

УДК 621.125

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ ПРИ ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

С. А. Пальков

sergpalkov@gmail.com

ORCID: 0000-0002-2215-0689

І. А. Пальков

igorpalkov1987@gmail.com

ORCID: 0000-0002-4639-6595

Акціонерне товариство

«Турбоатом»,

61037, Україна, м. Харків,

пр. Московський, 199

Вивчається питання впливу пластичності матеріалів конструкції на характер контактної взаємодії її елементів під час експлуатації. Розв'язується задача про напружено-деформований стан внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни, розрахованої на надкритичні параметри пари (понад 240 ата і 565 °С). Розв'язання задачі здійснюється шляхом використання скінченно-елементного програмного комплексу. Розглянуто модель термопластичності з кінематичним та ізотропним зміцненням. Під час проведення дослідження для матеріалів з'єднання використано експериментальні криві деформування. Наведено основні залежності, що використовуються при розв'язанні поставленої задачі. Методика розв'язання термоконтатної задачі взаємодії елементів фланцевого з'єднання в умовах пластичності базується на застосуванні моделі контактного шару. Для можливості врахування змін навантаження від кріплення в процесі спільної деформації як кріплення, так і корпусу вперше запропоновано методику тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу завдяки застосуванню наведеного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу. Запропонований підхід дозволяє моделювати напруження початкової затяжки шпильок шляхом задання фіктивної зміни (зменшення) коефіцієнта лінійного розширення шпильки, заданої як окреме тіло в розрахунковій схемі. Величина зазначеної зміни коефіцієнта лінійного розширення визначена із залежності між напруженням початкової затяжки в шпильці і необхідним для його створення видовженням, реалізованим в розрахунковій схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу. Для проведення чисельного експерименту побудовано впорядковану скінченно-елементну сітку моделі корпусу. При побудові сітки елементів корпусу та кріплення використано 20-вузловий скінченний елемент. Враховується дія силових навантажень та температурного поля, в якому експлуатується елемент конструкції, що розглядається. Проведено аналіз результатів розподілу еквівалентних напружень та контактної тиску під час експлуатації. Відзначено відмінність отриманих результатів порівняно з результатами розв'язання задачі в пружній постановці.

Ключові слова: турбіна, фланцеве з'єднання, корпус, напружений стан, контактна взаємодія, пластичність.

Вступ

За даними міжнародного енергетичного агентства понад 40% вироблення електроенергії здійснюється на основі вугільного палива і більше 10% виробляється на базі ядерного пального. Як на атомних, так і на теплових вугільних електростанціях найширше розповсюдження отримали енергоустановки, що працюють за паротурбінною технологією. Обладнання, що використовується в установках розглянутого типу, досягло високого рівня досконалості, тож істотного підвищення економічності можна очікувати тільки в разі підвищення початкових параметрів термодинамічного циклу. Підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) вугільних теплоелектростанцій до 45–47%, а в перспективі – до 52–55%, дозволить скоротити питомий обсяг шкідливих викидів в атмосферу на одиницю потужності і знизити вартість виробленої енергії. Домогтися цього можна за рахунок широкого впровадження енергоустановок, розрахованих на супернадкритичні параметри пари, тобто на тиск понад 30 МПа і температуру понад 560 °С. В рамках енергопрограми Європейського Союзу планується створення вугільного енергоблоку з ККД близько 55%, розрахованого на параметри пари 37,5 МПа і 700–720 °С [1]. Нові технології і матеріали дозволять в найближчі десятиліття подолати ці недоліки і значно підвищити ефективність вугільних, мазутних і газових електростанцій [1–3].

Реконструкція діючих електростанцій і подальший розвиток турбобудування, пов'язані з підвищенням початкових параметрів пари, зростанням одиничних потужностей турбоагрегатів, праг-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.

© С. А. Пальков, І. А. Пальков, 2021

ненням до зменшення їх габаритів і мас в значній мірі залежать від підвищення надійності і довговічності деталей і вузлів турбін, до числа яких належать литі корпуси циліндрів [4–11].

Зміна температурного стану корпусу турбіни, що відбувається, як правило, нерівномірно в різних його частинах і при обмеженій можливості теплового розширення чи 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. Ця проблема поширюється на дво- і тривимірні випадки, що вимагають більш складних методів розв'язання, і зводить температурне поле до своєрідного навантаження [12].

Стационарні температурні поля внутрішніх корпусів циліндрів високого тиску (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 пари. Внаслідок підведення тепла від парового потоку корпуси турбін працюють в умовах нерівномірного нагрівання, при якому змінюються фізико-механічні властивості матеріалів і виникають градієнти температури, що супроводжуються неоднаковим тепловим розширенням окремих частин конструкції. Таке розширення викликає температурні напруження [3, 6, 12].

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 деформації, яка може призвести до повного або прогресуючого руйнування конструкції.

Оскільки в більшості елементів корпусу передача зусиль між деталями здійснюється за допомогою контакту, а їх температура і міцність визначаються характером розподілу контактної тиску, стає актуальною побудова уточнених моделей і методів розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) конструкції в термоконтактній постановці. До того ж, забезпечення щільності стику фланця горизонтального роз'єму в корпусах ЦВТ за різних температурних режимів роботи турбоустановки потребує приділяти особливу увагу розв'язанню прикладних задач теплопровідності та термонапруженого стану, а також контактним задачам взаємодії елементів конструкції [8–9].

