не завжди дає достовірні результати.

При роботі шпильок або болтів, що скріплюють фланці (рис. 4.1, а), в умовах високих температур в них виникає явище релаксації напружень: сила затяжки не залишається постійною, а поступово зменшується. При цьому контактний тиск в роз'ємі зменшується (рис. 4.1, б і в), а на деякій частині може зникнути зовсім; площа контакту зменшується, і при деякій гранично малій затяжці $F_{\text{гран.}}$ (рис. 4.1, в і г) виникає пропарювання фланця. Тому початкова затяжка шпильки F_0 повинна бути такою, щоб на протязі міжремонтного періоду затяжка не зменшилась до неприпустимо малого значення. Здавалося б, що для цього достатньо створити велику початкову затяжку F_0 . Однак чим більше F_0 , тим швидше падає сила затяжки. Крім того, матеріал шпильки виявляється настільки навантаженим, що перевищення початкової сили затяжки може викликати її пластичне деформування і навіть обрив. Тому головною вимогою до матеріалу шпильок, які працюють в зоні високих температур, є вимога високої релаксаційної стійкості, якою володіють сталі з підвищеним вмістом легуючих елементів.

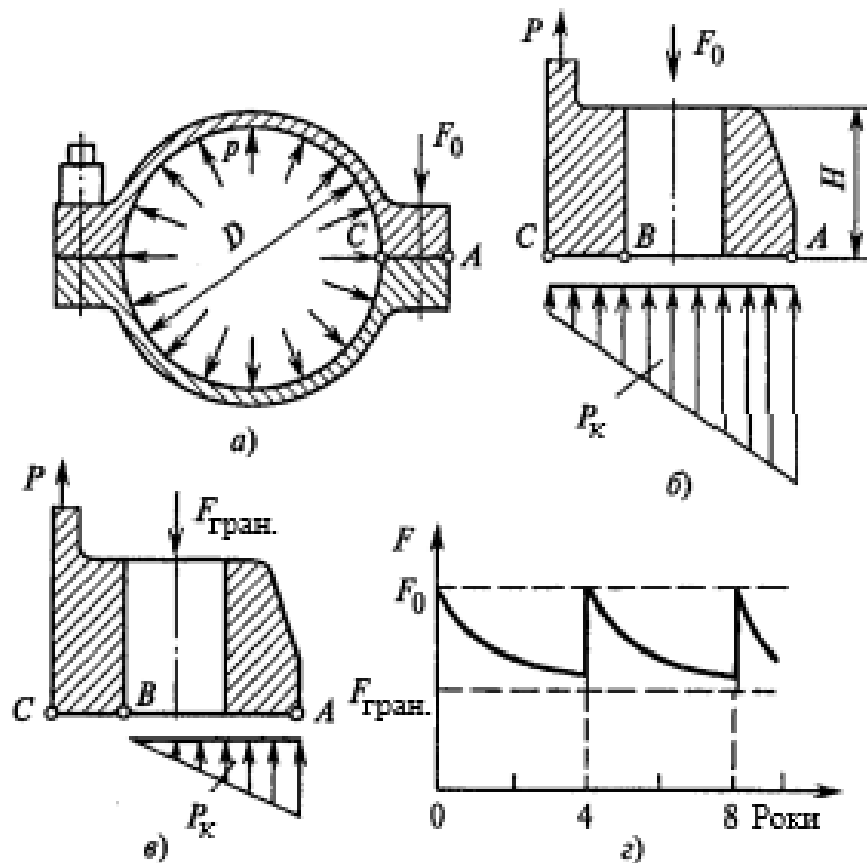


Рисунок 4.1 – Схема роботи фланцевого з'єднання

а – фланцеве з'єднання; б – контактний тиск по поверхні фланця; в – контактний тиск у фланцевому з'єднанні в момент початку пропарювання через зазор шпильки; г – зміна зусилля затяжки в шпильці в процесі роботи.

4.2 Постановка контактної задачі фланцевого з'єднання горизонтального роз'єму

Об'єктом дослідження в даному розділі є фланцеве з'єднання внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2, як найбільш схильного до впливу явищ релаксації кріплення горизонтального роз'єму.

Під час експлуатації даних турбін спостерігалися випадки втрати щільності фланцевого з'єднання (рис. 4.2), що тягло за собою «пропарювання» з втратою економічності (в районі паровпуску спостерігалось порушення щільності). Це вимагає проведення уточнених теоретичних досліджень НДС фланцевого з'єднання, оскільки розв'язок, отриманий за допомогою спрощених інженерних методів на

стадії проектування, як показала практика експлуатації турбін із збільшеними термінами служби між ремонтами до 4–5 років, не завжди дає достовірні результати. У зв'язку з вищесказаним, для оцінки контактної взаємодії фланцевого з'єднання корпусу на основі сучасних підходів, які базуються на МСЕ, створена розрахункова модель (рис. 4.3), згідно підходу до врахування контактної взаємодії, який було представлено в другому розділі. Однією з особливостей даного дослідження є врахування впливу обнизки на величину контактного тиску.

З метою аналізу контактної взаємодії фланців при впливі процесів знеміцнення при високих температурах, розрахунки виконано при різних зусиллях затяжки згідно [197] – зусиллях, які відповідають початковій затяжці 300 МПа та зміненим в процесі релаксації напружень в кріпленні – 240 МПа та 180 МПа в кінці міжремонтного періоду.

Розрахункова модель корпусу для визначення параметрів контактної взаємодії фланцевого з'єднання, матеріал корпусу і кріплення, а також чинники, що роблять визначальний на них вплив такі ж як і в розділі 3 дисертації [45]. Додатково, при дослідженні даної задачі, врахована контактна взаємодія у фланцевому з'єднанні в місці горизонтального роз'єму. На запропонованій моделі, за аналогією з підходом, викладеним в розділі 2, зусилля затяжки шпильок, взяті з [197], змодельовано як сила, прикладена до корпусу з урахуванням релаксації напружень початкової затяжки в процесі експлуатації. Для зручності розрахунку і аналізу кожній шпильці привласнений свій номер, як показано на рис. 4.2.

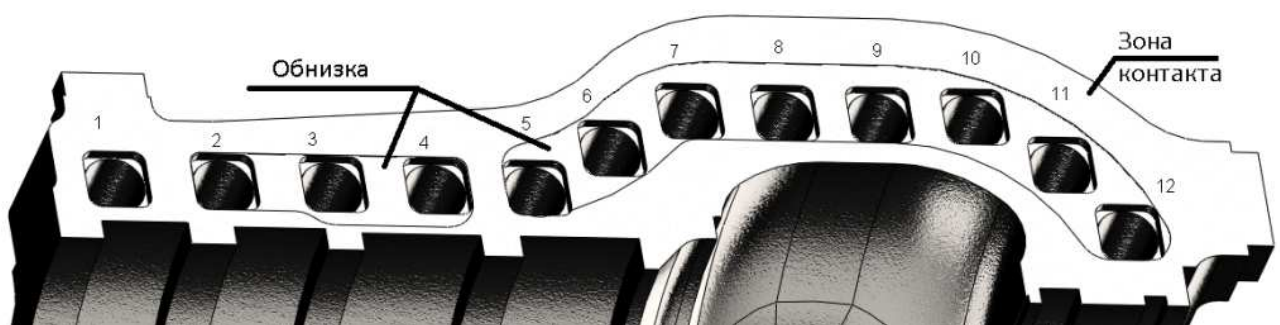


Рисунок 4.2 – Внутрішній корпус ЦВТ (дзеркало фланцевого роз'єму)

При використанні описаної в другому розділі методики розрахунку контактної взаємодії для побудови матриці жорсткості контактної поверхні було прийнято величину взаємного проникнення на ущільнюючій поверхні фланців близькою до висоти шорсткості, а саме 0.0025 мм.

СЕ модель внутрішнього корпусу зображена на рис. 4.3 При розбитті вихідної моделі було отримано близько 2058669 СЕ, з них 278528 контактні елементи, за допомогою створення спеціального шару з яких, як показано на рис. 4, б, моделюється контактна взаємодія. Дана модель включає в себе також симетричну контактну взаємодію фланців двох половин корпусу, що дає можливість більш точно визначити НДС корпусу (рис. 4.3, а).

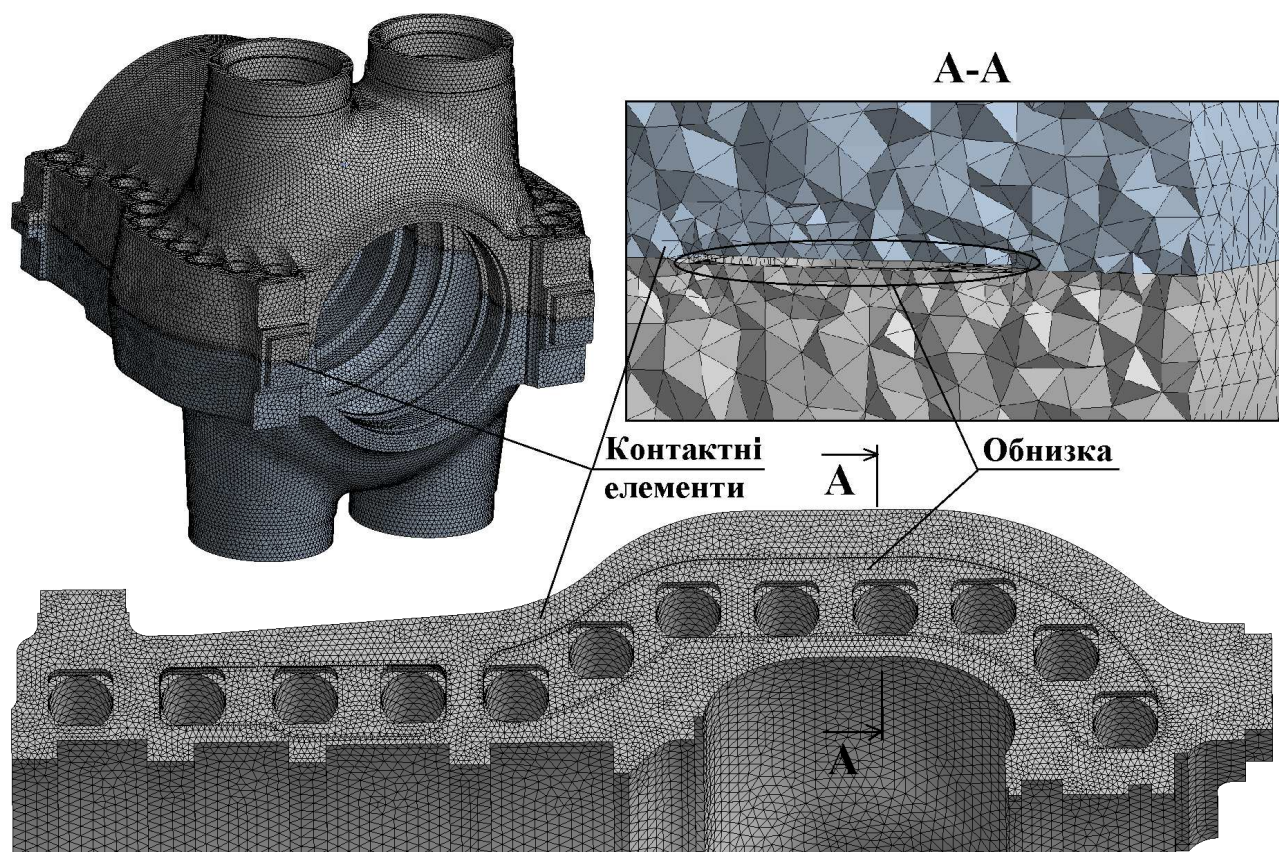


Рисунок 4.3 – СЕ модель корпусу, адаптована для розв'язання контактної задачі: а – верхній і нижній корпусу в зборі; б – дзеркало фланцевого роз'єму; в – переріз фланця в області паровпуска.

Вже згадана СЕ модель має кілька зон контактної взаємодії. При моделюванні внутрішнього корпусу в цілому розглядалося тільки контактна взаємодія фланців між собою, а контактна взаємодія кріплення і фланців корпусу не враховувалася, оскільки більш висока, в порівнянні з фланцем, податливість шпильок забезпечує порівняно стабільне навантаження при деформації корпусу. Моделювання фланцевого з'єднання з урахуванням всіх вищевикладених контактних взаємодій по МСЕ є складним, оскільки призведе до вирішення нелінійної задачі високої розмірності, що вимагає детальних досліджень з урахуванням температур, деформацій повзучості і пластичності і не може вирішуватися в пружній постановці.

У зонах контакту, головним чином впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, таких як ущільнююча поверхня фланців горизонтального роз'єму корпусу, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру СЕ до 1 мм, що підвищує точність розрахунку. При моделюванні контактної взаємодії використовувався восьми вузловий контактний СЕ, який використовується для позначення контакту за аналогією з підходом, викладеня в розділі 2.

З метою порівняння отриманих розрахункових результатів з результатами, одержуваними по застосовуваних раніше методиками для проектування фланцевих з'єднань горизонтальних роз'ємів корпусів, які регламентовані нормативними документами, оцінка контактного тиску також виконана згідно [203].

4.3 Методика аналітичної реалізації поставленої контактної задачі

Розглянемо випадок контакту двох половин корпусу, які торкаються одна одної по деякій поверхні (рис. 4.4).

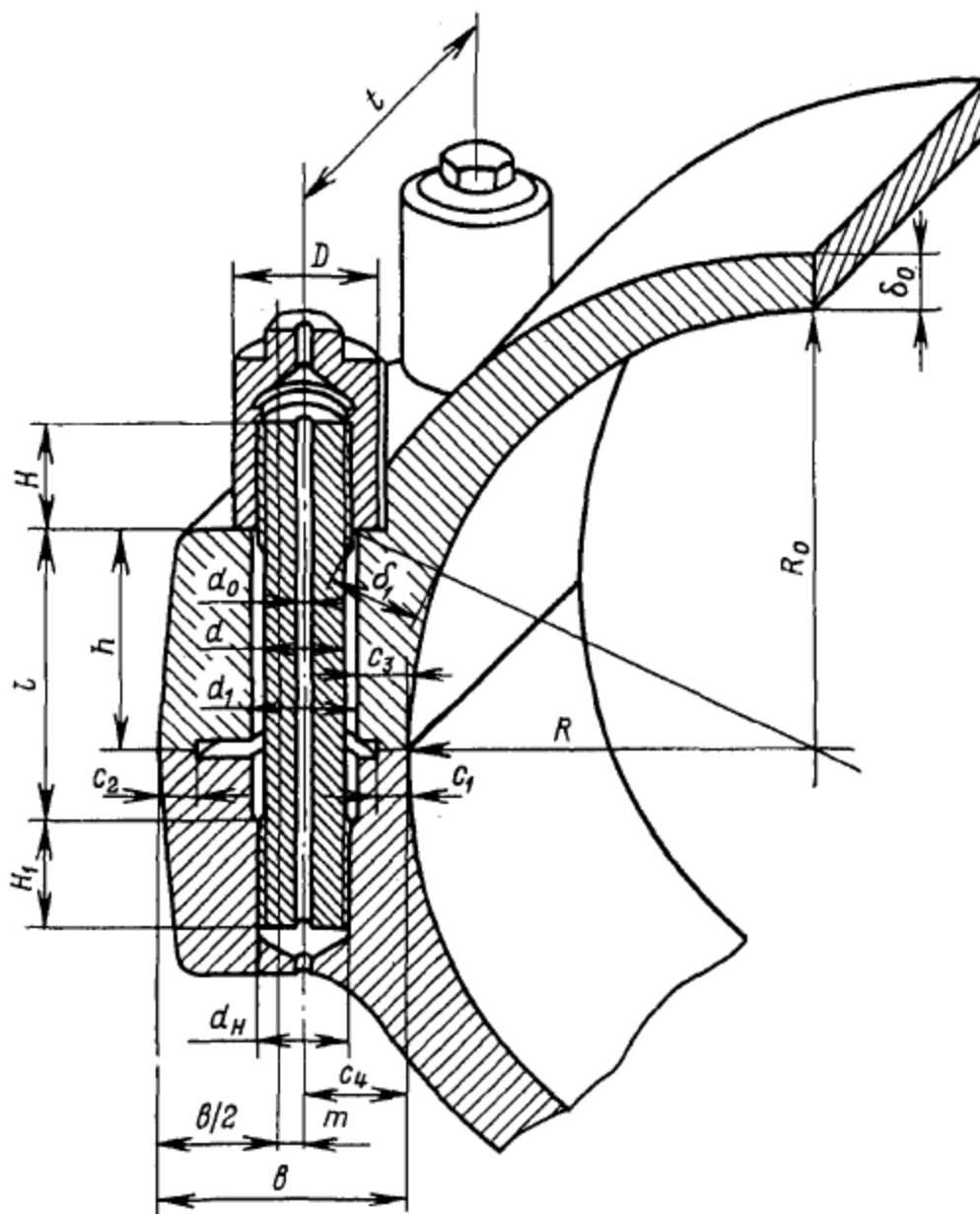


Рисунок 4.4 – Фланцеве з'єднання корпусу турбіни

Відповідно до прийнятих для проектування фланцевих з'єднань горизонтальних роз'ємів корпусів нормативними документами [197, 203], розрахунковий коефіцієнт запасу щільності фланцевого з'єднання протягом всього терміну служби між ремонтами турбіни повинен бути не менше встановленої величини:

$$K \geq [K],$$

Значення $[K]$ приймається рівним:

1.1 – для фланців при $m/n \leq 1.1$;

1.2 – для турбін АЕС;

1.0 – для турбін ТЕС.

де K – коефіцієнт запасу щільності, що дорівнює відношенню тиску пари, при якому відбувається порушення щільності з'єднання, до максимального робочого тиску або, що те ж саме, відношення фактичних напружень в шпильці до мінімальних напружень, необхідних для забезпечення щільності;

$[K]$ – мінімально допустиме значення величини K ;

m – відстань від осі шпильки до середини фланця, см;

n – відстань від точки прикладання сили P до серединної поверхні фланця, см;

При цьому коефіцієнт запасу щільності визначається як:

$$K = \frac{\sigma_k^0}{\sigma_{щил}}$$

де

σ_k^0 – напруження в шпильці при робочій температурі перед ремонтом турбіни, МПа;

$\sigma_{щил}$ – мінімальне напруження в шпильці, необхідне для забезпечення щільності, МПа.

Для визначення величини $\sigma_{пл}$ попередньо визначаються значення розкриваючого парового зусилля P (рис. 4.4), що припадає на шпильку, яка розглядається, і коефіцієнта затяжки η , залежного виключно від розмірів фланця і корпусу, після чого значення $\sigma_{пл}$ визначається за формулою

$$\sigma_{щил} = \frac{P\eta}{f},$$

де η –коефіцієнт затяжки фланцевого з'єднання, що показує, у скільки разів зусилля в шпильці більше розкриваючого зусилля в момент порушення щільності;

f –площа перерізу шпильки мінімальна, см^2 .

Контактний тиск по внутрішньому паску на ущільнюючій поверхні роз'єму для фланця з обнизкою розраховується за наступною формулою:

$$P_k = \frac{f \sigma^\theta (b - c_2 + 2m)}{t c_1 (2b - c_2 - c_1)},$$

де σ^θ – максимальне середнє напруження розтягування в шпильці в процесі експлуатації, МПа;

t – відстань між осями шпильок, см;

b – ширина фланця, см;

c_1 – ширина внутрішнього ущільнюючого паска, см;

c_2 – ширина зовнішнього ущільнюючого паска, см.

У деформованій шпильці горизонтального роз'єму присутні як напруження розтягування σ_p , так і напруження стискання σ_{cm} , що складаються в свою чергу з мембранних σ_m і згинальних напружень $\sigma_{зг}$ (рис. 4.5). При цьому

Напруження розтягування:

$$\sigma_p = \sigma_m + \sigma_{зг};$$

Напруження стискання:

$$\sigma_{cm} = \sigma_m - \sigma_{зг};$$

Середні по перерізу напруження:

$$\sigma_{\text{ср.пер}}^{\text{пос}} = \frac{\sigma_p + \sigma_{cm}}{2} = \sigma_m;$$

Згідно з [203], маємо залежність:

$$\frac{\sigma^{\theta}}{1.3} = \sigma_{сер.пер}^{поч} = \frac{\sigma_{сер.сеч.мах}^{эксп}}{1.5}$$

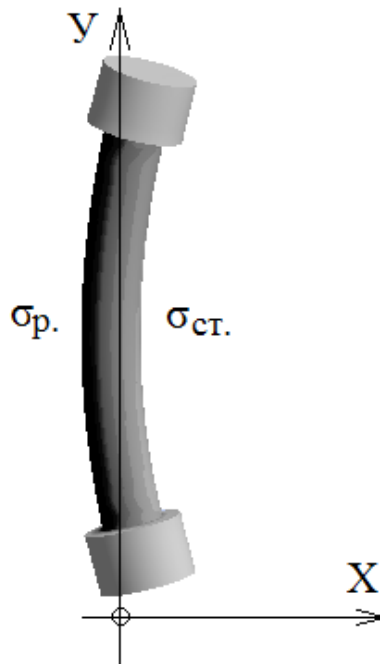


Рисунок 4.5 – Модель НДС шпильки

При цьому на холодній турбіні (в початковий момент часу) в шпильках розрахункові розтягувальні початкові напруження $\sigma_{сер.пер}^{поч} \leq 0.5 \cdot \sigma_{0.2}^0$.

$$\sigma_{сер.пер}^{поч} \leq 300...350 \text{ МПа}.$$

4.4 Аналіз отриманих результатів розв'язання контактної задачі на ущільнюючій поверхні фланців корпусу

В результаті розв'язання статичної контактної задачі були визначені області контакту на роз'ємних поверхнях фланцевого з'єднання внутрішнього корпусу. Також були проведені розрахунки контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланців корпусу. Характер розподілу контактного тиску, отриманий за допомогою МСЕ, при різних зусиллях затяжки, що відповідають початковій затяжці 300 МПа (а) і зміненим в процесі релаксації напруженнях в кріпленні

240 МПа (б) і 180 МПа (в) в середині і в кінці міжремонтного періоду, представлений на рис.4.5 а, б, в.

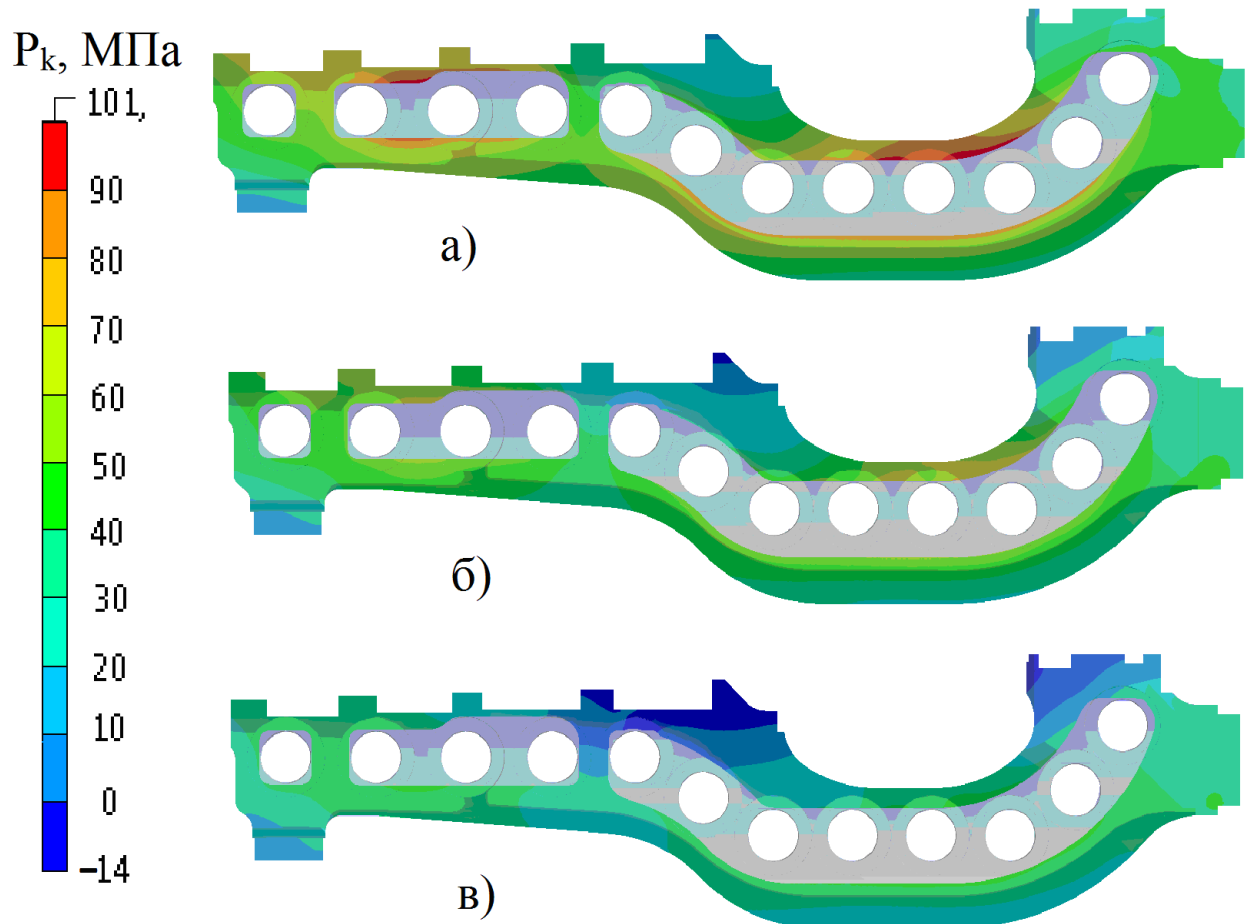


Рисунок 4.5 – Контактний тиск на ущільнюючій поверхні фланцевого з'єднання внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 при затяжці фланців з напруженнями в кріпленні: а – 300 МПа; б – 240 МПа; в – 180 МПа.

Криві, що характеризують відмінність результатів розрахунку контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланця, отриманих за допомогою МСЕ і за допомогою методики викладеної в [203], представлені на рис. 4.6.

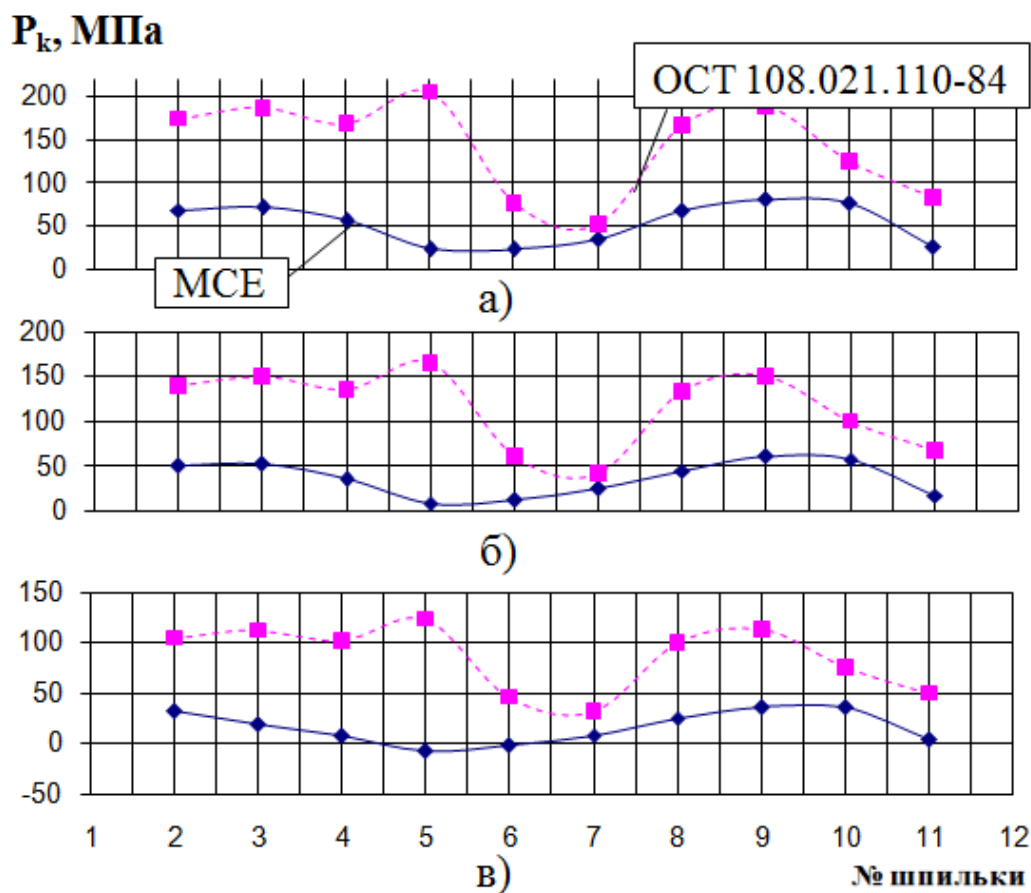


Рисунок 4.6 – Рівень контактної тиску на внутрішньому пояску ущільнюючої поверхні фланця, отриманий по МСЕ та по методиці згідно ОСТ 108.021.110-84 при різних зусиллях затяжки: а) 300 МПа; б) 240 МПа; в) 180 МПа.

Як видно з результатів наведених на рис. 4.5, 4.6:

- тиск на ущільнюючій поверхні внутрішнього корпусу, отриманий за двома методиками відрізняються, тобто величина тиску отримана відповідно до методики викладеної в [203], перевищує величину тиску, отриману за допомогою МСЕ;

- порушення щільності фланцевого з'єднання, згідно результатів отриманих за МСЕ, станься в районі 5-й - 6-й шпильок і, як бачимо на рис. 4.5, збільшується зі зменшенням зусилля затяжки, яке відбувається в результаті релаксації матеріалу шпильок. Як бачимо, при зусиллі затяжки, що відповідає напруженням в шпильках рівним 180 МПа, розкриття досягає обнизки внаслідок чого може статися пропарювання фланців корпусу;

- максимальна відмінність результатів спостерігається, як видно з рис. 4.6, в районі 5-ї шпильки. Так, відповідно до [203], величина контактного тиску максимальна, що не відповідає дійсності досвіду експлуатації турбін К-500-240-2, а по МСЕ - мінімальна.

Аналіз результатів, наведених на рис. 4.5 показав, що початкове зусилля затяжки не залишається постійним при експлуатації турбоустановки, а під дією ефектів знеміцнення (релаксації напружень в шпильці і повзучості матеріалу корпусу) при високих температурах слабшає. Таким чином, при зменшенні зусилля затяжки (релаксації напружень в шпильці) може відбутися часткове розкриття фланцевого з'єднання в певний період роботи турбоагрегату, що призведе до пропарюванню.

4.5 Висновки за розділом 4.

З результатів розрахункового дослідження впливу обнизки на щільність фланцевого з'єднання, отриманих при розв'язанні контактної задачі, випливає:

- гарантована щільність фланцевого з'єднання, спроектованого згідно [203], в початковий період, а також роботи на протязі 20 тис. год експлуатації турбіни після затяжки кріплення не порушується. Отриманий результат відповідає вимогам нормативних документів про міжремонтний період експлуатації, що діяли на момент проектування турбіни К-500-240-2.

- гарантована щільність фланцевого з'єднання до планового ремонту через 40 тис. годин роботи турбіни, визначена згідно з [203], результатами розрахунку МСЕ не підтверджується (відбувається розкриття фланцевого з'єднання з боку внутрішнього паска). Для забезпечення щільності горизонтального роз'єму з регламентованим згідно [204] терміном служби між ремонтами 5 років, перевірку щільності горизонтального роз'єму необхідно виконувати розрахунковим методом моделювання НДС фланцевого з'єднання на основі 3D моделі [5, 7, 9].

РОЗДІЛ 5

ТЕРМОКОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ФЛАНЦІВ КОРПУСА З УРАХУВАННЯМ ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ

5.1 Оцінка міцності і деформації корпусу турбіни при температурних впливах

Зміна температурного стану корпусу турбіни, що відбувається, як правило, нерівномірно в різних його частинах і при обмеженій можливості теплового розширення (стиснення) через взаємозв'язок з оточуючими частинами або зовнішніми тілами, призводить до виникнення системи сил між взаємодіючими елементами і появи в них відповідних температурних напружень.

Правильний вибір допустимих напружень та деформацій в елементах даної конструкції для забезпечення її міцності і заданої довговічності при роботі в експлуатаційних умовах представляє складну і відповідальну задачу.

Температурні напруження σ_t виникають в результаті нерівномірного нагрівання корпусу в комплексі з його затисканням з обох боків, в спрощеному вигляді, в пружній постановці, можна представити як:

$$\sigma_t = \beta E(t - \bar{t}) / (1 - \nu), \quad (5.1)$$

де β , E , ν - міцнісні характеристики матеріалу при температурі $\bar{t}$;

t , $\bar{t}$ - локальна (в розрахунковій точці) і середньоінтегральна (по перетину) температури тіла.

Ця концепція поширюється на двох - і тривимірні випадки, що вимагають більш складних методів вирішення, і зводить температурне поле до своєрідного навантаження.

Стационарні температурні поля внутрішніх корпусів ЦВТ, що екранують перші ступені тиску з високими параметрами пари, формуються в основному

радіальними тепловими потоками при значних градієнтах через великі різниці температур пари на паровпуску і в камері першого відбору пара.

З усіх можливих стаціонарних режимів найбільш важливим є номінальний.

Передача зусиль для ряду деталей парових турбін здійснюється за допомогою контакту між взаємодіючими поверхнями з впливом теплообміну, тому рішення таких задач коректно здійснювати в термоконтактній постановці.

В якості СЕ прийнято 10-вузловий тетраедричний елемент SOLID 227 для зв'язаних розрахунків в об'ємній постановці, який має у своєму розпорядженні ступені свободи як по переміщенням, так і по температурі. Цей елемент підтримує нелінійні моделі механічних і теплових властивостей матеріалу і дозволяє здійснювати розрахунок НДС, обумовленого пластичним деформуванням.

При вирішенні задачі використані наступні вихідні дані навантаження:

1) Температурні граничні умови було задано виходячи з результатів розрахунку теплового стану турбіни, який було проведено згідно методикам, затвердженим нормативними методиками АТ «Турбоатом», що дозволило отримати впрограму СЕ-комплексі Ansys розподіл температур в корпусі (рис. 5.1). Температурні поля корпусу в меридіональному перерізі, а також на роз'ємній поверхні фланцевого з'єднання на номінальному режимі роботи турбіни, розраховані по методиці одновимірного температурного поля і подовжень статора, представлені в додатку А;

2) Силіві навантаження на корпус (роподілене навантаження на розточки для установки діафрагм в корпус, перепад тиску на стінки корпусу, діюче на корпус турбіни гравітаційне поле Землі), а також граничні умови, що моделюють закріплення корпусу в розрахунковій тривимірній моделі такі ж, як і в розділі 3 дисертації [45]. Розрахункова модель корпусу в термоконтактній постановці представлена на рис. 5.2;

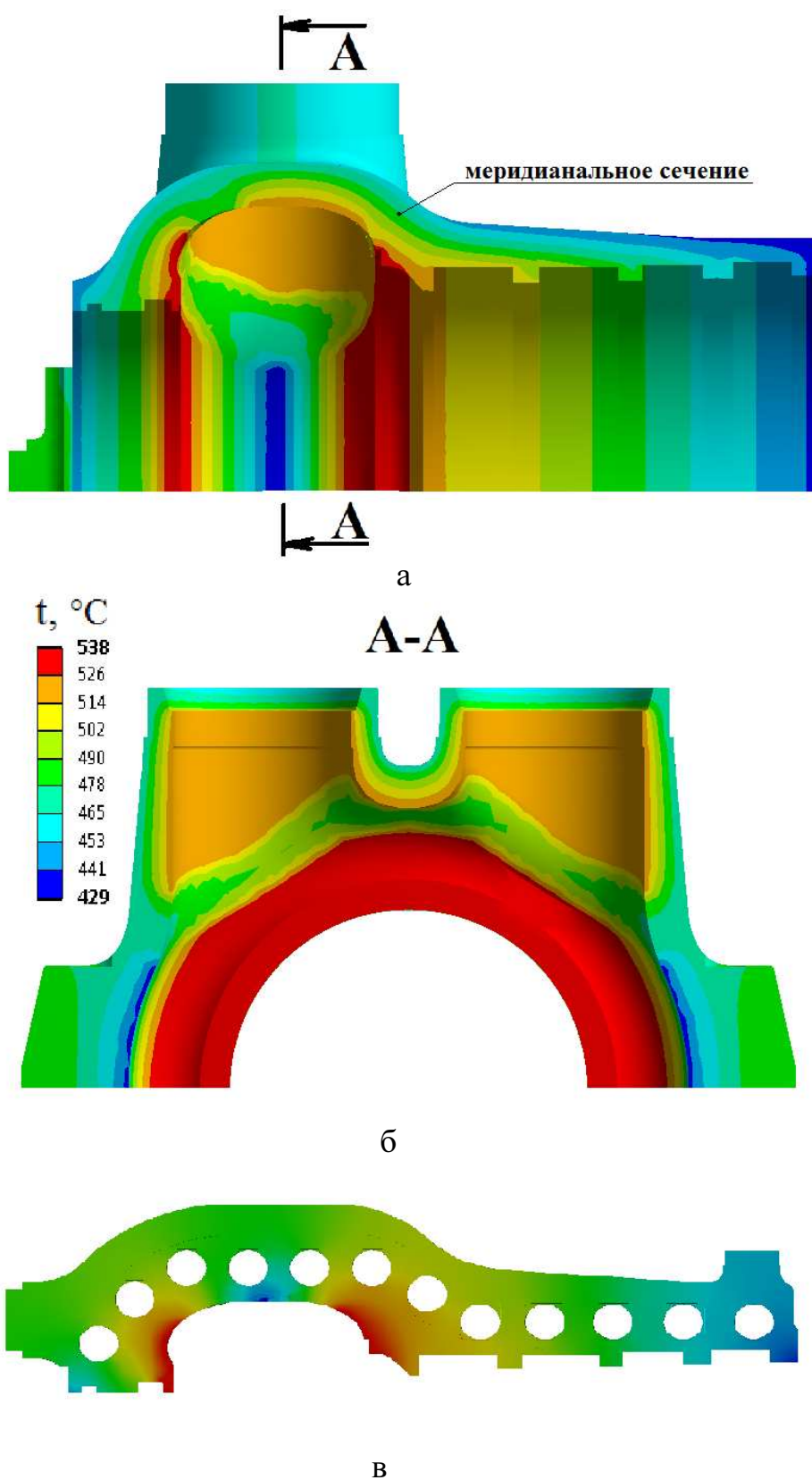


Рисунок 5.1 – Температурне поле внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни

К-500-240-2 на номінальному режимі роботи:

а – меридіальний переріз; б - поперечний переріз А-А;

в - ущільнююча поверхня фланця горизонтального роз'єму.

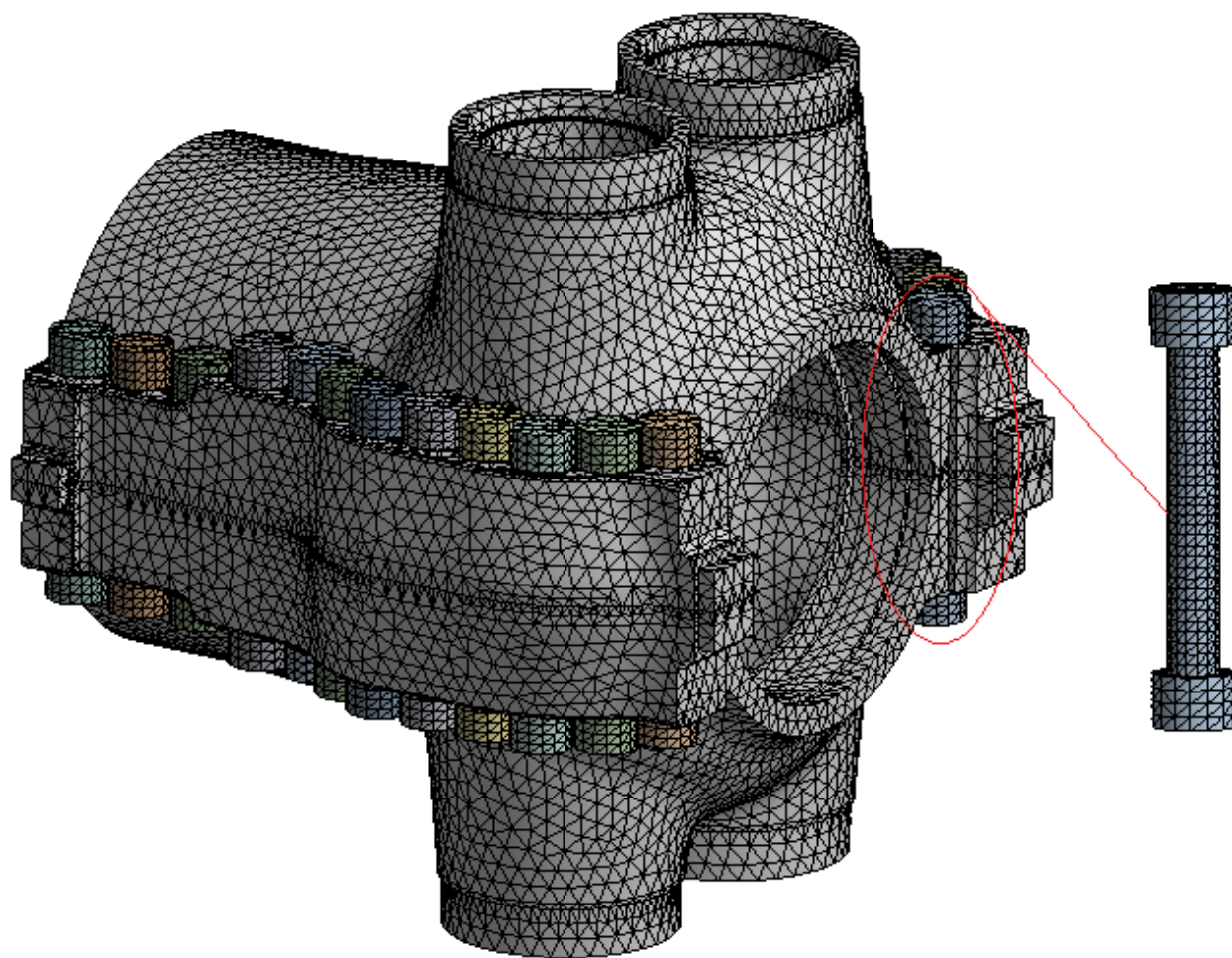


Рисунок 5.2 – Розрахункова модель корпусу в термоконтактній постановці

3) Моделювання термозатяжки кріплення фланцевого з'єднання, виготовленого зі сталі ЕП-182 (20Х1М1Ф1ТР), здійснюється згідно методики, представленої в підрозділі 5.2;

4) Термоконтактна взаємодія у фланцевому з'єднанні в місці роз'єму. Методика розв'язання термоконтактних задач за допомогою МСЕ, яка використовується в даній роботі, заснована на застосуванні моделі контактного шару, що дозволяє враховувати залежність термічної провідності контакту від контактного тиску з урахуванням теплообміну. При вирішенні термоконтактної задачі вважається, що на кордоні зіткнення елементів фланцевого з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт і виконується рівність температур і теплових потоків;

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

$$\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_k = \lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_k, \quad (5.2)$$

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

5) Теплофізичні і механічні властивості матеріалів корпусу і кріплення в залежності від температури металу, коефіцієнт Пуассона – 0,3.

5.2 Методика тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу

Запропонована для використання в попередніх розділах розрахункова методика моделювання зусиль термозатяжки, в якій як вихідні данні задавалися навантаження від кріплення горизонтального роз'єму на опорні поверхні гайок, дозволила визначати в пружній постановці НДС корпусу і кріплення з точністю, що повністю задовольняло вимогам інженерних розрахунків під час проектування турбін, що експлуатуються до теперішнього часу. Однак розв'язання задачі термонапруженого стану корпусу з урахуванням температурних і пластичних деформацій та термоконтактної взаємодії фланців корпусу, де зв'язок температурної задачі із задачею механіки здійснюється через заздалегідь невідомі граничні умови в контакті, оскільки НДС і характер контактної взаємодії залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле визначається умовами взаємодії, вимагає дещо інших, удосконалених підходів.

До того ж, посилення вимог до підвищення економічності турбоагрегатів включає в себе не тільки вдосконалення проточних частин циліндрів, а й підвищення маневреності турбіни, яке вимагає істотного скорочення ширини фланців горизонтального роз'єму, що поряд з введенням обнизки по горизонтальному гнізду роз'єму і збільшення діаметра кріплення змінює величину коефіцієнта основного навантаження, залежного в першу чергу від стану площі перерізу шпильки і площі перерізу фланця (що припадає на один крок шпильок).

$$\chi = 0.5\chi_0 = 0.5 \frac{f_u E_u}{f_u E_u + f_\phi E_\phi}, \quad (5.3)$$

де f_u – площа перерізу шпильки, мм²;

f_ϕ – площа перерізу фланця, мм²;

E_u – модуль пружності матеріалу шпильки, МПа;

E_ϕ – модуль пружності матеріалу фланця (корпуса), МПа.

Зазначені вище обставини не дозволяють використовувати розрахункову схему при якій зусилля від затяжки кріплення B_0 викликані необхідною початковою затяжкою шпильок прикладаються до корпусу як задані і мало змінюються внаслідок спільної деформації кріплення і корпусу від внутрішнього тиску, що було правомірно на корпусах турбін ранніх випусків, для яких коефіцієнт основного навантаження коливався в межах $\chi = 0.05 \div 0.15$, а зусилля від кріплення на корпус знаходилося як

$$P = B_0 + \chi F = B_0 + (0.05 \div 0.15)F, \quad (5.4)$$

де F – парове зусилля на одну шпильку.

Так як задача про розподіл сил та температур між кріпленням і фланцем статично невизначена, то вона розв'язується за умови спільності деформацій. При дії на з'єднання зовнішньої сили до розкриття роз'єму стиснення з'єднаних кріпленням деталей зменшується на стільки, на скільки шпилька розтягується.

В силу вищевикладеного для можливості врахування змін навантаження від кріплення в процесі спільної деформації кріплення і корпусу запропоновано напруження початкової затяжки шпильок моделювати шляхом завдання фіктивного зміни (зменшення) коефіцієнта лінійного розширення шпильки, заданої як окреме тіло в розрахунковій схемі.

За рахунок застосування приведенного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу під час тривимірного моделювання термозатяжки кріплення

горизонтального роз'єму корпусу вдалося більш точно врахувати зміну геометрії елементів корпусу внаслідок теплових навантажень. Величина зазначеної зміни коефіцієнта лінійного розширення визначена із залежності між напруженням початкової затяжки в шпильці $\sigma_{сер.пер}^{поч}$ і необхідним для його створення видовженням, реалізованим в розрахунковій схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу.

$$\Delta l_{ш} = \frac{\sigma_{сер.пер}^{поч}}{E_{шн}} l_{шн}; \quad (5.5)$$

$$\Delta l_{ш} = (\alpha_{\kappa} t_{роб} - \alpha_{ш} t_{роб}) l_{шн}; \quad (5.6)$$

$$\alpha_{\kappa} t_{роб} - \alpha_{ш} t_{роб} = \frac{\sigma_0}{E_{шн}}; \quad (5.7)$$

Звідки приведений коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шпильки визначається за формулою

$$\alpha_{ш} = \alpha_{\kappa} - \frac{\sigma_0}{E_{шн} t_{роб}}. \quad (5.8)$$

Приведений коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шпильки в залежності від температури металу представлено на рис. 5.3. Також на рис. 5.3 представлено коефіцієнт лінійного розширення матеріалу корпусу (сталь 15Х1М1ФЛ) в залежності від температури металу, отриманий з [198].

На рис. 5.4 представлено Модуль пружності матеріалів корпусу (сталь 15Х1М1ФЛ) і кріплення (сталь ЕП-182) в залежності від температури металу, отриманий з [198].

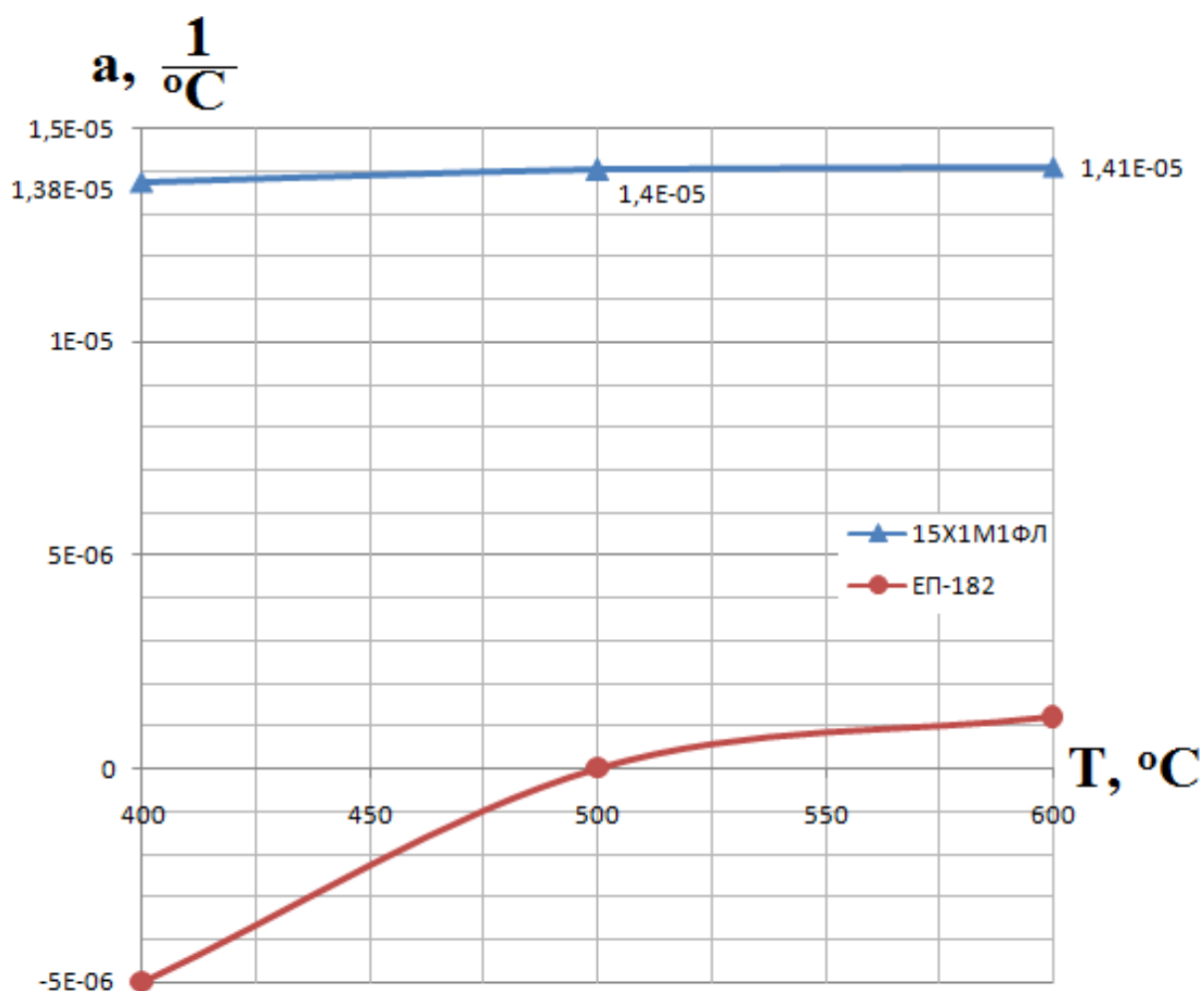


Рисунок 5.3 – Коефіцієнт лінійного розширення матеріалів корпусу (сталь 15X1M1ФЛ) і кріплення (приведений для сталі ЕП-182) в залежності від температури металу

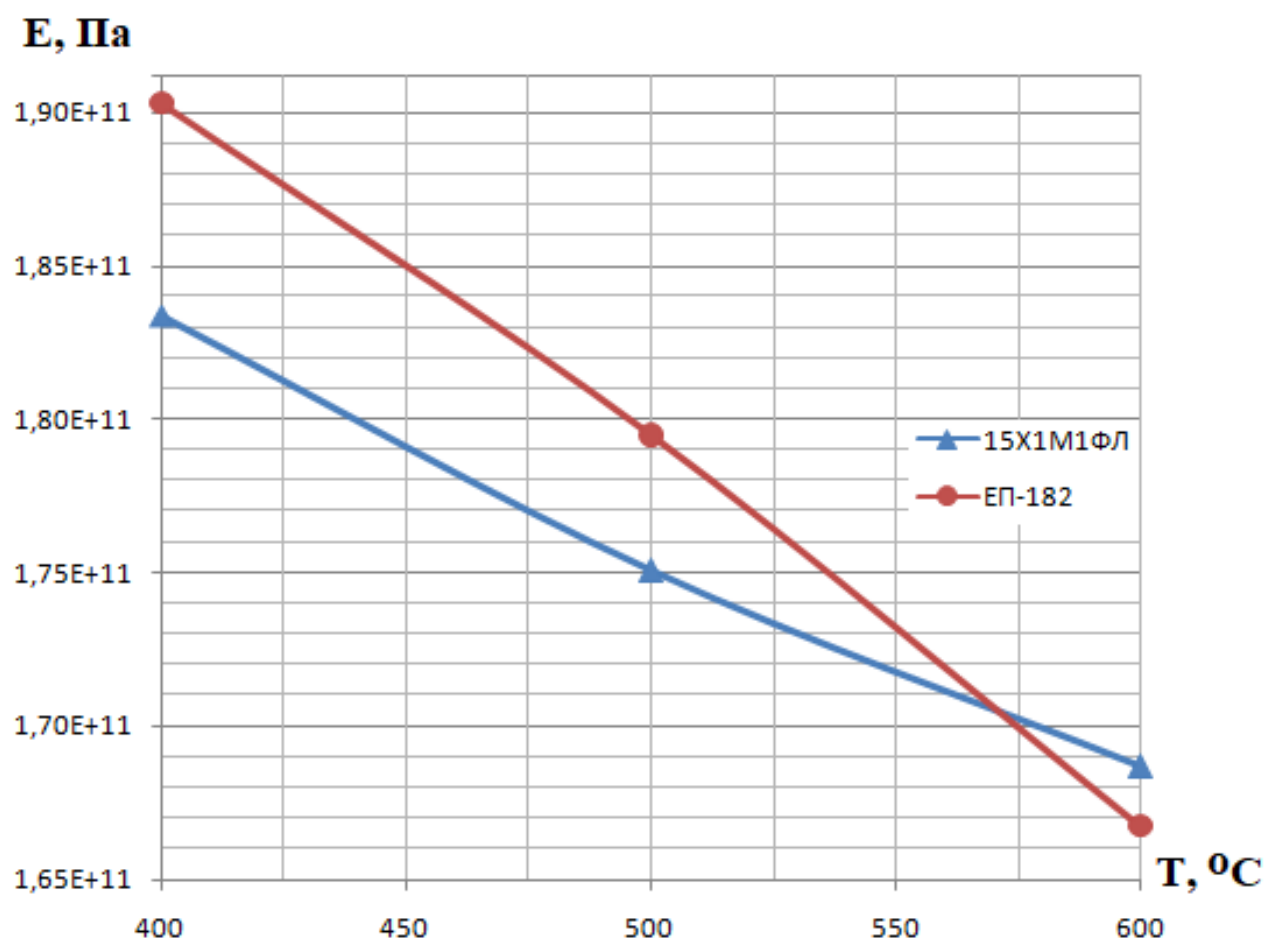


Рисунок 5.4 – Модуль пружності матеріалів корпусу (сталь 15X1M1ФЛ) і кріплення (сталь ЕП-182) в залежності від температури металу

5.3 Варіаційне формулювання задачі теплопровідності та термонапруженого стану

Крайова задача теорії теплопровідності в квазистатичній постановці для двовимірного випадку може бути сформульована у вигляді диференційного рівняння з початковими і граничними умовами:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (5.9)$$

$$T = T_0 \quad \text{при } t = 0; \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} + \frac{\alpha}{\lambda}(T - T_{cp}) = 0, \quad (5.11)$$

де $T = T(x_1, x_2, t)$ - функція температури;

T_0 - початкова температура тіла;

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$ - коефіцієнт температуропровідності;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

ρ - густина;

c - питома теплоємність;

α - коефіцієнт теплообміну;

T_{cp} - температура середовища.

Сформульованій крайовій задачі теплопровідності (5.9 - 5.11) можна поставити у відповідність варіаційну задачу.

Функціонал, який об'єднує плоску і осесиметричну задачі теплопровідності має вигляд

$$I = \int_S \frac{1}{2} \left\{ \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_1} \right)^2 + \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_2} \right)^2 \right\} f dx_1 dx_2 + \\ + \int_S \rho c \frac{\partial T}{\partial t} T f dx_1 dx_2 + \frac{1}{2} \int_L \alpha (T - T_{cp})^2 f dL, \quad (5.12)$$

де S - площа тіла, або його меридіонального перетину відповідно для плоскої і осесиметричної задач

dL - елемент дуги границі;

L - межа області;

У випадку плоскої задачі $x_1 = x$, $x_2 = y$, $f = H/2\pi$,

H - товщина пластини;

для осесиметричної задачі $x_1 = r$, $x_2 = z$, $f = r$.

Варіаційне рівняння в матричній формі запишемо в наступному вигляді

$$\begin{aligned} \partial I = \int_S \partial T (D)^T [N^\lambda] (D) T f dx_1 dx_2 + \\ \int_S \rho c \partial T \frac{\partial T}{\partial t} f dx_1 dx_2 + \int_L \alpha \partial T T f dL - \int_L \alpha T_{cp} \partial T f dL = 0, \end{aligned} \quad (5.13)$$

де $(D)^T$ - оператор диференціювання в завданні теплопровідності

$$(D)^T = \left(\frac{\partial}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_2} \right); \quad (5.14)$$

$[N^\lambda]$ - діагональна матриця теплопровідності;

$$[N^\lambda] = \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{bmatrix}. \quad (5.15)$$

Диференціальні рівняння рівноваги і статичні граничні умови запишемо у вигляді

$$D^T \sigma + \rho = 0; \quad (5.16)$$

$$L_n^T \sigma = q, \quad (5.17)$$

де σ - вектор, що включає компоненти напружень;

ρ, q - вектори, що включають компоненти об'ємних і поверхневих сил;

D^T, L_n - відповідні матриці диференціювання і напрямних косинусів нормалі до поверхні.

У цих позначеннях варіаційне рівняння Лагранжа матиме вигляд

$$\int_V (D \partial u)^T \sigma dV - \int_V (\partial u)^T \rho dV - \int_{S_q} (\partial u)^T q dS = 0, \quad (5.18)$$

де V - обсяг тіла;

S_q - ділянку тіла, де задані поверхневі навантаження.

Для вирішення завдання термонапруженого стану за допомогою варіаційного рівняння (5.18) вектор σ в ньому необхідно виразити через переміщення по формулі

$$\sigma = N(Du - \varepsilon_0), \quad (5.19)$$

де N - матриця пружності;

u - вектор переміщень;

ε_0 - вектор початкової деформації.

Варіаційне рівняння (5.18) з урахуванням (5.19) для плоскої і осесиметричної задач набуде вигляду

$$\begin{aligned} & \int_S (D\partial u)^T N D u f dx_1 dx_2 - \int_S (D\partial u)^T N \varepsilon_0 f dx_1 dx_2 - \\ & - \int_S (\partial u)^T \rho f dx_1 dx_2 - \int_L (\partial u)^T q f dL = 0 \end{aligned} \quad (5.20)$$

Для задачі термопружності прийняті наступні позначення:

– осесиметрична задача

$$u = u(r, z)^T; \quad (5.21)$$

$$\sigma = (\sigma_R, \sigma_F, \sigma_Z, \sigma_{RZ}); \quad (5.22)$$

$$N = \begin{pmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu \end{pmatrix}; \quad (5.23)$$

де $\lambda = \frac{\nu E}{(1-\nu)(1-2\nu)}$, $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ - коефіцієнти Ламе;

E - модуль пружності;

ν - коефіцієнт Пуассона.

$$D^T = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial r} & 1 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} \end{pmatrix}; \quad (5.24)$$

$$\varepsilon_0^T = (\alpha T, \alpha T, \alpha T, 0); \quad (5.25)$$

– плоска задача

$$u = u(x, y); \quad (5.26)$$

$$\sigma = (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy}); \quad (5.27)$$

$$N = \begin{pmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} & \frac{E\nu}{1-\nu^2} & 0 \\ \frac{E\nu}{1-\nu^2} & \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{pmatrix}; \quad (5.28)$$

$$D^T = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix}; \quad (5.29)$$

$$\varepsilon_0^T = (\alpha T, \alpha T, 0); \quad (5.30)$$

Зауважимо, що для плоскої деформації в виразах (5.29) і (5.30) замість E , ν і α необхідно підставити

$$\bar{E} = \frac{E}{1-\nu^2}; \quad \bar{\nu} = \frac{\nu}{(1-\nu)}; \quad \bar{\alpha} = \alpha(1 + \nu). \quad (5.31)$$

Зв'язок між переміщеннями і деформаціями визначається наступними лінійними співвідношеннями:

– осесиметрична задача

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}; \quad \varepsilon_F = \frac{u_r}{r}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}; \quad (5.32)$$

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r}; \quad (5.33)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}; \quad (5.34)$$

Таким чином розв'язання осесиметричної і пласкої задач термопружності будемо здійснювати на основі єдиного підходу, що використовує варіаційне рівняння (5.13) для визначення температурних полів в тілі при його нагріванні за допомогою конвективного теплообміну з навколишнім середовищем і варіаційне рівняння (5.20) для визначення НДС.

Для вирішення варіаційних рівнянь скористаємося МСЕ.

5.4 Розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу в термо - пружній постановці

В результаті підведення тепла від парового потоку корпуси турбін працюють в умовах нерівномірного нагріву, при якому змінюються фізико-механічні властивості матеріалів і виникають градієнти температури, що супроводжуються неоднаковим тепловим розширенням окремих частин конструкції. Таке розширення викликає температурні напруження.

Визначення величини і характеру дії температурних напружень необхідно для всебічного аналізу міцності конструкції.

Відомо, що температурні напруження самі по собі і в поєднанні з механічними напруженнями від зовнішніх навантажень можуть викликати появу тріщин і руйнування конструкцій. В результаті дії температурних напружень можливе виникнення значної пластичної деформація, яка може призвести до повного або прогресуючого руйнування конструкції.

Для вирішення задачі про НДС корпусу в термо-пружній постановці представимо тензор приростів деформацій у вигляді суми пружної і температурної компонент

$$\Delta^* \varepsilon_{ij} = \Delta^e \varepsilon_{ij} + \Delta^T \varepsilon_{ij}, \quad (5.35)$$

де $\Delta^e \varepsilon_{ij}$ – приріст пружних деформацій, визначаються з використанням закону Гука

$$\Delta^e \varepsilon_{ij} = {}^2A_{ijk} \cdot \Delta^* \sigma_{km} + \Delta A_{ijk} \cdot {}^1\sigma_{km}, \quad (5.36)$$

де ${}^2A_{ijk}$ – тензор пружної піддатливості матеріалу при температурі ${}^2T = T(t + \Delta t)$;

$$\Delta A_{ijk} = {}^2A_{ijk} - {}^1A_{ijk}; \quad (5.37)$$

де ${}^1A_{ijk}$ – тензор пружної піддатливості матеріалу при температурі $T = T(t)$ на початку кроку;

${}^1\sigma_{km}$ – напруження на початку кроку.

Збільшення температурних деформацій визначаються співвідношеннями

$$\Delta^T \varepsilon_{ij} = \alpha_i({}^2T) \cdot {}^2T - \alpha_i({}^1T) \cdot {}^1T; \quad \Delta \varepsilon_{ij}^T = 0; \quad i \neq j; \quad (5.38)$$

де ${}^2\alpha$ и ${}^1\alpha$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу при температурах 1T і 2T .

5.5 Чисельний аналіз процесів складного пластичного деформування внутрішнього корпусу

Розрахункова оцінка міцності корпусних конструктивних елементів, що працюють в умовах термомеханічного нестационарного навантаження, вимагає аналізу процесів пружно деформування конструкційних матеріалів, так як історія пружно деформування визначає темпи накопичення пошкоджень і від адекватності моделювання даних процесів залежить точність розрахункових оцінок довговічності.

В даній роботі для математичної моделі пластичної течії з кінематичним і ізотропним зміцненням, запропонованої в [205] і яка описує процеси деформування для довільних складних режимів навантаження, що супроводжуються обертанням головних майданчиків тензорів напружень і деформацій, розвинена розрахункова методика визначення НДС внутрішнього корпусу з урахуванням співвідношень теорії пластичності.

Найбільш адекватною і практично використовуваною теорією пластичної течії є теорія, заснована на концепції ізотропного і кінематичного зміцнення. Ключову роль в цій концепції грає поверхня текучості і її зміна в процесі деформування. Поняття поверхні текучості пов'язано з виділенням зони допустимих станів матеріалу в просторі девіатора тензора напружень.

Ізотропне зміцнення відповідає зміні поверхні текучості, при якому вона в процесі навантаження розширюється рівномірно у всіх напрямках і зберігає вихідне положення свого центру. Передбачається однаковий механізм зміцнення, як при розтягуванні, так і при стисненні. Збільшення напружень понад межі текучості призводить до зростання межі пропорційності при розвантаженні, при цьому розмах пружних напружень в два рази перевершує величину найбільших досягнутих напружень. Ізотропне зміцнення використовується як при малих, так і при великих деформаціях, однак воно не може використовуватися для циклічних навантажень.

У разі кінематичного зміцнення поверхню текучості зміщується, не змінюючи розмірів. Дана модель враховує ефект Баушінгера, який має місце в металах при зміні знака навантаження. Облік ефекту Баушінгера важливий при розрахунках циклічних навантажень, що супроводжуються пластичними деформаціями, як у випадку моделювання малоциклової втоми при відносно низьких напруженнях і деформаціях, так і при непропорційному навантаженні. При великих деформаціях (понад 5-10%) кінематичне зміцнення не застосовується.

Використана модель термопластичності з кінематичним і ізотропним зміцненням описує процеси складного пластичного деформування

конструкційних матеріалів (металів і їх сплавів) при монотонних і циклічних, пропорційних та непропорційних, режимах термосилового навантаження. В позначеннях, прийнятих в роботах [205, 206], для зміни радіуса C_p поверхні текучості F_p при ізотропному зміцненні з урахуванням поділу процесів монотонного і циклічного навантаження приймається наступна структура рівняння:

$$\dot{C}_p = [q_\chi H(F_p) + a(Q_s - C_p)\Gamma(F_p)]\dot{\chi} + q_3\dot{T}, \quad (5.39)$$

$$\begin{aligned} C_p &= C_p^0 + \int_0^t \dot{C}_p dt, \quad \dot{\chi} = \left(\frac{2}{3}\dot{e}_{ij}^p \dot{e}_{ij}^p\right)^{1/2}, \quad \chi_m \\ &= \int_0^t \dot{\chi} H(F_p) dt, \quad \chi = \int_0^t \dot{\chi} dt, \end{aligned} \quad (5.40)$$

$$\begin{aligned} q_\chi &= \frac{q_2 A \psi_1 + (1 - A) q_1}{A \psi_1 + (1 - A)}, \quad Q_s \\ &= \frac{Q_2 A \psi_1 + (1 - A) Q_1}{A \psi_1 + (1 - A)}, \quad (0 \leq \psi_1 \leq 1, i = 1, 2), \end{aligned} \quad (5.41)$$

$$\begin{aligned} A &= 1 - \cos^2 \theta, \quad \cos \theta = n_{ij}^e n_{ij}^s, \quad n_{ij}^e = \frac{\dot{e}_{ij}'}{(\dot{e}_{ij}' \dot{e}_{ij}')^{1/2}}, \quad n_y^s \\ &= \frac{S_{ij}}{(S_{ij} S_{ij})^{1/2}} \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$H(F_p) = \left\{ \begin{array}{ll} 1, & F_p = 0 \wedge \rho_{ij} \dot{\rho}_{ij} > 0 \\ 0, & F_p < 0 \vee \rho_{ij} \dot{\rho}_{ij} \leq 0 \end{array} \right\}, \quad \Gamma(F_p) = 1 - H(F_p). \quad (5.43)$$

де q_1, q_2, q_3 - модулі ізотропного зміцнення;

Q_1 і Q_2 - модулі циклічного ізотропного зміцнення;

a - постійна, що визначає швидкість процесу стабілізації петлі гістерезису;

Q_s - значення радіусу поверхні плинності в стабілізованому стані при даних ρ_{max} і T (ρ_{max} - максимальний за історію навантаження модуль змінної ρ_{ij});

C_p^0 -початкове значення C_p .

У рівнянні (5.39) перший член описує ізоотропне зміцнення в результаті монотонного пластичного деформування ($H(F_p) = 1$ і $\Gamma(F_p) = 0$), другий член - циклічне зміцнення матеріалу ($H(F_p) = 0$ і $\Gamma(F_p) = 1$), а третій - зміну радіуса поверхні текучості при зміні температури.

Модуль ізоотропного зміцнення q_χ враховує зміну ізоотропного зміцнення матеріалу в залежності від напрямку деформування в даній точці траєкторії – кута θ між вектором збільшення девіатора деформацій, які мають напрямні косинуси n_{ij}^e , і нормаллю до поверхні текучості в точці, яка визначається напрямними косинусами n_{ij}^s .

При пропорційному навантаженні виконуються умови: кут $\theta = 0$; параметр

$$A = 0; q_\chi = q_1,$$

де q_1 — модуль ізоотропного зміцнення матеріалу (одновісне розтягнення матеріалу).

Непропорційному навантаженню відповідають умови:

$$\theta = \pi/2; A = 1; q_\chi = q_2,$$

де q_2 — модуль зміцнення при навантаженні по дотичній до поверхні плинності («нейтральне» навантаження).

Для циклічного ізоотропного зміцнення при циклічному пропорційному навантаженні в (5.39) - (5.43) аналогічно визначається $\theta = 0$ і $Q_s = Q_1$, а при циклічному непропорційному навантаженні — $\theta = \pi/2$ і $Q_s = Q_2$.

Коефіцієнти тарування (вагові коефіцієнти) ψ_1 і ψ_2 є параметрами, що дозволяють коригувати вплив модулів q_1 , $q_2 Q_1$, Q_2 , на ізотропне зміцнення матеріалу.

При стаціонарному циклічному деформуванні матеріалу з постійною амплітудою деформації і $T = \text{const}$ радіус поверхні текучості C_p прагне до, $Q_s = \text{const}$ і параметри петлі гистерезиса прагнуть до свого стабілізованому значенням, що визначається величиною Q_s , що залежить від поточних значень T і $\rho_{\max}$.

У розрахунковому СЕ-пакеті Ansys при рішенні пружнопластичних задач моделювання НДС досягається, використовуючи нелінійні залежності для еволюції радіусу поверхні текучості і координат її центру [207, 208]. Чисельне моделювання високотемпературної пластичності здійснювалось за допомогою теорії пластичної течії при ізотропному зміцненні.

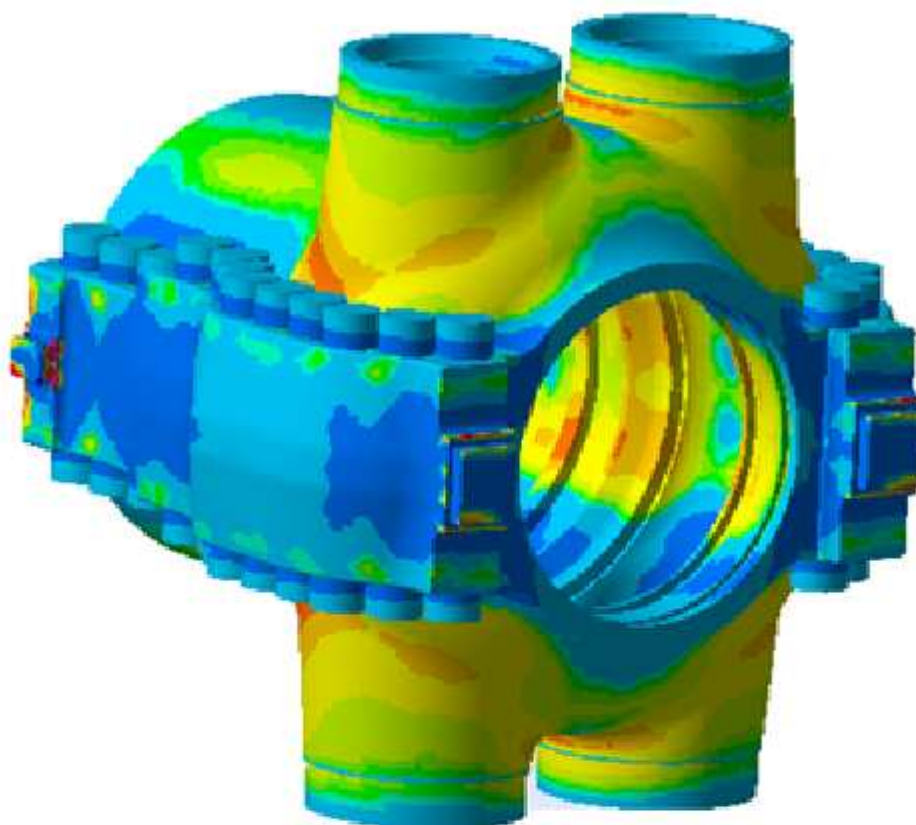
5.6 Аналіз результатів розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в пружнопластичній постановці.

Для обґрунтування необхідності врахування пластичних явищ було виконано розрахунок НДС внутрішнього корпусу як термопружній (рис. 5.5, рис. 5.6) так і в термопластичній (рис. 5.5, рис. 5.6) постановках.

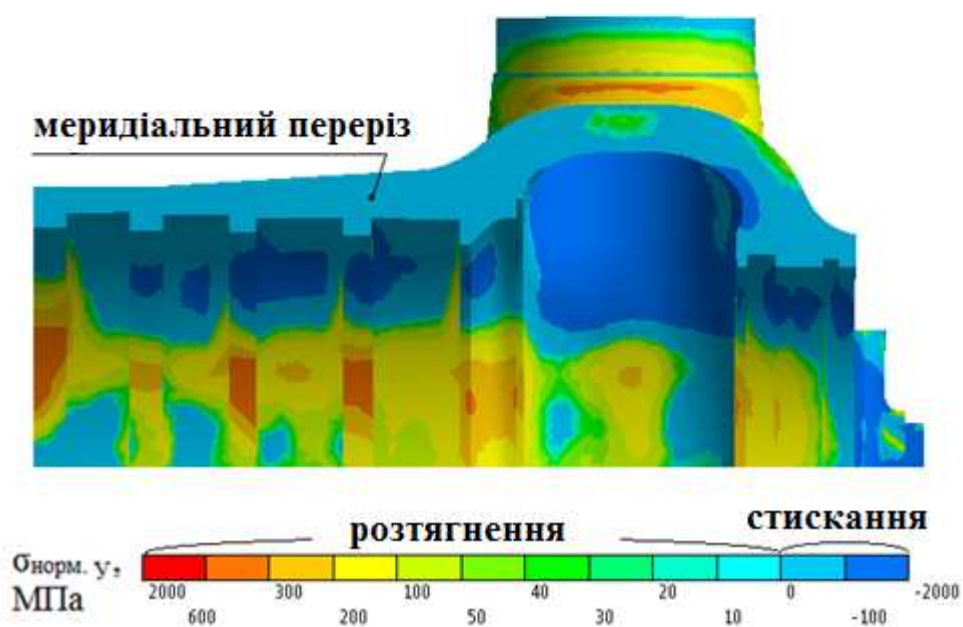
Представлені в даному розділі результати розв'язання задачі термопластичного НДС корпусу (рис. 5.7, рис. 5.8) дозволили охарактеризувати ступінь релаксації і перерозподілу напружень в конструкції в порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні задачі термопружності (рис. 5.5, рис. 5.6).

Можна зробити висновок, що основною причиною викривлення корпусу є перепад температур по товщині стінки, що викликає нерівномірність розподілу напружень.

Відзначимо, що в районі фланця перепад температур по товщині корпусу є максимальним і досягає 60°C , в той час як в найбільш нагрітій верхній частині корпусу він не перевищує 10°C (рис. 5.1).



а



б

Рисунок 5.5 – Нормальні напруження (вісь Y) у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 в термо-пружній постановці:
а – корпус в зборі; б – меридіальний переріз верхньої половини корпусу

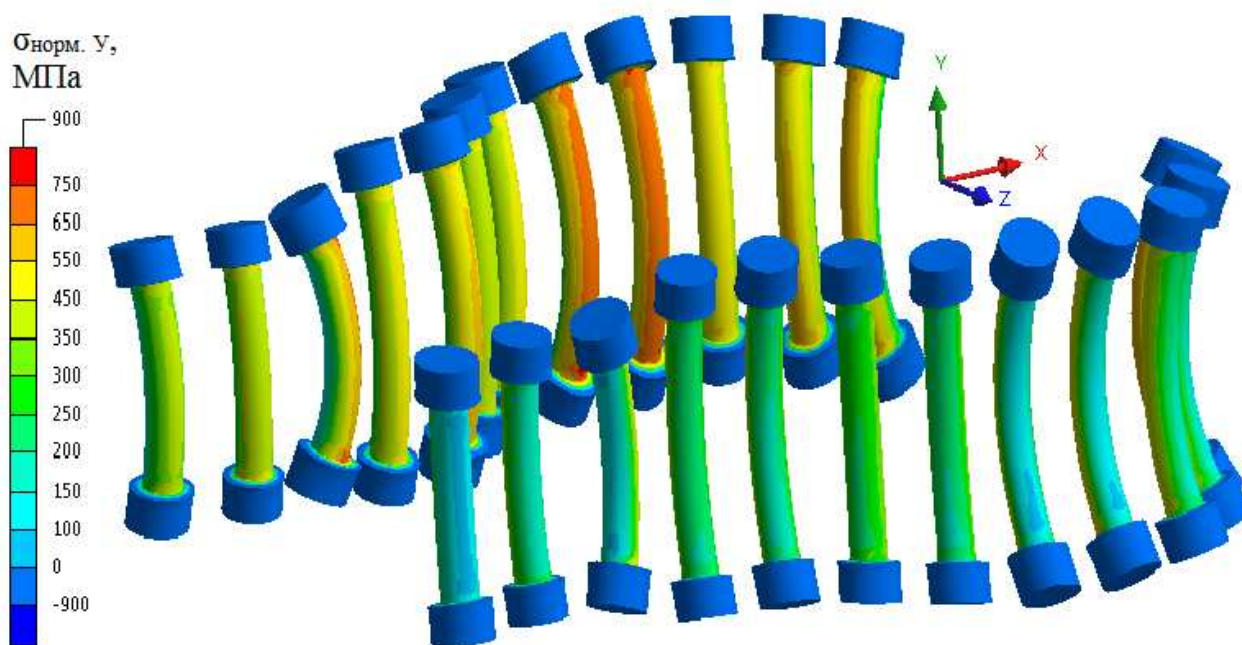


Рисунок 5.6 – Нормальні напруження (вісь Y) в шпильках в термо - пружній постановці (масштабне відображення деформованого стану)

Розв'язок задачі НДС фланцевого з'єднання в розглянутій постановці дозволив оцінити зміну характеру розподілу контактного тиску в з'єднанні. Отримані результати продемонстрували істотну відміну за рівнем контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланця. Так, значення контактної тиску у переднього краю корпусу, в районі установки обойми переднього кінцевого ущільнення, практично повністю негативні на відміну від результатів, які були отримані в пружній постановці, що свідчить про необхідність врахування пластичних явищ під час дослідження НДС внутрішнього корпусу турбіни.

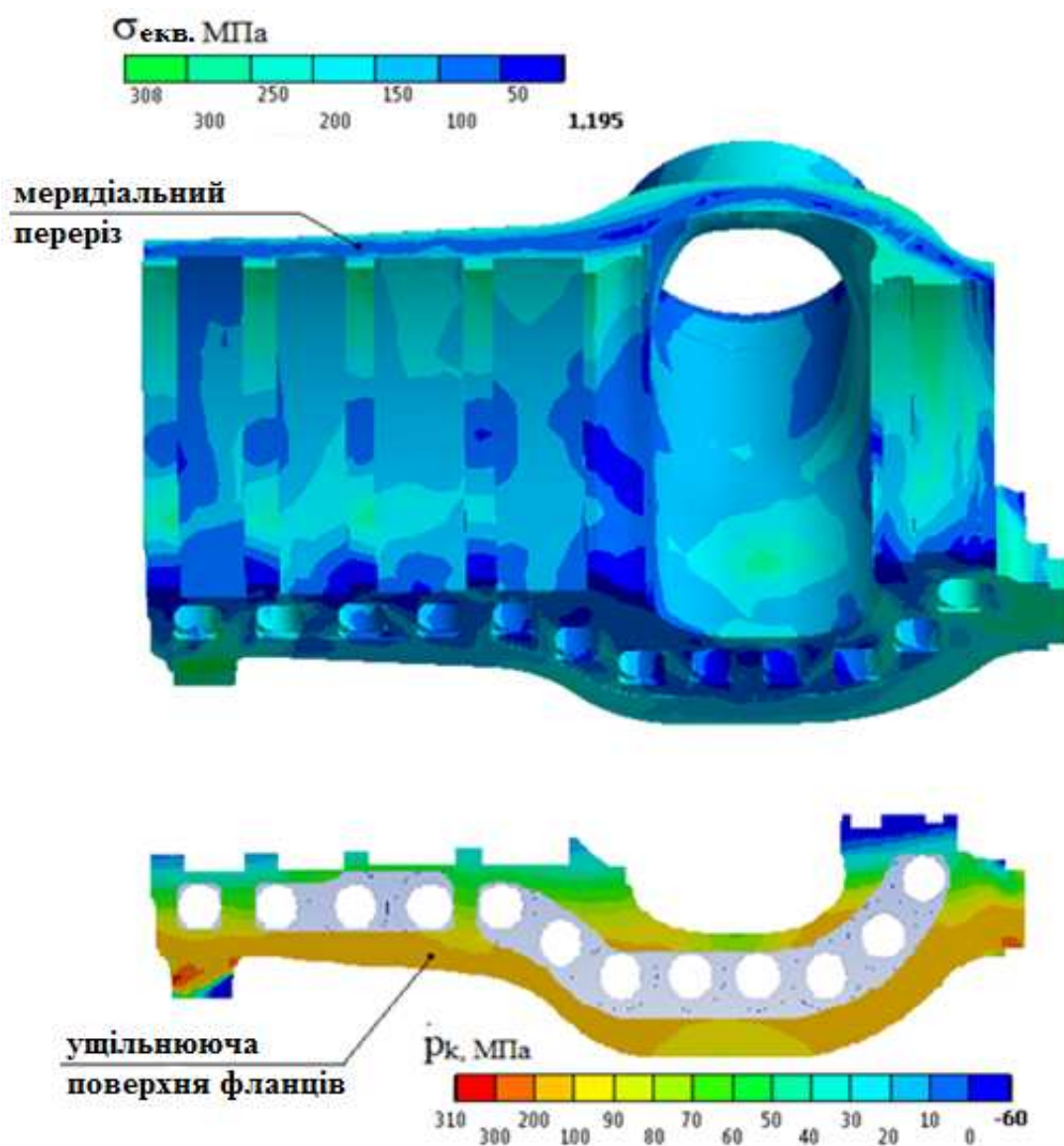


Рисунок 5.7 – НДС корпусу в термопластичній постановці при ізотропному зміцненні

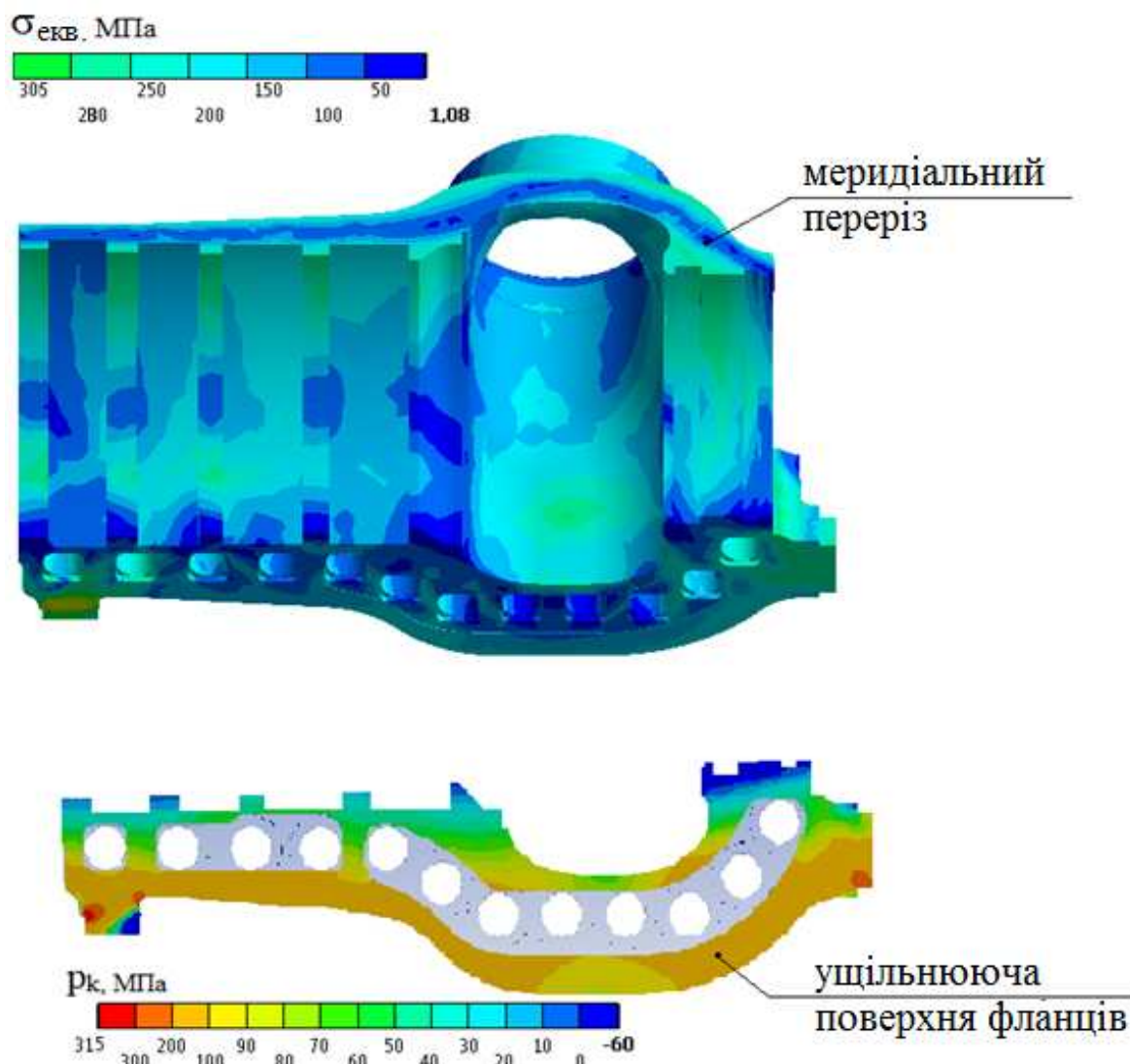


Рисунок 5.8 – НДС корпусу в термопластичній постановці при кінематичному зміцненні

5.7 Висновки за розділом 5

За результатами розв'язання задачі НДС фланцевого з'єднання з урахуванням пластичних властивостей матеріалів і полів температур в елементах внутрішнього корпусу парової турбіни, можна зробити наступні висновки:

- величина викривлення площини роз'єму фланців в першу чергу залежить від інтенсивності температурних напружень [1 – 4, 6, 9 – 16].

– процес пластичного деформування матеріалу корпусу найбільш активно протікає в тороїдальній частині корпусу в місці з'єднання його з фланцем [6].

– задача контактної взаємодії є суттєво нелінійною, так як зв'язок температурної задачі із задачею механіки здійснюється через заздалегідь невідомі граничні умови в контакті, оскільки НДС і характер контактної взаємодії залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле визначається умовами взаємодії [2, 4, 6, 8, 9, 17].

Результати рішення контактної задачі на поверхні фланців корпусу, що ущільнюються в ході рішення задачі про НДС корпусу з урахуванням пластичних властивостей матеріалів з теорії течії з ізотропним і кінематичним зміцненням показали незначну відмінність одержаних результатів, що пов'язано з відсутністю знакозмінних навантажень [6].

Запропонована методика аналізу термонапруженого стану корпусу турбіни може бути використана для вироблення рекомендацій про способи охолодження високотемпературних корпусів парових турбін під час їх роботи [16].

РОЗДІЛ 6

АНАЛІЗ НДС ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ З УРАХУВАННЯМ ДЕФОРМАЦІЇ ПОВЗУЧОСТІ І ТЕРМОКОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ФЛАНЦІВ КОРПУСА

6.1 Термонапружений стан корпусу з урахуванням повзучості і релаксації

Прагнення до підвищення економічності турбоагрегатів призводить до зростання параметрів пари і, тим самим викликає необхідність більш повного використання ресурсів працездатності матеріалу.

Відбувається перехід до інтервалу температур повзучості і в зв'язку з цим виникає цілий ряд нових проблем:

1. Значно ускладнюється задача забезпечення міцності конструкції на стаціонарному режимі. Якщо для машин, що працюють на низьких параметрах, попередня гідравліка корпусів клапанів, циліндрів і т.д., могли слугувати гарантією для надійної експлуатації, то для високотемпературних машин такі випробування повинні швидше розглядатися як технологічні проби, що дозволяють виявляти конструкції з різко вираженими дефектами. Механізм тривалої міцності істотно відрізняється від механізму короткочасного руйнування і тому конструкція більш працездатна в умовах швидкого навантаження, може виявитися менш працездатною при тривалій експлуатації. Ця обставина призводить до необхідності випробувань конструктивних елементів на тривалу міцність, що різко ускладнює завдання проектування і, в свою чергу, ставить питання про відпрацьовування типових конструктивних елементів.

Крім того, забезпечення стаціонарної міцності вимагає істотного збільшення товщини конструкцій, тому що значення межі довготривалої

міцності зазвичай нижче значень меж текучості, за якими велось проектування машин з низькими параметрами пари.

2. Стає проблемою також і забезпечення міцності конструкції при пуску, тому що у зв'язку зі збільшенням товстостінності агрегатів зростають температурні напруження (наприклад, для циліндричних ємностей термічні напруження пропорційні квадрату товщини) і в той же час знижується величина допустимих термічних напружень.

В результаті цього доводиться знижувати маневровість агрегатів, вивчати режими пусків, щоб оцінити величину термічних напружень на їх різних етапах і вести розробку конструктивних і технологічних заходів щодо зниження цих напружень, в чому не було необхідності для машин, що працюють на більш низьких параметрах.

3. З'явилася необхідність врахування зміни механічних властивостей матеріалу з часом (можливість зниження пластичності, ударної в'язкості, границі текучості та ін.), а також виникла необхідність в додаткових випробуваннях, для вивчення поведінки металу в умовах, близьких до реальних, нестационарним по навантаженню і температурі.

4. Нарешті істотною обставиною є також той факт, що традиційні уявлення і досвід, накопичені при проектуванні низькотемпературних машин, найчастіше виявляються незастосовні для високотемпературних машин, тому що повзучість може призводити до перерозподілу напружень, що якісно відрізняється від пружного стану, і до появи різного роду залишкових деформацій в конструкціях.

Розрахунок повзучості деталей, що піддаються впливу інтенсивних теплових полів, є одним з важливих етапів дослідження і зазвичай завершує основний цикл розрахунків на міцність. МСЕ давно застосовується для дослідження несталої повзучості. Однак в переважній більшості ці дослідження обмежуються аналізом двомірних конструкцій, для яких розроблені чисельні процедури працюють досить успішно. Формальне поширення цих методів для аналізу тривимірної несталої повзучості призводить до незадовільних

результатів (відсутність збіжності на розумних часових кроках). У зв'язку з цим виникає необхідність у відпрацюванні нового алгоритму розрахунку термонапруженого стану складних тривимірних конструкцій для оцінки їх працездатності.

6.2 Методика оцінки повзучості корпусу турбіни.

Повзучість корпусу розраховувалася з використанням моделі неявної повзучості зі зміцненням. Використана модель дозволяє врахувати зміну і постійну складові повзучості. Рівняння повзучості інтегруються за явною схемою Ейлера, що ефективно навіть при малих значеннях накопиченої деформації повзучості. Загальна пружна деформація визначалася як:

$$\{\varepsilon'_n\} = \{\varepsilon_n\} - \{\varepsilon_n^{pl}\} - \{\varepsilon_n^{th}\} - \{\varepsilon_{n-1}^{cr}\},$$

де $\{\varepsilon_n^{pl}\}$ - вектор деформації пластичності;

$\{\varepsilon_n^{th}\}$ - вектор температурної деформації;

$\{\varepsilon_{n-1}^{cr}\}$ - вектор деформації повзучості.

Загальна еквівалентна деформація визначається співвідношенням

$$\varepsilon_{et} = \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \left[(\varepsilon'_x - \varepsilon'_y)^2 + (\varepsilon'_y - \varepsilon'_z)^2 + (\varepsilon'_z - \varepsilon'_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{xy})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{yz})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{zx})^2 \right],$$

де $\varepsilon'_x, \varepsilon'_y, \varepsilon'_z, \gamma'_{xy}, \gamma'_{yz}, \gamma'_{zx}$ - значення відповідних компонент еквівалентної деформації;

ν - коефіцієнт Пуассона.

Еквівалентні пружні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_e = 3G\varepsilon_{et},$$

де $G = E/2(1 + \nu)$ - модуль зсуву;

E - модуль Юнга.

Еквівалентна деформація повзучості знаходиться як скалярна величина з рівняння

$$\varepsilon^{cr} = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{C_3+1},$$

де $C_1 \dots C_4$ - константи моделі повзучості.

Міра збільшення деформації повзучості в заданій точці інтегрування знаходиться з рівняння

$$C_S = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}}.$$

Так як використовується явна процедура інтегрування (всі значення в рівняннях збільшення деформації, крім температури, відносяться до моменту часу t_{n-1}) стійкість рішення визначається величиною кроку за часом. Крок вибирався так, щоб найбільше значення C_S для всіх елементів у всіх точках інтегрування не перевищувало 0.05, що дозволило отримати стійке рішення.

Збільшення компонент деформації повзучості можна представити у вигляді повного тензора деформацій

$$\begin{aligned} \Delta \varepsilon_x^{cr} &= \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_x - \varepsilon'_y - \varepsilon'_z)}{2(1+\nu)}; & \Delta \varepsilon_y^{cr} &= \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_y - \varepsilon'_x - \varepsilon'_z)}{2(1+\nu)}; \\ \Delta \varepsilon_z^{cr} &= -\Delta \varepsilon_x^{cr} - \Delta \varepsilon_y^{cr}; & \Delta \varepsilon_{xy}^{cr} &= \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xy}; \\ \Delta \varepsilon_{yz}^{cr} &= \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{yz}; & \Delta \varepsilon_{xz}^{cr} &= \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xz}. \end{aligned}$$

Пружні деформації і сумарні деформації повзучості обчислюються по залежностям

$$(\varepsilon_x^{el})_n = (\varepsilon'_x)_n - \Delta \varepsilon_x^{cr}; \quad (\varepsilon_y^{el})_n = (\varepsilon'_y)_n - \Delta \varepsilon_y^{cr};$$

$$\begin{aligned}
 (\varepsilon_z^{el})_n &= (\varepsilon'_z)_n - \Delta\varepsilon_z^{cr}; & (\varepsilon_x^{el})_n &= (\varepsilon'_x)_{n-1} + \Delta\varepsilon_x^{cr}; \\
 (\varepsilon_y^{el})_n &= (\varepsilon'_y)_{n-1} + \Delta\varepsilon_y^{cr}; & (\varepsilon_z^{el})_n &= (\varepsilon'_z)_{n-1} + \Delta\varepsilon_z^{cr}.
 \end{aligned}$$

Перед використанням будь-якого рівняння необхідно визначати значення його коефіцієнтів, що характеризують використаний матеріал. Слід зазначити, що набір коефіцієнтів для всієї області експериментальних даних залежить не тільки від температури, але і від рівня напружень і тривалості випробування. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення двовимірної апроксимації. Така операція здійснена за допомогою математичного методу найменших квадратів [209], заснованого на мінімізації суми квадратів деяких функцій від шуканих змінних

$$f_i(x) = y_i; \quad i = 1 \dots n,$$

де $f_i(x)$ – деякі функції; y_i – деякі відомі значення. Під відомим значенням будемо розуміти значення величини деформації повзучості з експериментальної кривої.

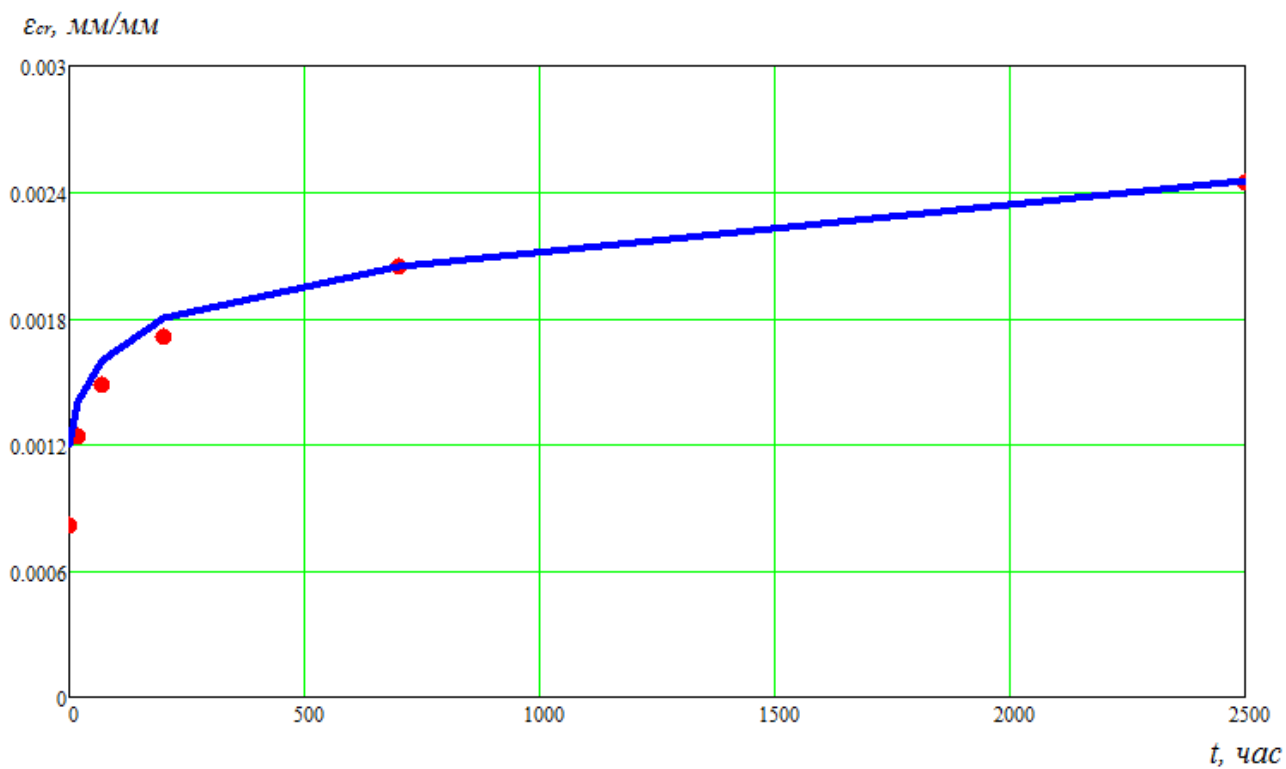
Отже, суть методу полягає в знаходженні таких значень x (в даному випадку коефіцієнтів $C_1 \dots C_4$), при яких мінімізується сума квадратів відхилень e_i

$$\sum_i e_i^2 = \sum_i (y_i - f_i(C_1, C_2, C_3, C_4))^2 \rightarrow \min_{C_1, C_2, C_3, C_4}; \quad i = 1 \dots n,$$

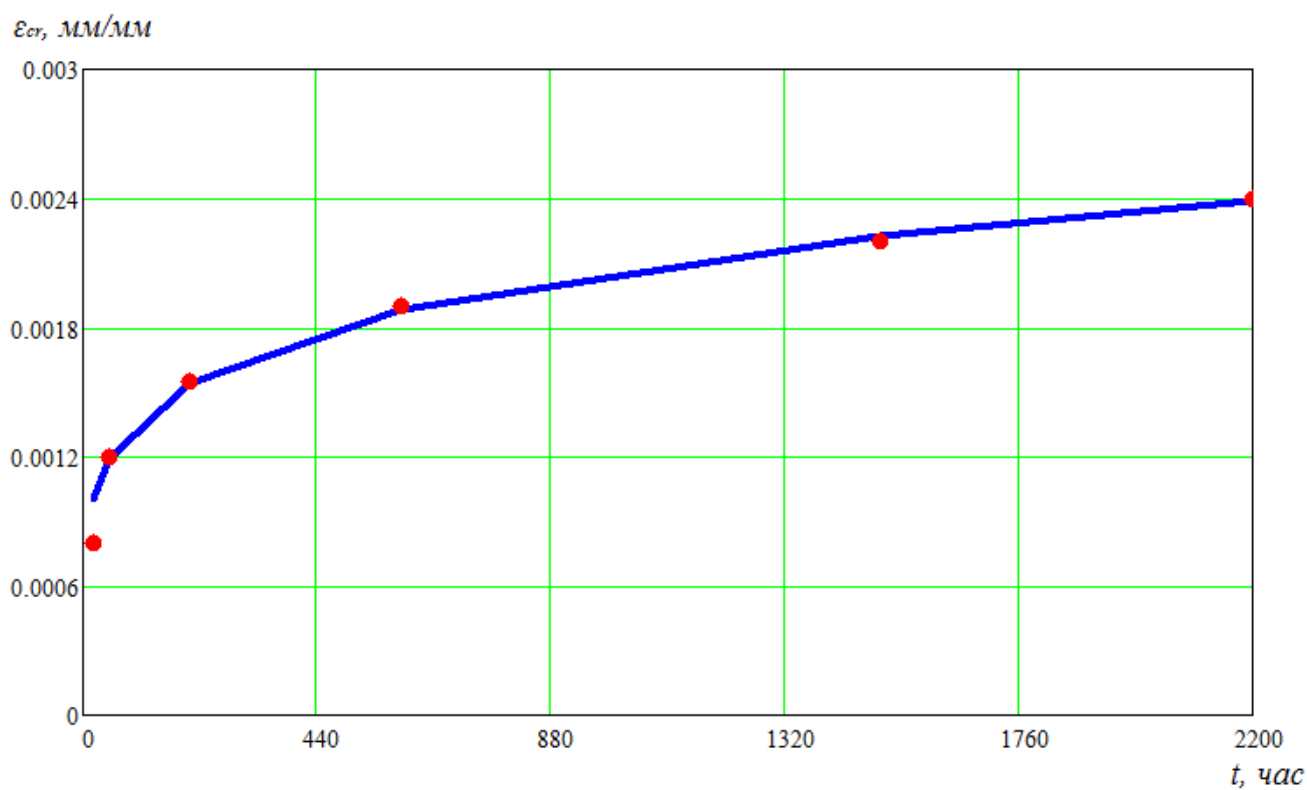
де n - кількість точок експериментальної кривої.

Для визначення констант моделі повзучості використовувалися чотири криві повзучості відповідні температурам 550 °С, 500 °С: дві для сталі 15Х1М1ФЛ (корпус) і дві для сталі 20Х1М1Ф1ТР (кріплення) [4, 5]. Розрахунок повзучості проводився до 300 тис. годин напрацювання турбіни.

На рис. 6.1 і 6.2 представлені результати апроксимації для сталей 15Х1М1ФЛ і 20Х1М1Ф1ТР відповідно.



а

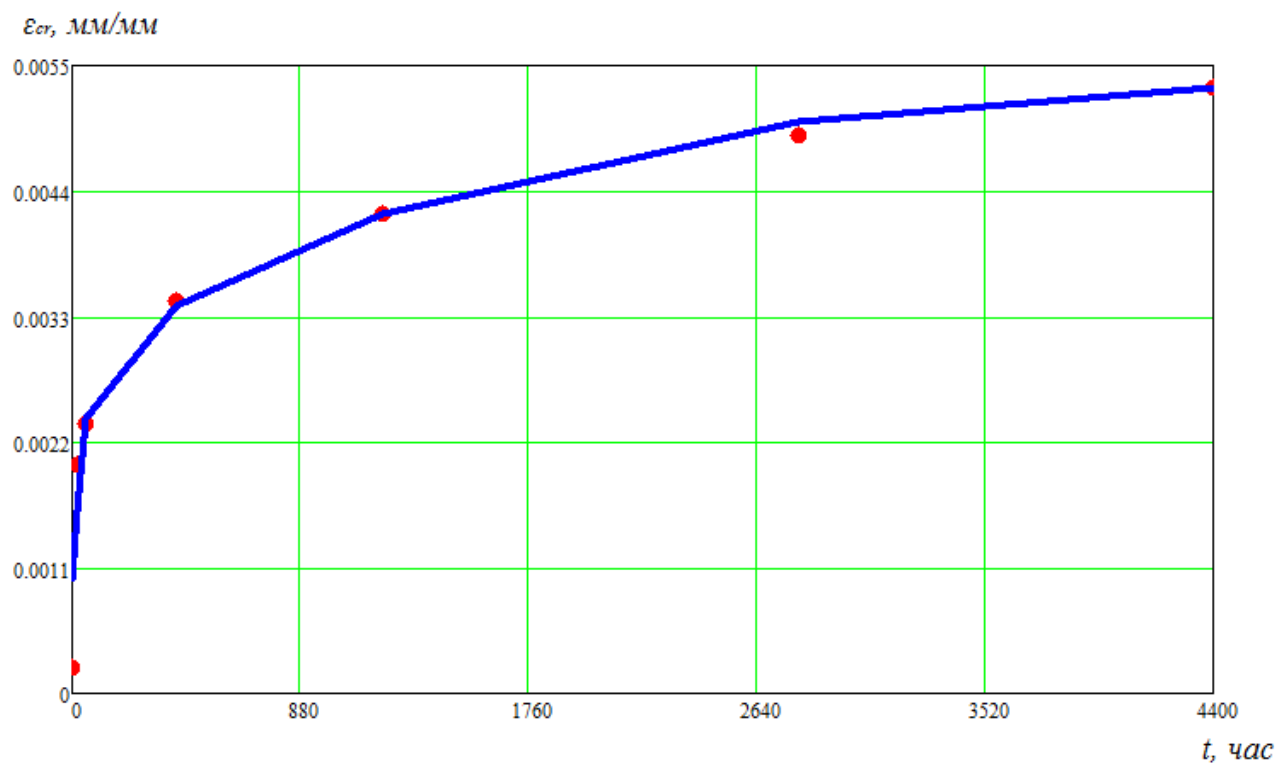


б

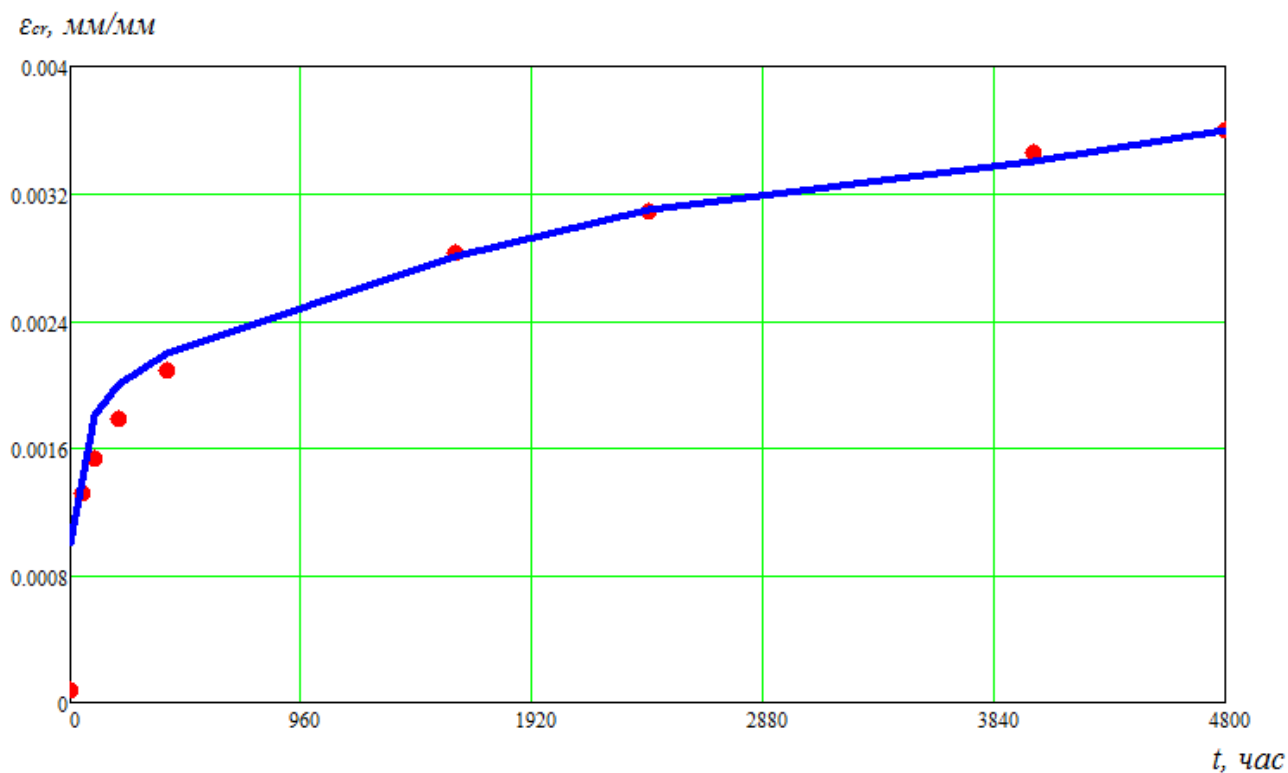
Рисунок 6.1 – Апроксимація експериментальних кривих повзучості для сталі

15X1M1ΦЛ:

а – при температурі 550 °С; б – при температурі 500 °С.



а



б

Рисунок 6.2 – Апроксимація експериментальних кривих повзучості для сталі

20X1M1Φ1TP:

а – при температурі 550 °C; б – при температурі 500 °C.

6.3 Аналіз результатів розв'язання задачі НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 з урахуванням деформації повзучості.

Розрахункова модель корпусу і відповідна СЕ модель представлені на рис. 5.2 в розділі 5.

В результаті розв'язання задачі повзучості корпусу визначено НДС в різні моменти напруцювання турбіни на досліджуваному проміжку часу. Детальний аналіз кінетики релаксації залишкових напружень в корпусі (рис. 6.3 – 6.6) показав, що процес релаксації значно залежить від величини концентрації напружень.

З представлених результатів випливає, що напружений стан носить тривимірний характер і складним чином перерозподіляється в часі. За 300 тис. год. напруцювання турбіни напруження в значній мірі релаксують і вирівнюються по товщині корпусу, при цьому падіння напружень в найбільш нагрітих зонах корпусу становить 70-90% (рис. 6.3).

Розрахунковими дослідженнями визначені деформації повзучості корпусу на стаціонарному режимі роботи в неоднорідному тепловому полі. Як показали розрахунки, процес повзучості і пошкоджуваності матеріалу найбільш активно протікає в тороїдальній частині корпусу, в місцях з'єднання з паропідвідними патрубками і з фланцями горизонтального роз'єму. За 300 тис. год. напруцювання турбіни значення деформації повзучості ϵ^{cr} в тороїдальній частині корпусу досягла 1.1%, що вище межі допустимих деформацій, яка становить близько 1%. Видно, що в результаті повзучості корпус витягується в осьовому напрямку, одночасно стискаючись в вертикальному напрямку (рис. 6.7 – 6.10). При цьому площа роз'єму стає складною поверхнею. Так, викривлення площини на ділянці переходу його тороїдальної частини до циліндричної досягає свого максимального значення в 1% вже за 50 тис. год. напруцювання турбіни (рис. 6.9). Таке викривлення корпусу може викликати технічні складності при його збірці під час проведення ремонту.

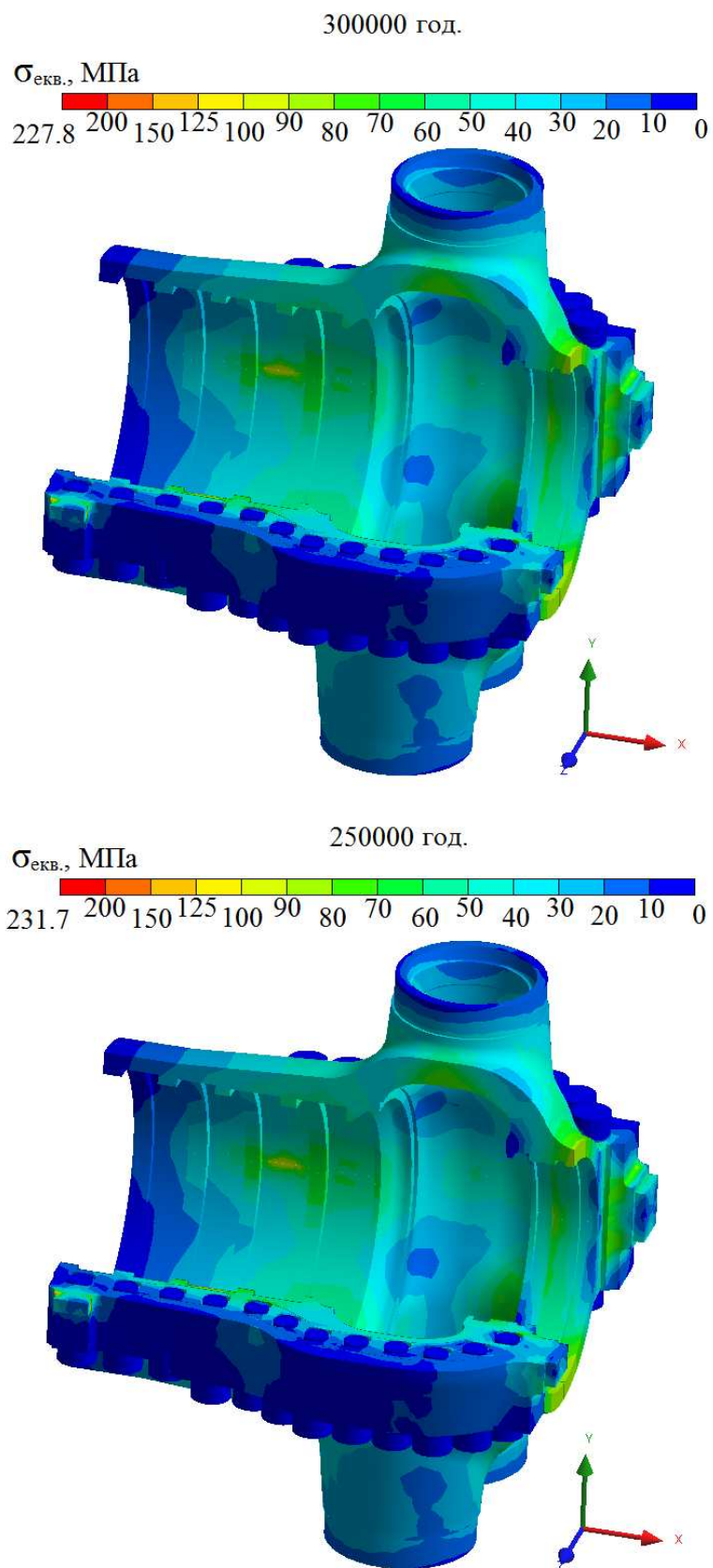


Рисунок 6.3 – Розподіл еквівалентних напружень при повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 300 тис. год., 250 тис. год.

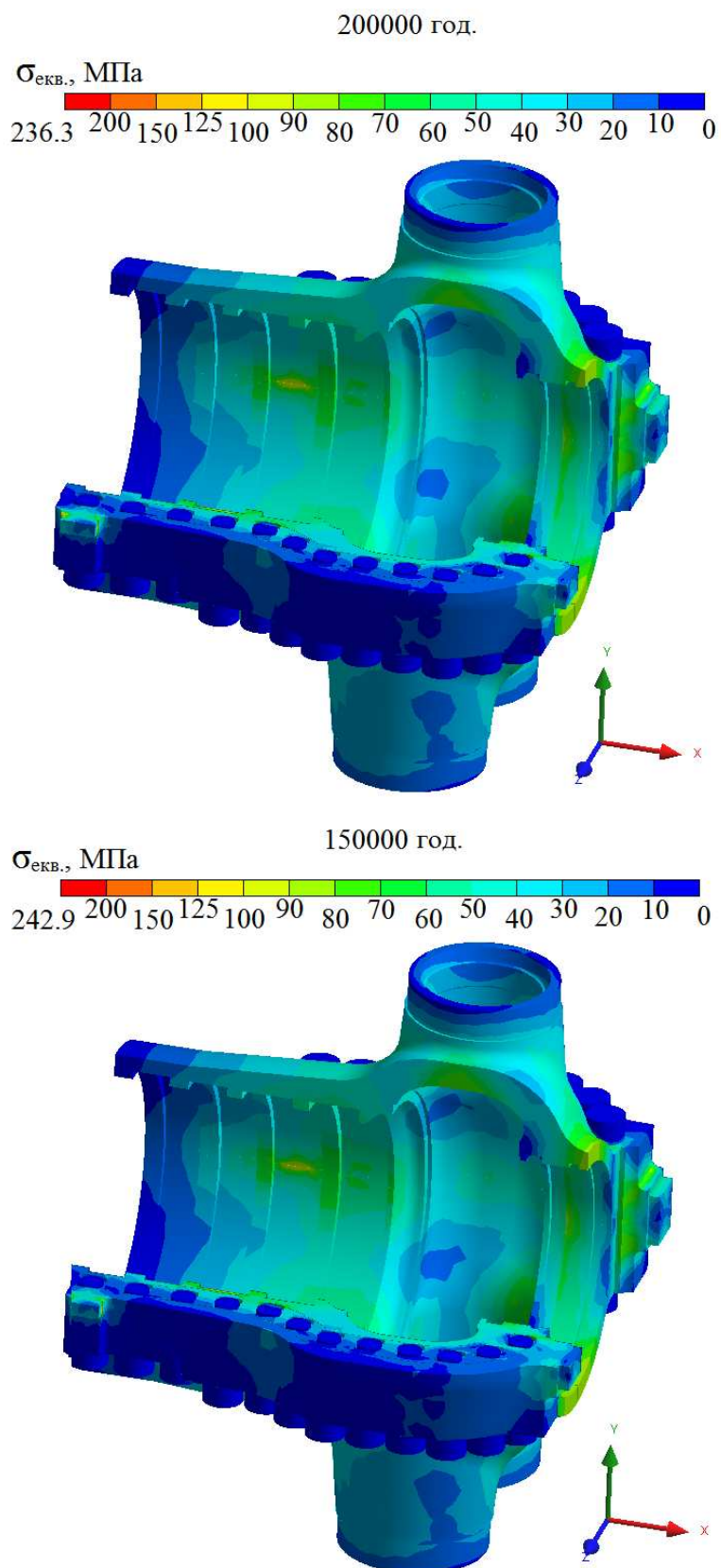


Рисунок 6.4 – Розподіл еквівалентних напружень при повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 200 тис. год., 150 тис. год.

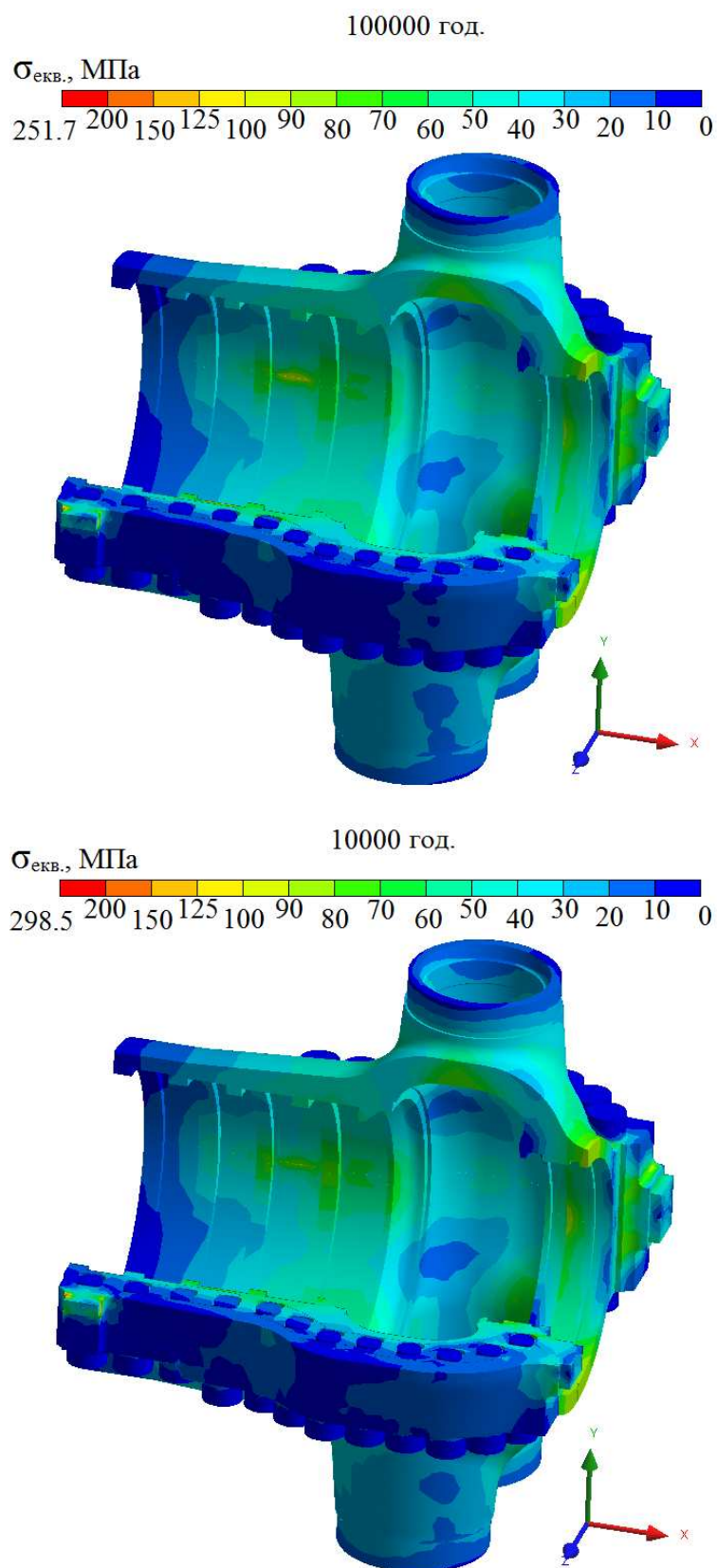


Рисунок 6.5 – Розподіл еквівалентних напружень при повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 100 тис. год., 10 тис. год.

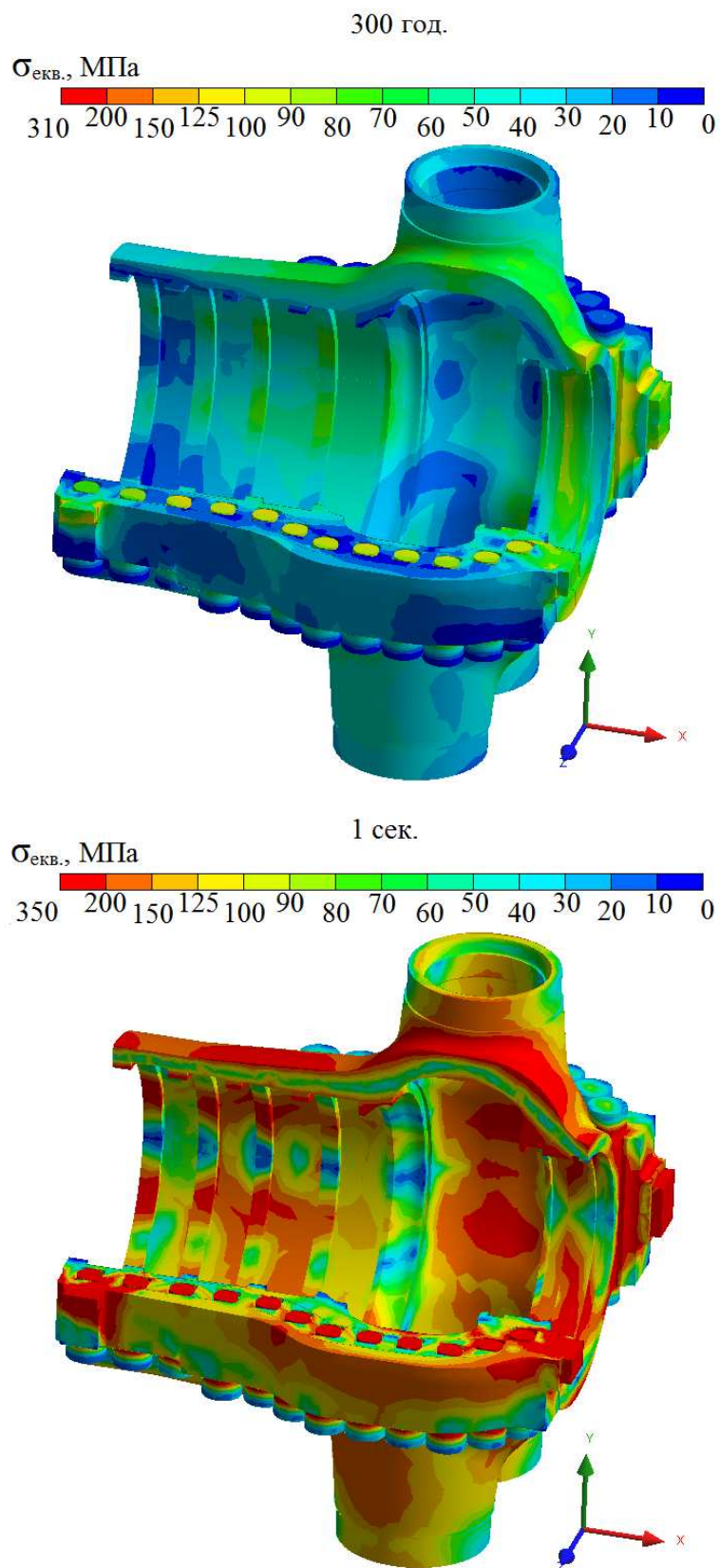


Рисунок 6.6 – Розподіл еквівалентних напружень при повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 300 год., 1 сек.

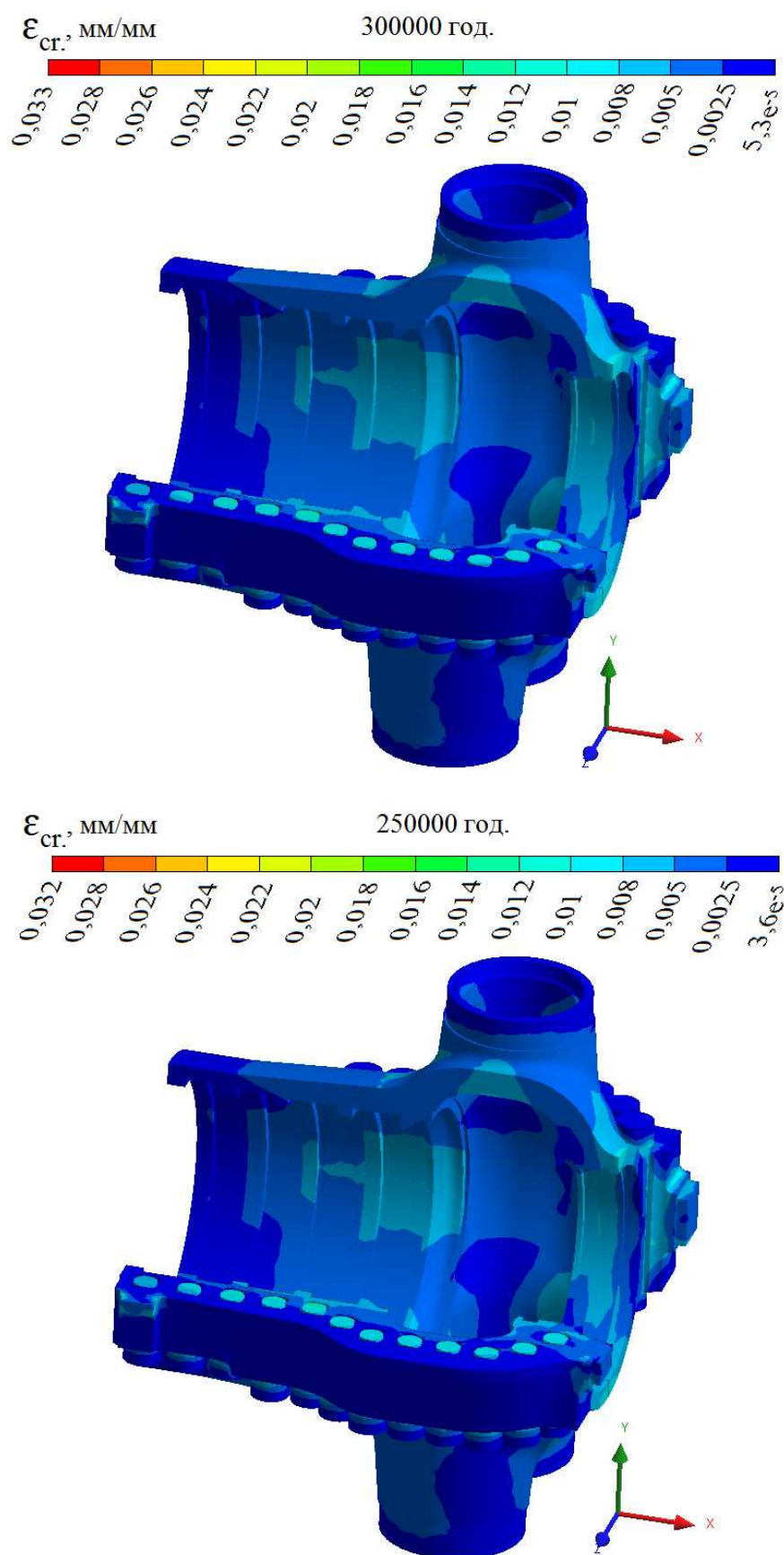


Рисунок 6.7 – Розподіл деформацій повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напруцювання турбіни 300 тис. год., 250 тис. год.

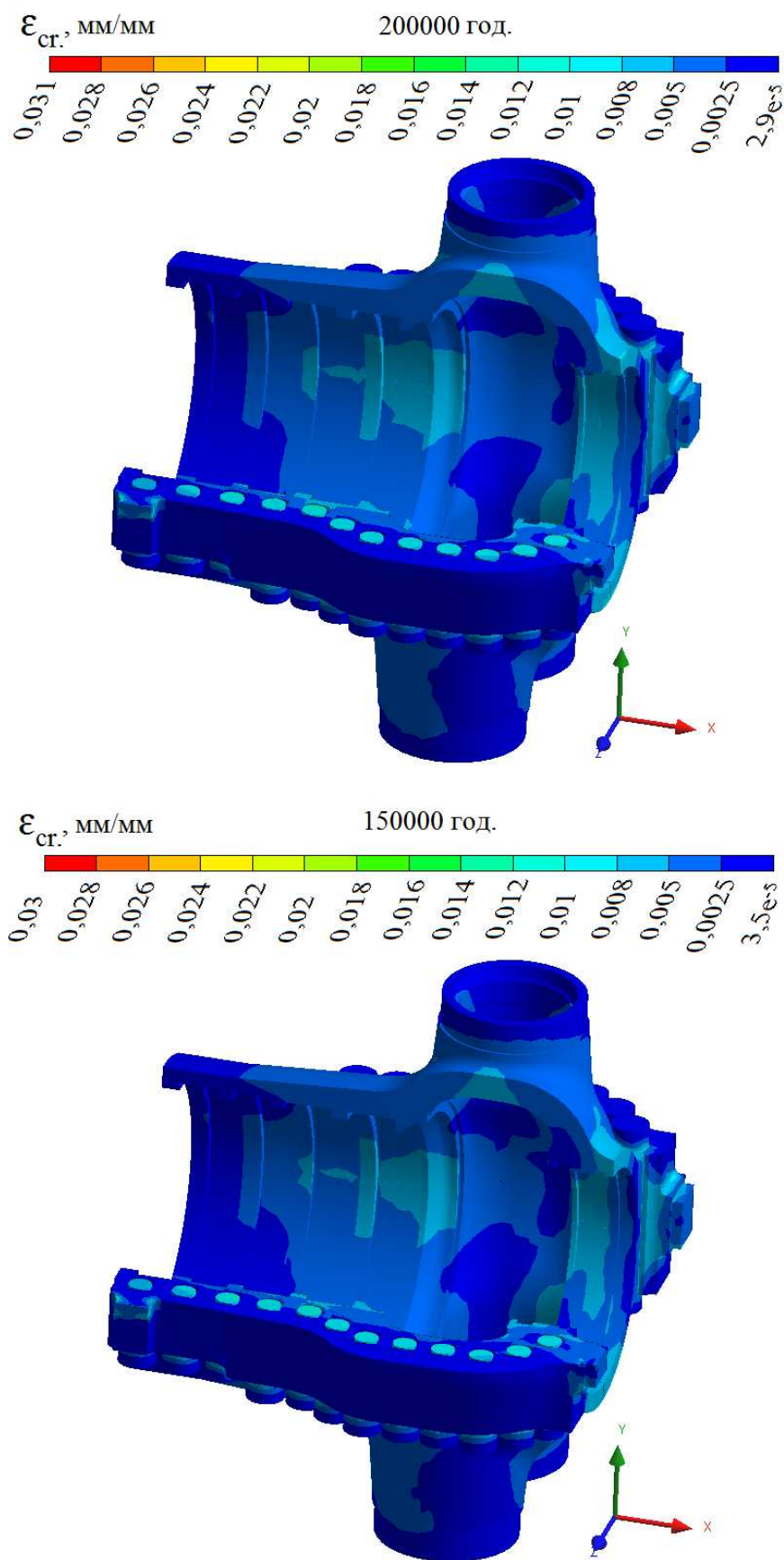


Рисунок 6.8 – Розподіл деформацій повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 200 тис. год., 150 тис. год.

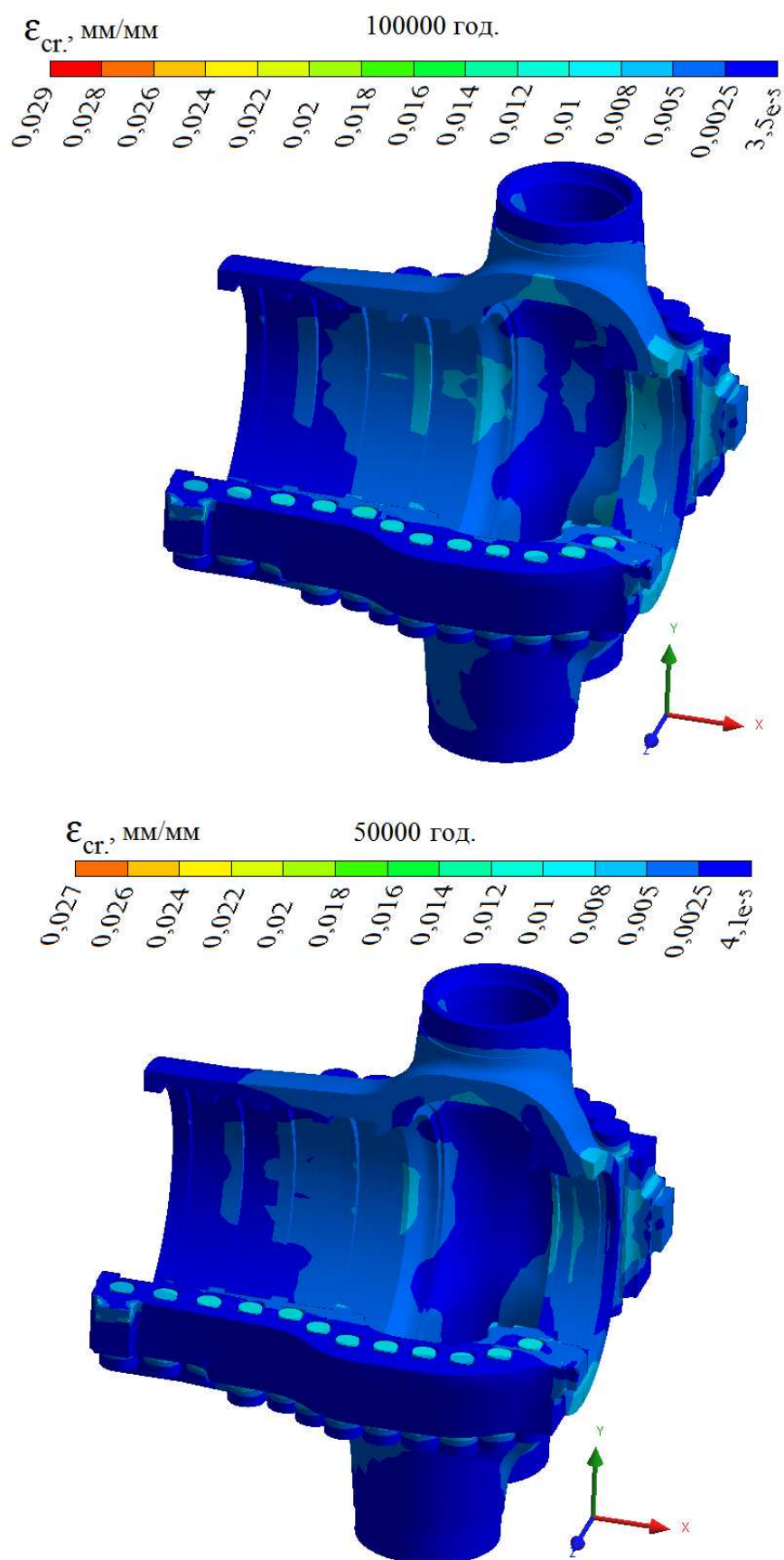


Рисунок 6.9 – Розподіл деформацій повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напруцювання турбіни 100 тис. год., 50 тис. год.

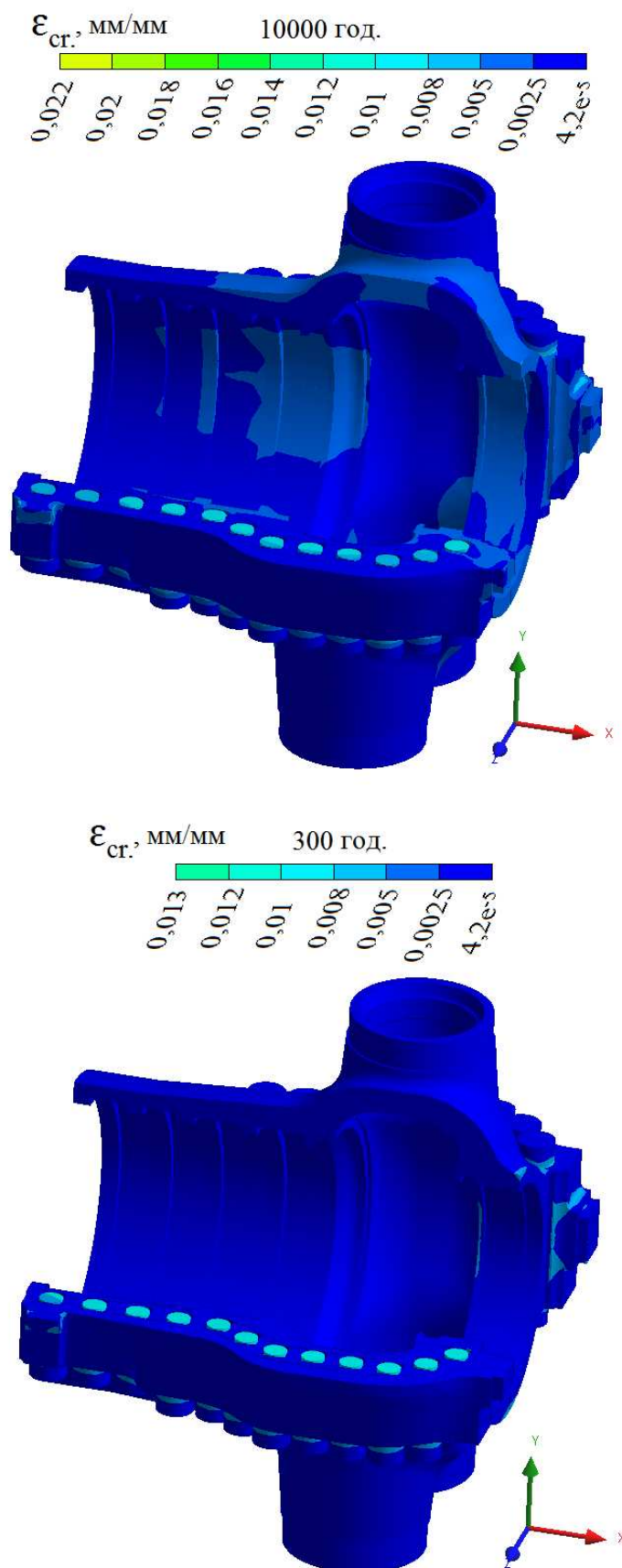


Рисунок 6.10 – Розподіл деформацій повзучості у внутрішньому корпусі ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напруцювання турбіни 10 тис. год., 300 год.

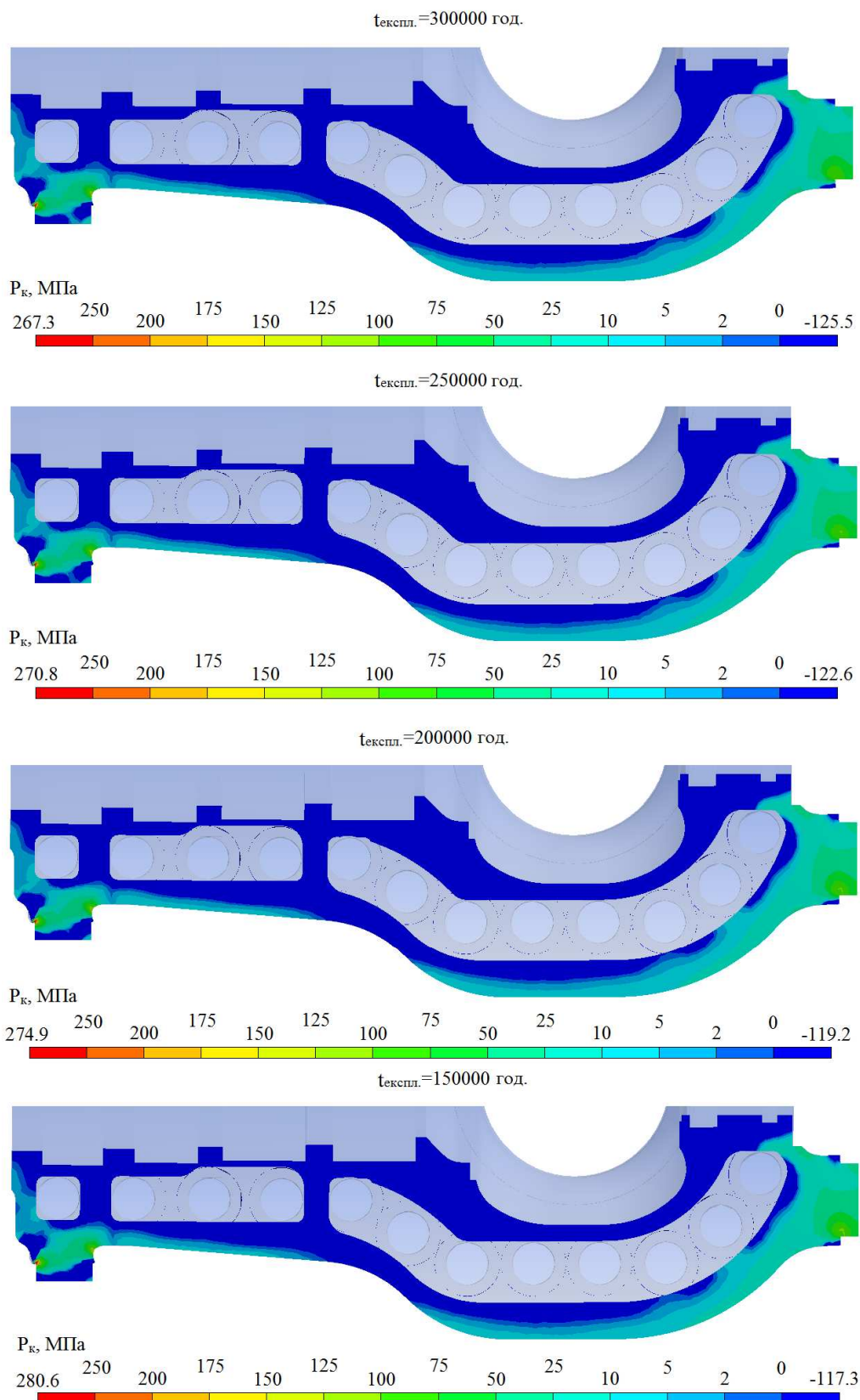


Рисунок 6.11 – Зміна контактного тиску при повзучості у фланцевому з'єднанні внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 300 тис. год., 250 тис. год., 200 тис. год. і 150 тис. год

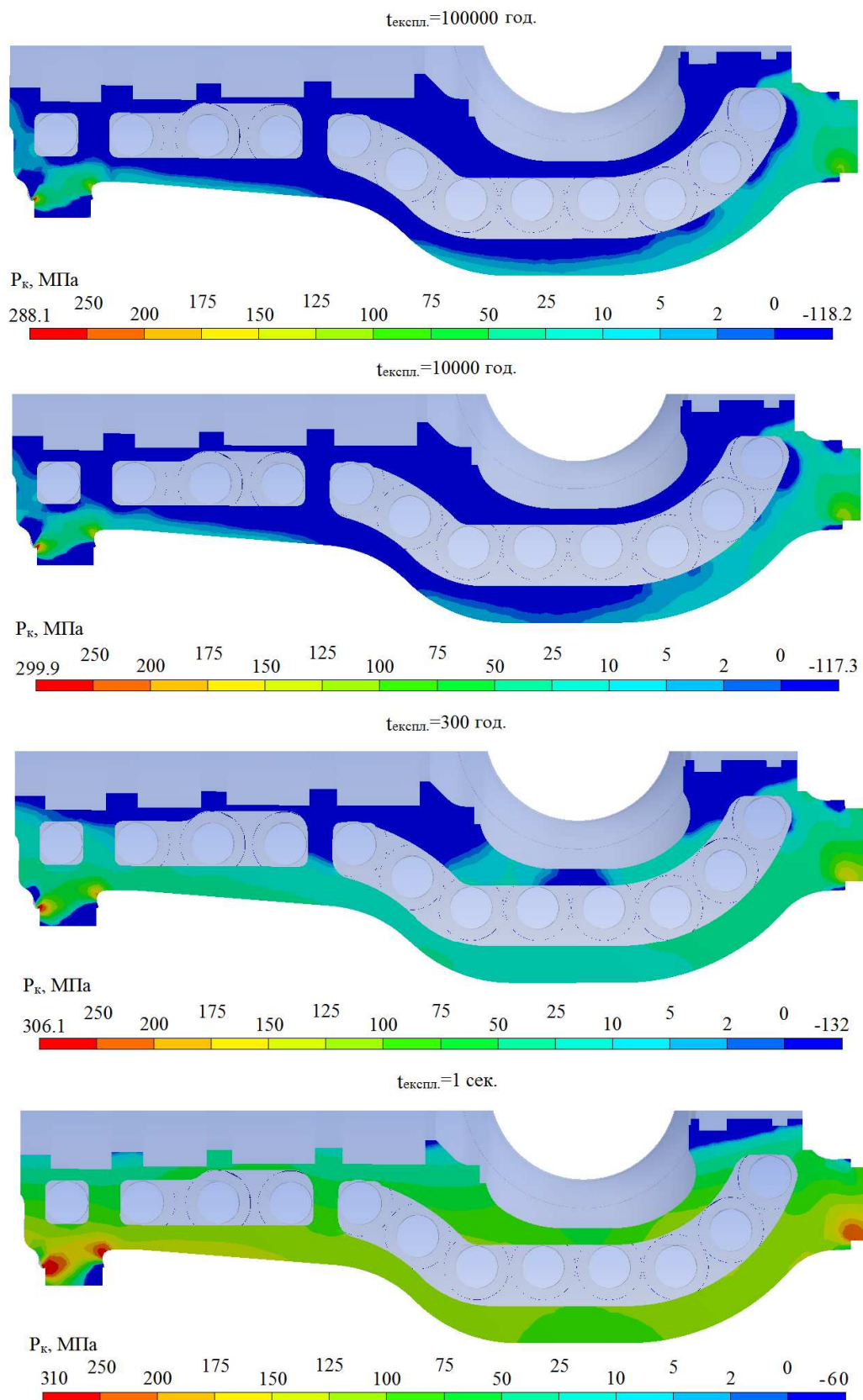


Рисунок 6.12 – Зміна контактного тиску при повзучості у фланцевому з'єднанні внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 для часу напрацювання турбіни 100 тис. год., 10 тис. год., 300 год. і 1сек

Аналіз розподілу контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланцевого роз'єму корпусу в різні моменти часу показав, що вже при напрацюванні 300 год. напрацювання турбіни відбувається значний перерозподіл контактного тиску і, в першу чергу, на внутрішньому ущільнюючому паску горизонтального роз'єму, що не відбивається в сучасних документах, регламентуючих забезпечення щільності горизонтального роз'єму і що вимагає додаткового обліку. При цьому, починаючи з напрацювання 50 тис. год. картина розподілу контактного тиску не змінюється (рис. 6.11 – 6.12).

6.4 Рекомендації щодо вдосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбін серії К-500-240

При проектуванні внутрішніх корпусів з фланцями горизонтального роз'єму слід враховувати, що температурні напруження в корпусі, для інтервалів температур свіжого пару $540\div 560$ °С, відіграють вирішальну роль в загальному НДС корпусу та кардинально впливають на перерозподіл рівня контактного тиску на ущільнюючій поверхні фланців корпусу.

На основі отриманих в дисертаційній роботі результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції. Вони полягають в наступному:

- 1) збільшенні радіусу спряження внутрішньої поверхні тороїдальної частини корпусу з пропідвідними патрубками з 120 до 150 мм (рис. 6.13);
- 2) збільшенні радіусу спряження зовнішньої поверхні тороїдальної частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму з 100 до 200 мм (рис. 6.13);
- 3) введенні в районі паровпускної камери внутрішнього корпусу ЦВТ екрануючої конструкції, що буде захищати його внутрішню поверхню від нагрівання випромінюванням з боку соплових коробок і одночасно захищати зовнішні поверхні самих соплових коробок від впливу порівняно більш

холодного пару, що дозволить знизити концентрацію температурних напружень в районі розташування зварного шва на паропідвідному патрубку. Цей захід також дозволить знизити перепад температур по товщині стінок паропідвідному патрубку и по ширині фланців;

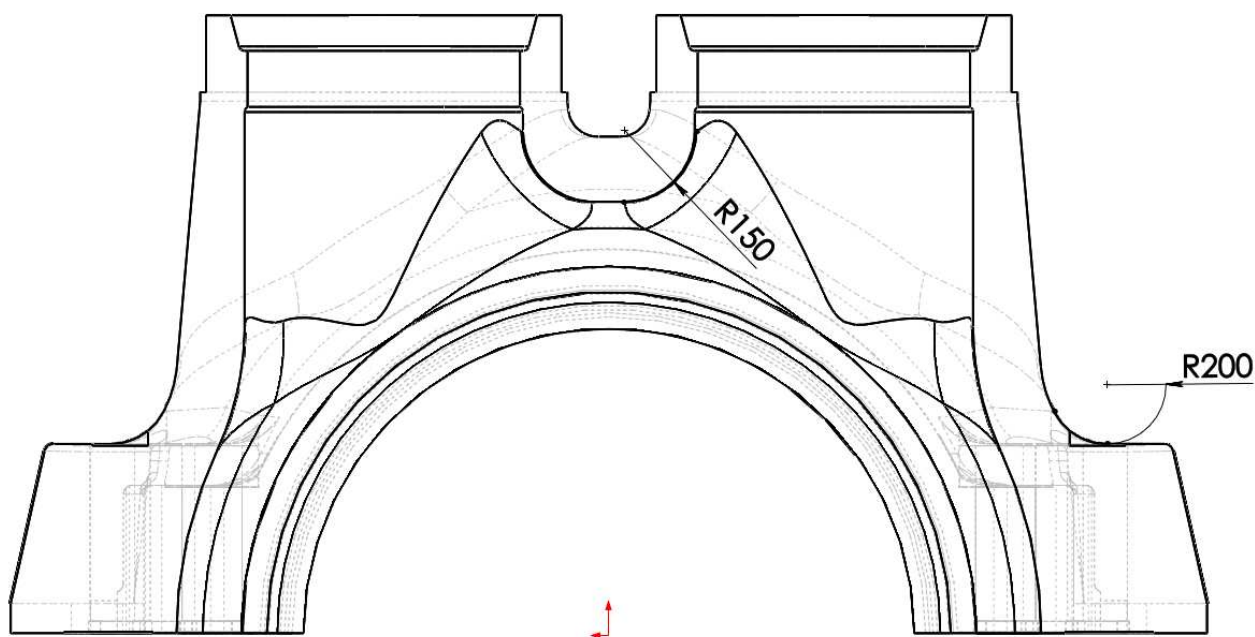


Рисунок 6.13 – Ескіз внутрішнього корпусу з рекомендаціями згідно 1), 2)

4) зменшенні відстані розташування шпильок від внутрішньої поверхні корпусу, що робить істотний вплив на щільність стику фланця;

5) введенні обов'язкової операції шабрення ущільнюючої поверхні фланців горизонтального роз'єму під час першого планового капітального ремонту.

6.5 Висновки за розділом 6

Розглянуто основні робочі процедури розв'язання крайових задач механіки деформованого твердого тіла з урахуванням деформації повзучості в рамках скінчено-елементної технології. Алгоритмічно розв'язок побудовано за явною схемою Ейлера [15, 17].

Виконано чисельні дослідження напружено-деформованого стану внутрішнього корпусу ЦВТ парової турбіни К-500-240-2 з урахуванням деформації повзучості в діапазоні напрацювання турбіни від введення в експлуатацію до 300 тис. год.

Розрахунки проведені в тривимірній постановці. Отримані результати дозволили оцінити кінетику і загальний рівень деформації повзучості і релаксації напружень, а також встановити перелік небезпечних зон конструкції корпусу, в яких можлива поява і розвиток пошкоджень [15 – 17].

Наведено результати розв'язання задачі про НДС внутрішнього корпусу турбіни К-540-23.5 при повзучості. Показано, що з часом щільність ущільнювальної поверхні фланців внутрішнього корпусу знижується, що в підсумку призведе до «пропарювання» фланців [13 – 17].

Згідно ГОСТ 24278-91 гарантована щільність фланцевого з'єднання повинна забезпечуватися з моменту затягування до планового ремонту через 40 тис. год., а останнім часом замовник вимагає 50 тис. год. Даний факт є в певному сенсі позитивним, оскільки з'являється можливість під час планового ремонту корпусу турбіни відшабрити ущільнюючі поверхні вже остаточно сдеформованих фланців корпусу і вибрати зазор. Таким чином, більш висока, в порівнянні з фланцем, податливість шпильок і практично остаточно сдеформовані фланці забезпечують порівняно стабільне навантаження при деформації корпусу і задовільну ущільнювальну здатність.

Проведені дослідження показують, що при аналізі НДС відповідальних елементів конструкцій об'єктів енергомашинобудування, що піддаються інтенсивним нестационарним термомеханічним впливам необхідно враховувати деформацію повзучості [15, 17].

На основі отриманих в дисертаційній роботі результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції.

ВИСНОВКИ

В ході виконання дисертаційної роботи вирішена важлива науково-практична задача підвищення термоміцнісних характеристик внутрішніх корпусів парових турбін за рахунок розвитку підходів до розрахунку їх напружено-деформованого стану.

Основні результати дисертаційної роботи полягають в наступному.

1. Удосконалена методика тривимірних розрахунків НДС корпусу парової турбіни, з урахуванням термоконтактної взаємодії елементів конструкції, повзучості і пластичності матеріалів. Запропонований підхід спільно враховує температурні навантаження, деформації пластичності і повзучості, термоконтактну взаємодію фланців і кріплення корпусу. В порівнянні з існуючими, запропонований підхід дозволяє більш точно врахувати вплив різноманітних факторів на НДС внутрішнього корпусу високотемпературної парової турбіни.

2. Для верифікації запропонованого розрахункового підходу до визначення НДС та контактної взаємодії елементів корпусу було створено фізичну модель та проведено експериментальні дослідження. Для отримання експериментальних даних розроблена методика непрямого визначення контактного тиску на підставі результатів тензометрії. Зіставлення розрахункових даних вузла ущільнення з експериментальними, що отримані на фізичній моделі, показали задовільне співпадіння результатів.

3. Проведено аналіз напруженого стану елементів внутрішнього корпусу парової турбіни в пружній постановці з використанням різних моделей, що дозволило виявити недоліки застосовуваних раніше методик і оцінити ступінь впливу різних геометричних концентраторів напружень, таких як паропідвідні патрубки і фланці горизонтального роз'єму. Показано, що використання спрощених двовимірних методик знаходження НДС корпусу, які затверджені нормативними документами і використовуються на підприємствах-виробниках парових турбін, може призвести до проектування парових турбін зі зниженими

термоміцнісними характеристиками.

4. Проведено чисельне дослідження контактної взаємодії фланців верхньої і нижньої половин корпусу в пружній постановці з урахуванням впливу обнизки. Показано, що гарантована щільність фланцевого з'єднання до планового ремонту через 40 тис. год. роботи турбіни згідно ГОСТ 24278-91 не підтверджується результатами розрахунку з використанням запропонованої вдосконаленої методики – відбувається розкриття фланцевого з'єднання з боку внутрішнього пояса. Для забезпечення щільності горизонтального роз'єму з терміном служби 5 років між ремонтами рекомендовано перевірку щільності горизонтального роз'єму виконувати розрахунковим методом моделювання НДС фланцевого з'єднання на основі 3D моделі з урахуванням процесів знеміцнення при високих температурах.

5. Проведено чисельний аналіз НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-500-240-2 в тривимірній нелінійній постановці з урахуванням пластичності, повзучості і термоконтантної взаємодії фланців горизонтального роз'єму. Отримані результати дозволили оцінити кінетику і загальний рівень деформації повзучості і релаксації напружень на номінальному режимі роботи турбоагрегату в діапазоні від введення в експлуатацію до напрацювання 300 т. год., а також встановити перелік небезпечних зон конструкції корпусу, в яких можлива поява і розвиток ушкоджень. Аналіз розподілу контактного тиску, отриманого в ході розв'язання термоконтантної задачі у зазначеній постановці, показав, що з часом щільність ущільнювальної поверхні фланців корпусу знижується, що в підсумку призведе до «пропарюванню» фланців.

6. На основі отриманих результатів розроблені рекомендації щодо удосконалення внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5, які дозволяють позбутися низки запобігання негативних явищ, викликаних підвищеними напруженнями в конструкції. Вони полягають в збільшенні радіусу спряження внутрішньої поверхні тороїдальної частини корпусу з провідними патрубками з 500 до 700 мм; збільшенні радіусу спряження зовнішньої поверхні тороїдальної частини корпусу з фланцем горизонтального роз'єму з 100 до 200 мм; введенні обов'язкової операції шабрування ущільнюючої поверхні фланців горизонтального

роз'єму під час першого планового капітального ремонту.

7. Запропоновані в роботі підходи та методики розрахунку впроваджені в розрахункову практику АТ «Турбоатом» і використані в ході заходів, що проводяться по фонду розвитку підприємства в рамках НДР "Розрахункові і конструкторські розробки окремих деталей і вузлів ЦВТ і ЦСТ турбіни на супернадкритичні параметри пари $P_0 = 260 \div 300$ ата і $T_0 = 600$ °С потужністю $600 \div 700$ МВт " (Додаток Б).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2012. №7. С. 70 – 75.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 31 – 36. Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.
3. Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ С РУ СВБР-100 / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №11. С. 5 – 15.
4. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №12. С. 98 – 103.
5. Serhii A. Palkov., Mykola H. Shulzhenko. Elastic stress strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines // Journal of Mechanical Engineering. 2019.vol. 22, no. 4. P. 32–40.
6. Palkov, I.;Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. // Ядерна та радіаційна безпека. 2020. no. 4(88). P. 14–17.
7. Andrii O. Kostikov, Serhii A. Palkov. Contact deformation of the pipeline sealing unit // Journal of Mechanical Engineering. 2020.Vol. 23, no. 4. P. 52–60.
DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052>
8. Пальков С. А. О расчетах прочности охлаждаемой лопатки газовой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

9. Пальков С. А. Прочность фланцевого соединения внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

10. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды международной научно-технической конференции. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 24 – 28 сентября 2012 г. Электрон. опт. диск (CD-ROM); цв., 12 см. Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.

11. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 17.

12. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / М. Г. Шульженко, В. Л. Швецов, С. А. Пальков // 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. 252 – 253.

13. Пальков С. А. Міцність внутрішнього корпусу парової турбіни / С. Пальков // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 15 – 17 травня 2013 р. С. 82.

14. Пальков С. А. Напряженное состояние внутреннего корпуса паровой

турбины / С. А. Пальков // 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. 13.

15. Пальков С. А. Ползучесть внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 15.

16. Пальков С. А. Расчетная оценка напряжений в статорных элементах цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // 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. Підгорного НАН України, 8 – 10 жовтня 2019 р. С. 2.

17. Пальков С. А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины / И. А. Пальков, С. А. Пальков // 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.

18. Пальков С. А. Исследование контактной задачи на модели узла уплотнения трубопровода / С. А. Пальков // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5 – 8 жовтня 2020 р. С. 106.

19. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Відомості Міністерства палива та енергетики України: інформаційно-аналітичний бюлетень. – Київ, 2006. – с. 31-111. Спеціальний випуск. 23 березня 2006 р

20. Сафонов Л.П. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин/ Л.П. Сафонов, К.П. Селезнев, А.Н. Коваленко. – Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1983. – 295 с.

21. Саламов А.А. О перспективах угольной энергетики/ А.А. Саламов // Энергетик. – 2009. - № 4. – с. 22-26.
22. Баринберг Г. Д. Перспективные паровые турбины для ПГУ/ Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.Ю. Кулшишев // Энергетика и электрификация.- 2008. - № 2. – с. 25-32.
23. Семенов А.З. О некоторых проблемах теплоэнергетики/ А.З. Семенов // Энергетика и электрификация. – 2004 - № 12. – с. 28-31.
24. Борисов М.А. Розвиток теплової енергетики України на основі модернізації основного тепломеханічного обладнання ТЕС: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд..тех. наук/ М.А. Борисов. – Київ, 2008. – 23 с.
25. Сахаров А.С., Кислоокий В.Н., Киричевский В.В. и др. Метод конечных элементов в механике твердых тел. - Киев: Вища школа, 1982. - 480 с.
26. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
27. Коздоба Л.А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности. — М.: Наука, 1975. — 228 с.
28. Карслоу Г. и Егер Д. Теплопроводность твердых тел. - М.: 1964. - 487 с.
29. Коваленко А.Д. Основы термоупругости. - Киев: Наукова думка, 1970. - 304 с.
30. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. - М.: Мир, 1964. - 517 с.
31. Зарубин В.С. Прикладные задачи термпрочности элементов конструкций. - М.: Машиностроение, 1985. - 296 с.
32. Беляев И.М., Рядно А.А. Методы нестационарной теплопроводности. - М.: Высш. шк., 1978, - 328 с.
33. Лыков А.В. Некоторые аналитические методы решения задач нестационарной теплопроводности // Изв. АН СССР: Энергетика и транспорт, 1969, №2, с. 45-53.
34. Положий Г.Н. Уравнения математической физики. - М.: Высш. школа, 1964. - 324 с.

35. Васидзу К. Вариационные методы по теории упругости и пластичности. - М.:Мир, 1978. - 542 с.
36. Кантарович Л.В., Крылов В.И. Приближенные методы высшего анализа. - М.:Л.: Физматгиз, 1962. - 384 с.
37. Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике, - М.: Наука, 1970. - 512 с.
38. Вазов В., Форсайт Дж. Разностные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных. - М.: Изд-во иностр. лит., 1963. - 487 с.
39. Годунов С.В., Рябенский В.С. Разностные схемы (введение в теорию). - М.: Наука, 1977. - 439 с.
40. Самарский А.А. Введение в теорию разностных схем. - М.: Наука, 1971. - 552 с.
41. Самарский А.А. Теория разностных схем. - М.: Наука, 1977. - 656 с.
42. Вазов В., Форсайт Дж. Разностные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных. - М.: Изд-во иностр. лит., 1963. - 487 с.
43. Деткова М.И. Метод расчета напряжений в осесимметричной конструкции при силовых и температурных нагрузках // Машиностроение, 1973, №6, с. 62-68.
44. Шевченко Ю.Н., Бабешко М.Е., Пискун В.В. и др. Решение осесимметричной задачи термопластичности для тонкостенных и толстостенных тел вращения на ЕС ЭВМ. - Киев: Наук. думка, 1980. - 196 с.
45. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. - 541 с.
46. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред. - М.: Мир, 1976. - 464 с.
47. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. - М.: 1979. - 392 с.
48. Вайнберг Д.В., Городецкий А.С., Киричевский В.В. и др. МКЭ в механике твердого деформированного тела // Прикладная механика. - Киев: Наук. думка, 1972, №8, с. 3-28.
49. Постнов В.А., Хархурим М.Л. Метод конечных элементов в расчетах

судовых конструкций. - Л.: Судостроение, 1974. - 344 с.

50. Сахаров А.С., Кислокий В.Н., Киричевский В.В. и др. Метод конечных элементов в механике твердых тел. - Киев: Вища школа, 1982. - 480 с.

51. Григолюк Э.И., Носатенко П.Я., Омельченко М.Н. Об устойчивости конечноэлементного решения задач механики композитных конструкций // Машиностроение, №8, 1989. с. 3-6.

52. Стрэнг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. - М.: Мир, 1977. - 294 с.

53. Gallagher R.H. Finite Elemente - Analysis //Berlin - Heidelberg - New York: Springer -Verlag, 1976, p. 432 - 441.

54. Деклу Ж. Метод конечных элементов. - М.: Мир, 1976. - 95 с.

55. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. М.: Компьютер Пресс, 2002. 224 с.

56. Шимкович Д.А. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. ДМК, 2001. 448 с.

57. Niku-Lari A. Structural analysis system, (Software - Hardware, Capability – Compability – Applications). Pergamon Press, vol.1-3, 1986.

58. Кантор Б.Я., Катарянов С.И., Офий В.В. Обзор теории оболочек, подклепленных ребрами с 1972-80 г. / Институт проблем машиностроения АН УССР, 1982. -№ 167. -78 с.

59. Левашов В.А., Минаев Г.М., Нестеренко Л.М. Програмный комплекс "Практика - 2" и его применение в расчетах на прочность корпусных и роторных деталей центробежных компрессоров ГПА// Тезисы докладов VIII Всесоюзной научно - технической конференции по компрессоростроению. Сумы, ч.2, 1989, с. 61.

60. Подгорный, А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач, Ю.И. Матюхин, Г.Л. Хавин. - Киев: Наук, думка, 1989. - 232 с.

61. Анализ ползучести сварной диафрагмы паровой турбины / Н.Г. Шульженко, А.В. Асаенко, Б. Ф. Зайцев, Н. Н. Гришин, А. Н. Губский //

Проблемы прочности. – 2012.– № 4(418). – С. 99-111. – http://www.ipp.kiev.ua/jpp-full/2012/2012_04/099.pdf.

62. Shulzhenko, N.G., Asaenok, A.V., Zaitsev, B.F. et al. Creep analysis of steam turbine welded diaphragm. *Strength Mater* 44, 419–428 (2012). <https://doi.org/10.1007/s11223-012-9396-z>.

63. Ползучесть диафрагмы паровой турбины при переменных режимах нагружения / Н.Г. Шульженко, А.В. Асаенок, Б.Ф. Зайцев, Н.Н. Гришин, А. Н. Губский // Проблемы прочности. – 2016. – № 6. – С. 5-12. – http://www.ipp.kiev.ua/journal/c_all_r.htm.

64. Creep of Steam-Turbine Diaphragm Under Variable Loading Conditions / N.G. Shul'zhenko, A.V. Asaenok, B.F. Zaitsev, N.N. Grishin, A.N. Gubskii // *Strength of Materials*. – Vol. 48, iss. 6. – P. 733-739. – <https://doi.org/10.1007/s11223-017-9819-y>.

65. Шульженко Н.Г. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев // Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с.

66. Oida Akira. Analysis of 2-dimentional elastic problem by boundary element method. "Bull. Fac. Agr. Niigata Univ.", 1987, №39, 27-34 p.

67. Каландия А.И. О приближенном решении одного класса сингулярных интегральных уравнений // Докл. АН СССР.— 1959.— 125, № 4.— С. 715— 718.

68. Ковнеристов Г.Б. Взаимодействие штампа и балочной плиты // Соппротивление материалов и теория сооружений.— 1975.— № 25.— С. 165— 171.

69. Кравчук А.С. К теории контактных задач с учетом трения на поверхности сопротивления / Прикл. математика и механика.— 1980.— 44, № 1.— С. 122—129.

70. Теплый М.И. Контактные задачи для областей с круговыми границами.— Львов : Изд-во при Льв. ун-те, 1983.— 176 с.

71. Fenner R.T. Stress using boundary elements // *Mod. Prakt. Stress an vibr. Anal. Proc.conf., Liverpool, 3-5apr., 1989, 2 oxford etc., 1989, 31-38p.*

72. Александров В.М. Асимптотические методы в контактных задачах теории упругости // Прикл. математика и механика, 1968, 32, вып. 4, с.472 - 483.

73. Ворович И.И., Устинов Ю.А. О давлении штампа на слой конечной толщины // Прикл. математика и механика, 1959, 23, вып. 3, с.445 - 455.
74. Попов Г.Я. Плоская контактная задача теории упругости с учетом сил сцепления и трения // Прикл. математика и механика, 1966, 30, вып. 3, с.551 - 563.
75. Рвачев В.Л. Давление на упругое полупространство штампа, имеющего в плане форму полосы // Прикл. математика и механика, 1966, 30, вып. 2, с.248 - 254.
76. Александров В.М. О приближенном решении одного типа интегральных уравнений // Прикл. математика и механика, 1968, 32, вып. 4, с.472 - 483.
77. Кузьмин Ю.Н., Урлянд Я.С. Осесимметричная задача теории упругости для полупространства, ослабленного плоской круглой щелью // Прикл. математика и механика, 1965, 125, вып. 4, с.1132 - 1137.
78. Signorini A. Questioni di elastostatica linearizzate e semilinearizzate // Rend. Mat. - 1959. -18. - P. 381 -402.
79. Кравчук А.С., Васильев В.А. Вариационный метод в контактной задаче теории упругости // В кн.: Упругость и неупругость / - М.: Наука, 1978, вып. 5, с. 23 - 31.
80. Миткевич В.М., Левашов В.А. Расчет первоначального зазора в задачах контакта на основе вариационного уравнения в перемещениях // Пробл. машиностроения, 1984, вып. 22, с. 53 - 56.
81. Розин Л.А. Вариационные постановки задач теории упругости с идеальными односторонними связями - задача Синьорини // Метод конечных элементов и строительная механика / Труды ЛПИ, № 365, Л., 1979, с. 3 - 15.
82. Спектор А.А. Вариационный метод исследования контактных задач с проскальзыванием и сцеплением // ДАН СССР, 1977, 236, № 1, с. 39 - 42.
83. Kalkor Z.Z. Varitional Principles of contact elastostatics // Z/ Inst/ Math and appl., 1977, 20, №2, p. 199 - 219.
84. 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.
85. Кравчук А.С., Васильев В.А. Численные методы решения контактной

задачи для линейного и нелинейного упругих тел конечных размеров // Прикл. Механика, 1980, 16, №6, с. 9 - 15.

86. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейного и нелинейного упругих тел конечных размеров // Докл. АН СССР, 1976, т. 230 №2, с. 308 - 310.

87. Кравчук А.С. Постановка задачи о контакте нескольких деформируемых тел как задачи нелинейного программирования // Прикл. математика и механика, 1978, №3, с. 466 - 474.

88. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела. М.: Мир. 1987. 328 С.

89. Кузнецов С.А. Статическое и динамическое контактное взаимодействие пластин и цилиндрических оболочек с жесткими телами. // Диссертация на соиск. уч. степ. к. ф.-м. н. по спец. 01.02.04. Казань. Казанский гос. ун-т, 1983 г., 149с.

90. Кузнецов С.В. Некоторые сингулярные решения теории упругости // ПИММ. Т60. Вып 5. 1996. С. 877-879.

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

92. Au M. C. Boundary element direct elimination procedure in multiregion problems // Boundary Elem.— 1984.— 6;— P. 5/9—5/17.

93. Bezzine G., Fortune D. Contact between plates by a new direct boundary integral equation formulation / Int. J. Solids and Struct — 1984.-20, N 8—P. 739—746.

94. Zotemontel R. Numerical solution of plate bending problems using the boundarythelement method. Boundary elements 7. Proc.7 int. Conf. Lake Como, Sept. 1985, Vol.1 Berlin e.a.,1985, 4/81-4/91.

95. Wang Xing-feng, Wang Xing-fa. Computational model of boundary integral equation in solid mechanics. "Appl. Math, and Mech.", 1985, 6, N6, 531-540 p.

96. Клепиков В.П. Применение метода граничных интегральных уравнений к решению плоской задачи теории упругости для тел с угловыми точками. Моск. ин-т инж. ж.-д. трансп., М.,1985, 21 с.

97. Саркисян С. О. О цилиндрическом изгибе пластинки жесткими

штампами. Доклады АН Арм. ССР, 1977, вып. LXIV, № 4, с. 216—223.

98. Малкин С.А. Решение МГЭ контактных задач плоской теории упругости // Труды Математического центра имени Н.И. Лобачевского. Т.21. Казанское математическое общество. -Казань, 2003. с.161-162.

99. Маслов Л.Б. Численно-аналитический метод граничных элементов для решения задач термоупругости / Ленингр. политехи, ин-т, Л., 1989.

100. Угодчиков А.Г., Хуторянский Н.М. Метод граничных элементов в механике твердого деформируемого тела. Казань: Изд-во Казан, ун-та, 1986. 296 с.

101. Keer L. M., Silva M. A. G. Bending of a cantilever brought gradually into contact with a cylindrical supporting surface. — International Journal Mechanical Sciences. Pergamon Press, 1970, 12, p. 751—760.

102. Kratochuil J. Solution of contact problems for finite element method // Stavebn. cas.— 1976.—24, N 5.—P. 380—389.

103. Ковнеристов Г. Б. Интегральные уравнения контактной задачи теории упругости для заглубленных штампов // Сб. науч. трудов КИСИ.— 1962.—№ 20.—С. 23—29.

104. Киркач Б.Н., Гонтаровский П.П., Марченко Г.А. Приближенный метод расчета замковых соединений лопаток турбомашин // Пробл. машиностроения, 1978, вып. 6, с. 9 - 15.

105. Можаровский Н.С., Овсеенко А.Б., Рудаков К.Н. Решение контактных задач методом конечных элементов. Сообщение 1 Описание алгоритма // Машиностроение, - 1989, №6, с. 3 - 8., Можаровский Н.С., Овсеенко А.Б., Рудаков К.Н. Решение контактных задач методом конечных элементов. Сообщение 12 Описание алгоритма // Машиностроение, - 1989, №7, с. 6 - 10.

106. Wright G. P., Connor J. J. Finite element analysis of alternating axial loading of an elastic plate pressed between two elastic rectangular blocks with finite friction//Int. J. Eng. Sci— 1971.—9.—P. 325—338.

107. Timoshenko S.P., Lessels J. M. Applied elasticity. Westinghouse technical nighth school press. East Pittsburgh, Pa., 1925. 544 p.

108. Laing Barden. Contact pressures under circular slabs. — Structures

Engineering, 1965, 43, N5, p. 153—154.

109. Кузьменко А. Г. Основные уравнения теории упругости и пластичности и метод конечного элемента.— Тула : Изд-во Тульского политехи, ин-та, 1980.— 100 с.

110. Goodman R. E. A model for the mechanics of Joiteel Rock / R. E. Goodman, R. J. Taylor, T. A. Brekktet // Proc. ASCE. 1968. - Vol. 94.- P. 637-659.

111. Паутов А.Н., Солуянова О.Н. Метод фиктивных жесткостей в численном решении контактных задач // Прикл. пробл. прочности и пластичности, 1978, вып. 9, с. 49-54.

112. Подгорный А.Н., Киркач Б.Н., Хавин Г.Л. К определению числа освобожденных оборотов диска, посаженного на вал с натягом // Пробл. машиностроения, 1988, вып. 5, с. 97-101.

113. Jamada J., Plastic stress-strain matrix and its application for the solution of elastic-plastic problems by the finite element method / J. Jamada, N. Joshimura, T. Sasurai // J. Mech. Sci. - 1968. - 10. - P. 343-354.

114. Мелещенко, Н.Г. Конечно-элементный анализ явлений в плоском контакте упругих шероховатых тел под действием нормальных и касательных нагрузок / Н.Г. Мелещенко // Тр. Центр. н.-и. дизел. ин-та. - 1977. - 18 с.

115. Меримен. Влияние шероховатости поверхности на контактные напряжения между упругими цилиндрами с мягкими поверхностными покрытиями и без них // Современное машиностроение, №8, 1989, с. 170-177.

116. Нигина Е.П. К решению контактных задач МКЭ // Машиностроение, 1978, №5 с. 14-19.

117. Рыжов Э. В. Решение плоских контактных задач с учетом трения релаксационным методом конечных элементов / Э. В. Рыжов, В. И. Сакало, Ю. П. Подлеснов // Механика и физика контактного взаимодействия: сб. науч. тр. 1979. - 552 с.

118. Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.П. Теплообмен в турбомашинах. - Л.: Машиностроение, 1974. - 335 с.

119. Теплопередача: учебник для ВУЗов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С.

Сукомел – 4-е изд., перераб. и доп. – М. Энергоиздат, 1981. – 416 с.

120. Флетчер. Последние достижения в области контактной теплопроводности // Современное машиностроение, Серия А, №9, 1989, с. 30 - 40.

121. Гонтаровский П.П., Левтеров А.М., Гармаш Н.Г. Конечноэлементный анализ температурных полей и напряженно-деформированного состояния жарового кольца двухтактного дизеля в термоконтактной постановке // Вестник Харьк.гос.политех.ун-та.-Харьков: ХГПУ.- 1999.- Вып.54.- С. 101 - 108.

122. Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Расчет напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин с учетом термоконтактных взаимодействий // Тр. Межд. науч.-тех. конф. "Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования": Харьков, 29 сент – 2 окт 1997г.- Харьков.-1997.- С.533-536.

123. Гармаш Н.Г. Моделирование термонапряженной посадки турбинного диска на вал. // Вестник Харьк.гос.политех.ун-та. Новые решения в современных технологиях. -Харьков: ХГПУ.-1999.-Вып.47.-С.13-15.

124. Меснянкин С.Ю., Ежов А.Д., Басов А.А. Определение контактного термического сопротивления на базе трехмерного моделирования соприкасающихся поверхностей // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2014. N 5. С. 65-74.

125. Ежов А.Д., Меснянкин С.Ю., Быков Л.В. Моделирование поведения теплонапряженных конструкций в зонах контакта металлов с композиционными материалами. // Сборник тезисов докладов 14-й Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2015». Москва. 16-20 ноября 2015. С.56-58.

126. Осипова В.А. Экспериментальные исследования процессов теплообмена: учебное пособие для ВУЗов / В. А. Осипова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

127. Михеев М.А. Основы теплопередачи. - М.: Госэнергоиздат, 1956. - 378 с.

128. Шорин С.Н. Теплопередача. - М.: Высш. школа, 1964. - 498 с.

129. Дранченко Б.Н., Краснов С.Н., Усанов А.И. Определение температурных напряжений на внутренней поверхности конструкции по результатам измерений на

наружной поверхности // В кн.: Методы исследования напряжений в конструкциях энергетического оборудования / – М.: Наука, 1983. с. 51-67.

130. Methodology for Comparison of Inverse Heat Conduction Methods M. Raynaud and J. V. Beck J. Heat Transfer 110(1), 30-37 (Feb 01, 1988) (8 pages) doi:10.1115/1.3250468.

131. Романовский М.Р. Особенности поглощения мощных тепловых импульсов сверхтекучим гелием// Химическое и нефтяное машиностроение, 1989, №2, с. 31-34.

132. Страдомский М.В., Максимов Е.А., Важенин О.Н. Определение коэффициентов теплоотдачи по измеренным температурам в деталях сложной формы // Пробл. машиностроения, 1984, вып. 22, с. 36-40.

133. Темкин А.Г. Обратные методы теплопроводности. – М.: Энергия, 1973. – 272 с.

134. Beck J.V., Murio D.A. Combined Function Specification Regularization Procedure for Solution of Inverse Heat Conduction Problem // AIAAJ., Vol. 24, 1986, p. 180-185.

135. Тихонов А.Н., Арсенин В.Я. Методы решения некорректных задач. – М.: Наука, 1986. – 290 с.

136. Phillips F. Phil. Mag., 1905, v. 9, p. 513.

137. Журков С.Н., Нарзуллаев Б.Н. ЖТФ, 1953, т. 23, № 10, с. 1677.

138. Feltham P. Proc. Phys. Soc., 1956, v. B69, p. 1173.

139. Коттрелл А. Х. Дислокация и пластическое течение в кристаллах. Металлургиздат, 1958.

140. Wyatt O. H. Proc. Phys. Soc., 1953, v. B66, p. 459.

141. Orowan E. J. West. Scot. Iron Steel Inst., 1947, v. 54, p. 45.

142. Mott N. F., Nabarro F. R. N. Report on Strength of Solids (London. Phys. Soc.), 1948, 1.

143. Smith C. L. Proc. Phys. Soc., 1948, v. 61, p. 208.

144. Andrade E.H.Proc. Phys. Soc., 1910, v. A84, p. 1.

145. Feltham P., Meakin J. Acta Metallurgica, 1959, v. 7, № 9, p. 614.

146. Андраде Э.В. сб. «Ползучесть и возврат». Металлургиздат, 1961, с. 201.
147. Garofalo F. Trans. AIME, 1963, v. 227, № 2, p. 351.
148. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.
149. Бойл Дж., Спенс Дж. Анализ напряжений в конструкциях при ползучести: пер. с англ. М.: Мир, 1986. 360 с. [Boyle J.T., Spence J. Stress analysis for creep. L.; Boston: Butterworths, 1983. 283 p.].
150. Ильюшин А.А., Победря Б.Е. Основы математической теории термовязко - упругости. М.: Наука, 1970. 280 с.
151. Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. Прикладная механика деформируемо - го твёрдого тела: учебное пособие. М.: Высшая школа, 1983. 349 с.
152. Шевченко Ю.Н., Бабешко М.Е., Терехов Р.Г. Термовязкоупругопластические процессы сложного деформирования элементов конструкций. Киев: Наукова думка, 1992. 328 с.
153. Ползучесть элементов машиностроительных конструкций / А.Н. Подгорный, В.В. Бортовой, П.П. Гонтаровский и др.; под ред А.Н. Подгорного. Киев: Наукова думка, 1984. 262 с.
154. Новожилов В.В., Кадашевич Ю.И. Микронапряжения в конструкционных материалах. Л.: Машиностроение, 1990. 222 с.
155. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть элементов конструкций при повторных нагружениях. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.
156. Манукян К.М., Сапунов В.Т. Модификация метода начальных деформаций для решения задач ползучести // Прочность и долговечность материалов и конструкций атомной техники. М.: Энергоатомиздат, 1982. С. 89–94.
157. Зарубин В.С., Станкевич И.В. Расчет теплонапряженных конструкций. М.: Машиностроение, 2005. 351 с.13.
158. Bazant Z.P. Numerical solution of non-linear creep problems with application to plates // Intern. J. of Solids & Structures. 1971. Vol. 7. No. 1. Pp. 83-97. DOI: 10.1016/0020 - 7683(71)90019-9.
159. Bathe K.-J. Finite element procedures. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996.

1037 p.

160. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. The finite element method for solid and structural mechanics. Amst.; Boston: Elsevier; Butterwoths, 2005. 631 p.

161. Безухов Н.И., Лужин О.В. Приложение методов теории упругости и пластичности к решению инженерных задач. - М.: Высш. школа, 1974. - 200 с.

162. Боярширов С.В. Основы строительной механика машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 456 с.

163. Зарубин В.С. Инженерные методы решения задач теплопроводности. - М.: Энергоиздат, 1983. - 328 с.

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

165. Прочность паровых турбин / Под ред. Л.А. Шубенко - Шубина. - М.: Машиностроение. 1973. - 456 с.

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

167. Гонтаровский П.П., Миткевич В.М. Расчет оболочек вращения с разветвленным меридианом на осесимметричную нагрузку. - В сб.: Динамика и прочность машин, 1972, вып.16, с. 60-67.

168. Берлянд В.И., Пожидаев А.В. Приближенные формулы для оценки максимальных температурных напряжений в корпусе ЦВД турбины К-200-130 ЛМЗ при различных режимах работы // Пробл. машиностроения, 1984, вып. 22, с. 66 - 71.

169. Берлянд В. И. Приближенный расчет напряжений в стенках корпусов паровых турбин, вызванных влиянием фланцев горизонтального разъема при неравномерном нагреве // Энергостроение, 1970, вып. 8, с. 93 - 99.

170. Берлянд В. И., Пожидаев А.В., Складчиков В.П. и др. Исследование упругих напряжений в корпусе турбины при переходных режимах // Теплоэнергетика, 1981, № 11, с. 20 -23.

171. ГОСТ 14249 - 80. Сосуды и аппараты: Нормы и методы расчета на прочность. - Введ. 01.07.1980. - 60 с.

172. ГОСТ 24755 - 81. Сосуды и аппараты: Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий. - 20 с.

173. Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских атомных реакторов и установок. - М.: Metallurgy, 1973. - 408 с.

174. Chernousenko O. Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters / O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2018. - № 2(1). - С. 51-56. - Режим доступа: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vejpte_2018_2\(1\)__7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vejpte_2018_2(1)__7).

175. Черноусенко О. Ю. Расчетное исследование индивидуального ресурса корпусов ЦВД, ЦСД, корпусов стопорных клапанов и роторов К-200-130 блока 200 МВт / О. Ю. Черноусенко // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2007. – № 2. – С. 64-70.

176. Черноусенко О.Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности: Монография / О.Ю.Черноусенко// – Х.: ФОП Бровин А.В., 2014. – 308 с. ISBN: 978-966-2445-79-4.

177. Расчет термонапряжений и прочности роторов и корпусов турбин / К.В. Фролов, Ю.А. Израилев, Н.А. Махутов и др. - М.: Машиностроение, 1988. - 239 с.

178. Квитка Б.Н., Ворошко П.П., Бобрицкий С.Д., Напряженно-деформированное состояние тел вращения. - К.: Наук. думка, 1977. - 209 с.

179. Пригоровский Н.И., Сенин В.С., Складчиков В.П., Хуршудов Г.Х. Влияние фланцев горизонтального разъема на термонапряженное состояние стенки корпуса паровой турбины // В кн.: Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений в конструкциях / - М.: Наука, 1977, с. 114 - 121.

180. Трубилов М.А. и др. Влияние режимов пуска на коробление цилиндров турбин ЛМЗ типа К-200-130 // Теплоэнергетика, 1968, № 12. С. 7 - 12.

181. Левашов В.А. Расчетно - экспериментальное исследование термонапряженного состояния корпуса цилиндра низкого давления компрессора

ГПА // Динамика и прочность машин, 1990. Вып. 51, с. 31 - 38.

182. Траупель В. Тепловые машины, т. 2. - М.: Госэнергоиздат, 1963. - 346 с.

183. Львов Г.И., Левашов В.А. Исследование влияния податливости шпилек и температурных напряжений на плотность стыка фланца горизонтального разъема компрессора ГПА // Динамика и прочность машин, 1990, вып. 52, с.

184. Мухин В.П., Ободов А.М., Самохин Ю.Н. Температурное поле корпуса коксовой камеры установки замедленного коксования // Химическое и нефтяное машиностроение. 1988. №1, с. 4 - 5.

185. Пригоровский Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений. Справочник. - М.: Машиностроение, 1985. - 248 с.

186. Спас Х. Деформирование больших фланцев сосудов высокого давления // Механика. Новое в зарубежной науке. Расчет напряженного состояния, 1980, № 24, с. 9 - 55.

187. Пригоровский Н. И., Прейсс А. К. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях. М. Изд. АН СССР 1958 г.

188. Толок В. А., Киричевский В. В., Гоменюк С. И., Гребенюк С. Н., Бувайло Д. П. Метод конечных элементов. Теория, алгоритмы, реализация. Киев: Наук. думка, 2003. 283 с.

189. Stefancu AI, Melenciuc SC, Budescu M, 2011. Penalty based algorithms for frictional contact problems. Universitatea Tehnica Gheorghe Asachi din Iasi, 3, 54–58.

190. Wriggers P., Vu Van T., Stein E., Finite Element Formulation of Large Deformation Impact-Contact Problems with Friction. Comp. a. Struct., 37, 3, 319-331 (1990).

191. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Степченко А. С., Кедровская О. В., Клименко В. И. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля: учеб. пособие. Харьков: Харьк. автодор. ун-т, 2003. 336 с.

192. Дерягин А. А. Формообразование и анимация 3D-объектов на основе тетрагональной регулярной сетки. Прикл. информатика. 2013. № 2 (44). С. 94–101.

193. Перлин А. А., Шалкин М. К., Хрящев Ю. К. Исследование прочности судовых конструкций на тензометрических моделях. Л.: Судостроение, 1967. 80 с.

194. Папкович П. Ф. Строительная механика корабля. Ч. 1, т.П. Издательство "Морской транспорт", М., 1947 г.
195. Денисюк С. П. Анализ влияния неравномерности потребления электроэнергии / С. П. Денисюк, Т. М. Базюк // Восточно - Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Т. 4, № 8 (64). – С. 9–13.
196. Левашов В. А. Разработка метода расчета термонапряженного состояния корпусных и роторных деталей центробежных газоперекачивающих агрегатов: дис. ... канд. техн. наук / ХПИ. Харьков, 1991. - 211 с.
197. Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых и анкерных соединений с температурой среды от 0 до 650оС: ГОСТ 20700-75. - М.: ИПК Издательство стандартов, 1975. - 22 с.
198. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. / под ред. А.В. Станюковича. - Л.: ЦКТИ, 1966. Ч. 1. 219 с.
199. Спивак А.С. Механика горных пород. (Применительно к процессам разрушения при бурении скважин) / М.: Недра, 1967. -192 с.
200. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. - Л.: ЦКТИ, 1986. - 32с.
201. Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин / Л.П. Сафонов, К.П. Селезнев, А.Н. Коваленко. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 295 с.
202. Гуревич С.Г. Решение плоской задачи для прямоугольной области и применение ее к расчету фланцевых соединений.- Прочность элементов паровых турбин. М.-Л.: Машгиз, 1951.
203. Расчет фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов: ОСТ 108.021.110-84 – Л.: НПО ЦКТИ, 1986.
204. ГОСТ 24278-89. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования. - Введ. 01.01.1991. - 22 с.
205. Волков И.А., Коротких Ю.Г. Уравнения состояния вязкоупругопластических сред с повреждениями. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 424

с.

206. Волков И.А., Коротких Ю.Г., Тарасов И.С. Численное моделирование накопления повреждений при сложном пластическом деформировании // Вычисл. мех. сплош. сред. – 2009. – Т. 2, № 1. – С. 5-18.

207. Voce, E., "Metallurgica", Col. 51, pp. 219 (1955).

208. Chaboche, J.L., "On Some Modifications of Kinematic Hardening to Improve the Description of Ratcheting Effects", International Journal of Plasticity, Vol. 7, pp. 661-678 (1991).

209. Сизиков, В. С. Устойчивые методы обработки результатов измерений [Текст] / В. С. Сизиков. – Санкт-Петербург: Специальная литература, 1999. – 240 с.

ДОДАТКИ

ТОЧКИ J: 30: 31: 32: 33: 34: 35: 36: 37: 38: 39: 40: 41: 42: 43: 44: 45: 46: 47: 48: 49: 50: 51: 52:

ТОЧКИ I:

0 :
1 :
2 :
3 :
4 :
5 :
6 :
7 :
8 :
9 :
10 :
11 :
12 :
13 :
14 :
15 :
16 :
17 :
18 :
19 :
20 :
21 :
22 :
23 :
24 :
25 :
26 :
27 :
28 :
29 :
30 :
31 :
32 :
33 :
34 :
35 :
36 :
37 :
38 :
39 :
40 :
41 :
42 :
43 :
44 :
45 :
46 :
47 :
48 :
49 : 453 451 449 448
50 : 456 454 452 450
51 : 459 456 454 452
52 : 462 459 456 454
53 : 464 461 458 456
54 : 468 465 462 459
55 : 472 468 464 461
56 : 474 470 466 463
57 : 476 472 468 465
58 : 477 473 469 466
59 : 478 474 470 466
60 : 479 474 471 467
61 : 479 475 471 467
62 : 480 475 471 467
63 : 480 475 471 467
64 : 479 475 471 467
65 : 479 474 470 467
66 : 478 473 469 466
67 : 477 472 468 465
68 : 476 471 467 464
69 : 474 469 465 462
70 : 472 467 462 459
71 : 469 463 459 456
72 : 466 460 455 453
73 : 462 456 450 449
74 : 459 454
75 : 457 452
76 : 453 450
77 : 451 448
78 : 449 446
79 :
80 :
81 :
82 :
83 :
84 :
85 :
86 :
87 :
88 :
89 :
90 :
91 :
92 :
93 :
94 :
95 :

ТОЧКИ J: 30: 31: 32: 33: 34: 35: 36: 37: 38: 39: 40: 41: 42: 43: 44: 45: 46: 47: 48: 49: 50: 51: 52:

ТОЧКИ I:

```

0 :
1 :
2 :
3 :
4 :
5 :
6 :
7 :
8 :
9 :
10 :
11 :
12 :
13 :
14 :
15 :
16 :
17 :
18 :
19 :
20 :
21 :
22 :
23 :
24 :
25 :
26 :
27 :
28 : 439 438
29 : 441 439
30 : 442 441
31 : 444 442
32 : 445 443
33 : 447 444
34 : 449 445
35 : 451 447 443 442 441 440
36 : 453 449 446 446 444 442
37 : 455 452 450 449 447 444
38 : 458 455 453 452 450 446 442 440
39 : 461 458 456 455 453 449 446 443
40 : 463 461 459 458 456 453 449 445 442 441 440
41 : 466 463 462 460 458 455 451 447 445 443 442
42 : 468 466 464 463 461 458 454 450 447 446 443 441 440
43 : 470 468 466 465 463 460 456 451 449 447 445 443 441
44 : 472 470 468 466 464 462 457 453 451 449 447 444 442
45 : 474 472 470 468 466 464 459 455 452 451 448 446 443
46 : 476 474 472 470 468 465 461 456 454 452 450 447 444 442 440
47 : 478 476 474 472 470 468 463 458 456 454 452 449 446 444 442
48 : 481 478 476 474 472 470 465 460 458 456 453 451 448 446 443
49 : 483 480 478 477 474 472 467 462 459 457 455 452 449 447 444 442 441 440 439 438
50 : 484 482 480 478 476 473 468 463 460 458 456 453 450 448 446 443 442 441 440 439 438
51 : 486 483 481 479 477 474 469 464 461 459 457 454 451 449 447 445 443 442 441 440 439
52 : 487 485 482 481 478 475 470 465 462 460 458 455 452 450 448 446 444 443 442 441 440
53 : 489 486 484 482 479 477 471 466 463 461 459 456 453 451 449 447 445 444 443 441 440
54 : 491 488 486 484 481 479 473 468 465 463 460 457 454 453 451 449 447 445 444 442 441
55 : 493 491 488 486 483 481 475 469 467 464 462 459 456 454 452 450 448 447 445 443 442
56 : 495 492 490 488 485 482 476 471 468 465 463 460 457 455 454 451 449 447 446 444 442
57 : 497 494 491 489 486 483 477 472 469 466 464 461 458 456 455 452 450 448 446 445 443
58 : 498 495 492 490 487 484 478 473 470 467 465 461 458 457 455 453 451 449 447 445 443
59 : 498 495 493 491 488 485 479 473 470 468 465 462 459 457 456 454 451 449 447 445 444
60 : 499 496 494 491 488 485 479 474 471 468 466 462 459 458 456 454 452 450 448 446 444
61 : 499 496 494 492 489 486 480 474 471 468 466 463 460 458 457 454 452 450 448 446 444
62 : 499 496 494 492 489 486 480 474 471 469 466 463 460 458 457 454 452 450 448 446 444
63 : 499 496 494 492 489 486 480 474 471 469 466 463 460 458 457 454 452 450 448 446 444
64 : 499 496 494 491 488 485 479 474 471 468 466 462 459 458 456 454 452 450 448 446 444
65 : 498 495 493 491 488 485 479 473 470 468 465 462 459 458 456 454 451 449 447 445 444
66 : 498 495 492 490 487 484 478 473 470 467 465 462 459 457 456 453 451 449 447 445 443
67 : 497 494 491 489 486 483 477 472 469 466 464 461 458 456 455 452 450 448 446 445 443
68 : 495 492 490 488 485 482 476 471 468 465 463 460 457 455 454 452 449 447 446 444 442
69 : 493 490 488 486 483 480 475 469 467 464 462 459 456 454 453 450 448 446 445 443 442
70 : 491 488 486 484 481 479 473 468 465 463 460 457 455 453 452 449 447 445 444 442 441
71 : 488 486 484 482 479 476 471 466 464 461 459 456 453 452 450 448 445 444 442 441 440
72 : 486 483 481 479 477 474 469 464 462 460 457 455 452 450 449 446 443 442 441 440 439
73 : 483 480 478 477 474 472 467 462 460 458 456 453 450 448 447 444 443 440 439 438
74 : 480 478 476 475 472 470 465 461 459 457 454 452 449 447 446 443
75 : 478 476 474 473 470 468 464 459 457 455 453 450 448 446 445 442
76 : 476 474 472 470 468 466 462 458 456 454 452 449 446 444 443 441
77 : 474 472 470 469 467 465 461 457 455 453 451 448 445 443 442 440
78 : 472 470 469 467 466 464 460 456 454 452 450 447 444 442 441 439
79 : 470 468 466 465 463 461 458 454 452 450 448 446 443
80 : 467 465 464 463 461 459 456 452 450 449 446 444 442
81 : 464 463 462 460 459 457 454 450 449 447 445 442 441
82 : 462 460 459 458 457 455 452 449 447 446 443 441 439
83 : 459 458 457 456 454 453 450 447 445 444 442
84 : 456 455 454 453 452 451 448 445 443 442 440
85 : 455 454 453 452 451 449 447 444 442 441 440
86 : 453 452 451 450 449 448 445 443 441 440 439
87 : 451 450 449 449 448 446 444 442
88 : 450 449 448 447 446 445 443 441
89 : 448 447 447 446 445 443 442 440
90 : 447 446 445 445 444 442 441 439
91 : 445 444 443 443 442 441
92 : 443 442 441 441 440 439
93 : 442 441
94 : 440 439
95 :

```

ДОДАТОК Б

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ



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

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

від/ddd 03 03 2021 № 02/01-111

на/ref №

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний конструктор

АТ «Турбоатом»

канд. техн. наук

Левченко Є. В

03 березня 2021 р.

Акт

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Палькова Сергія Андрійовича

«Удосконалення внутрішніх корпусів парових турбін серії К-500-240 шляхом
 підвищення їх термоміцнісних характеристик»

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Палькова Сергія Андрійовича «Удосконалення внутрішніх корпусів парових турбін серії К-500-240 шляхом підвищення їх термоміцнісних характеристик», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 «Турбомашини та турбоустановки» 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.

З повагою,

Головний конструктор

парових турбін,

канд. техн. наук

В.Л. Швецов

ДОДАТОК В

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2012. №7. С. 70 – 75.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 2. С. 31 – 36. Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PMash_2012_15_2_5.
3. Конденсационно-теплофикационная паротурбинная установка КТ-100-6,7 для строительства ОПЭБ С РУ СВБР-100 / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №11. С. 5 – 15.
4. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков, И. А. Пальков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». 2014. №12. С. 98 – 103.
5. Serhii A. Palkov., Mykola H. Shulzhenko. Elastic stress strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines // Journal of Mechanical Engineering. 2019.vol. 22, no. 4. P. 32–40.
6. Palkov, I.;Palkov, S. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. // Ядерна та радіаційна безпека. 2020. no. 4(88). P. 14–17.
7. Andrii O. Kostikov, Serhii A. Palkov. Contact deformation of the pipeline sealing unit // Journal of Mechanical Engineering. 2020.Vol. 23, no. 4. P. 52–60.
DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052>
8. Пальков С. А. О расчетах прочности охлаждаемой лопатки газовой

турбіни / С. А. Пальков // 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. 20.

9. Пальков С. А. Прочность фланцевого соединения внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 20.

10. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды международной научно-технической конференции. Харьков: Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 24 – 28 сентября 2012 г. Электрон. опт. диск (CD-ROM); цв., 12 см. Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.

11. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 17.

12. Пальков С. А. Прочность внутреннего корпуса паровой турбины / М. Г. Шульженко, В. Л. Швецов, С. А. Пальков // 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. 252 – 253.

13. Пальков С. А. Міцність внутрішнього корпусу парової турбіни / С. Пальков // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 15 – 17 травня 2013 р. С. 82.

14. Пальков С. А. Напряженное состояние внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 13.

15. Пальков С. А. Ползучесть внутреннего корпуса паровой турбины / С. А. Пальков // 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. 15.

16. Пальков С. А. Расчетная оценка напряжений в статорных элементах цилиндра высокого давления паровой турбины / С. А. Пальков // 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. Підгорного НАН України, 8 – 10 жовтня 2019 р. С. 2.

17. Пальков С. А. Влияние ползучести на прочность замкового соединения группы рабочих лопаток паровой турбины / И. А. Пальков, С. А. Пальков // 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.

18. Пальков С. А. Исследование контактной задачи на модели узла уплотнения трубопровода / С. А. Пальков // Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези доповідей II міжнародної науково-технічної конференції. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 5 – 8 жовтня 2020 р. С. 106.

ДОДАТОК Г

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Результати дисертаційної роботи пройшли апробацію на:

- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 8 – 11 листопада 2010 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 7 – 11 листопада 2011 р., доповідь;
- XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання», с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 24 – 28 вересня 2012 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 5 – 8 листопада 2012 р., доповідь;
- Міжнародній науково-практичній конференції «Конструкційна міцність матеріалів і ресурс обладнання АЕС» в Інституті проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, м. Київ, 2 – 5 жовтня 2012 р., доповідь;
- XI міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків в Національному університеті «Львівська політехніка», м. Львів, 15 – 17 травня 2013 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 11 – 13 листопада 2013 р., доповідь;
- Щорічній конференції молодих вчених й спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 17 – 20 листопада 2014 р., доповідь;

- XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання», с. Задонецьке, Зміївський р-н, Харківська обл., 8 – 10 жовтня 2019 р., доповідь;
- XII Міжнародних молодіжних науково-технічних читаннях ім. А. Ф. Можайського в АТ «Мотор Січ», м. Запоріжжя, 20 – 23 травня 2019 р., доповідь;
- II Міжнародній науково-технічній конференції "Динаміка, міцність і моделювання в машинобудуванні" в ІПМаш НАНУ, м. Харків, 5 – 8 жовтня 2020 р., доповідь.