Серед різноманітних постановок і результатів дослідження задач взаємодії термоконтактні задачі є одними з найбільш складних і найменш вивчених, а тому очевидною є необхідність створення ефективних методів їх розв'язання. Головна складність розрахунків полягає в тому, що температурна задача пов'язана з задачею 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 додають фізична і геометрична нелінійності, а також нестационарність контактних задач зі змінними областями контакту та ковзання. Тому на практиці широко застосовуються інженерні методи розрахунку, побудовані на певних припущеннях [1–5]. Наприклад, в роботах [7–9] 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.

Таким чином, розвиток підходів до тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу, які дозволили би більш точно врахувати зміну геометрії елементів корпусу внаслідок теплових навантажень, є актуальною проблемою та потребує детального вивчення.

Постановка задачі та опис методики розрахунку

Об'єктом дослідження в даній роботі є високонапружений внутрішній корпус ЦВТ турбіни К-540-23.5, конструкція якої прийнята в АО "Турбоатом" за основу при створенні серії турбін нового покоління, розрахованих на супернадкритичні параметри пари.

Передача зусиль для ряду деталей парових турбін здійснюється за допомогою контакту між взаємодіючими поверхнями з впливом теплообміну, тому задача розв'язується в термоконтактній постановці.

Під час розв'язання задачі як вихідні дані використані такі силові навантаження на корпус:

- 1) розподілене навантаження на розточки для установки діафрагм і обойм кінцевих ущільнень в корпусі, навантаження групи "Г", рис. 1;
- 2) різний по поздовжній осі перепад тиску на стінки корпусу (визначається зі схеми навантаження як різниця тиску на зовнішню стінку корпусу і тиску на внутрішню стінку корпусу), навантаження групи "Ш" та "П" відповідно, рис. 1;

3) термозатяжки кріплення фланцевого з'єднання, виготовленого зі сталі ЕП-182 (20Х1М1Ф1ТР), навантаження групи IV, рис. 1;

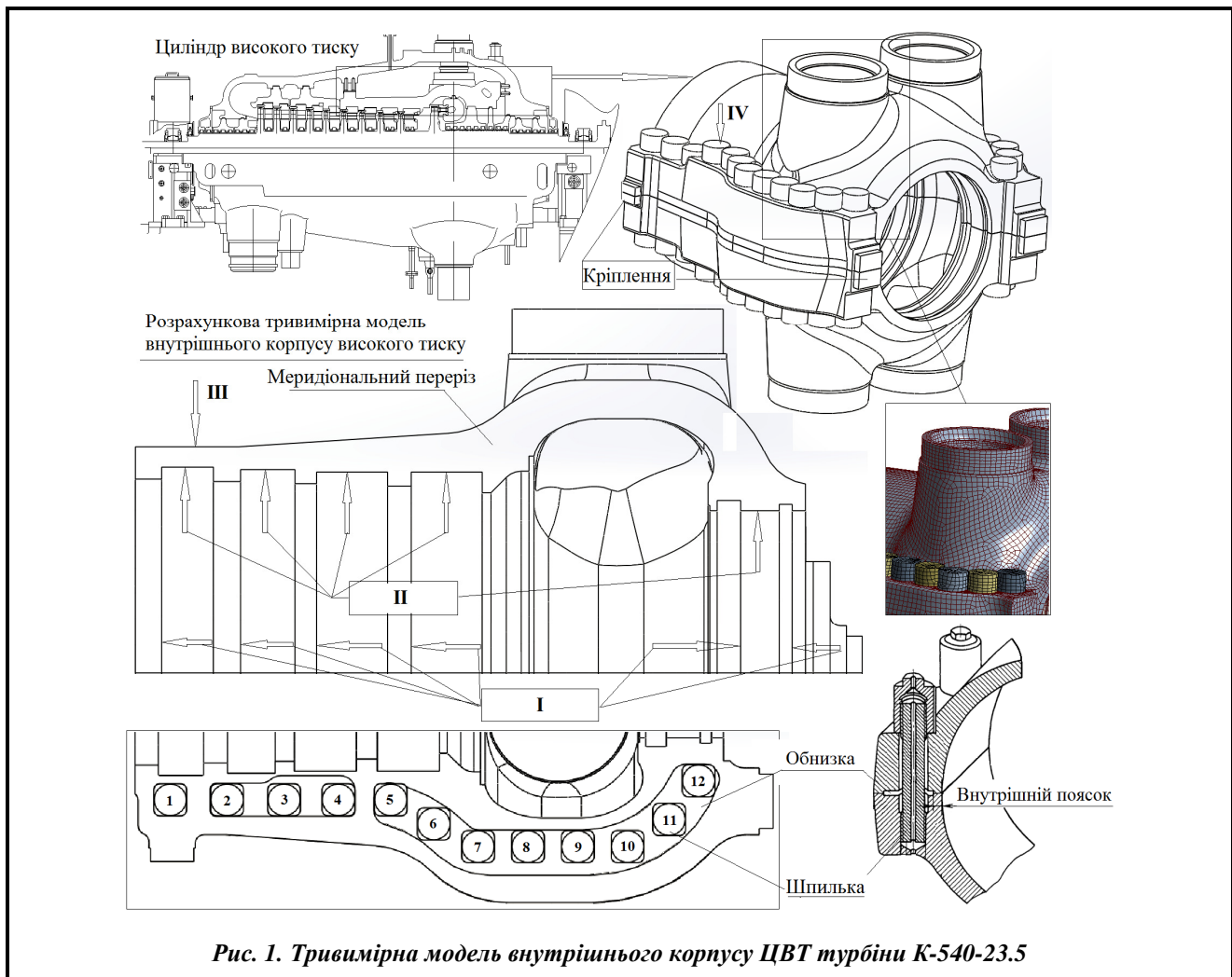
4) діюче на корпус турбіни гравітаційне поле Землі;

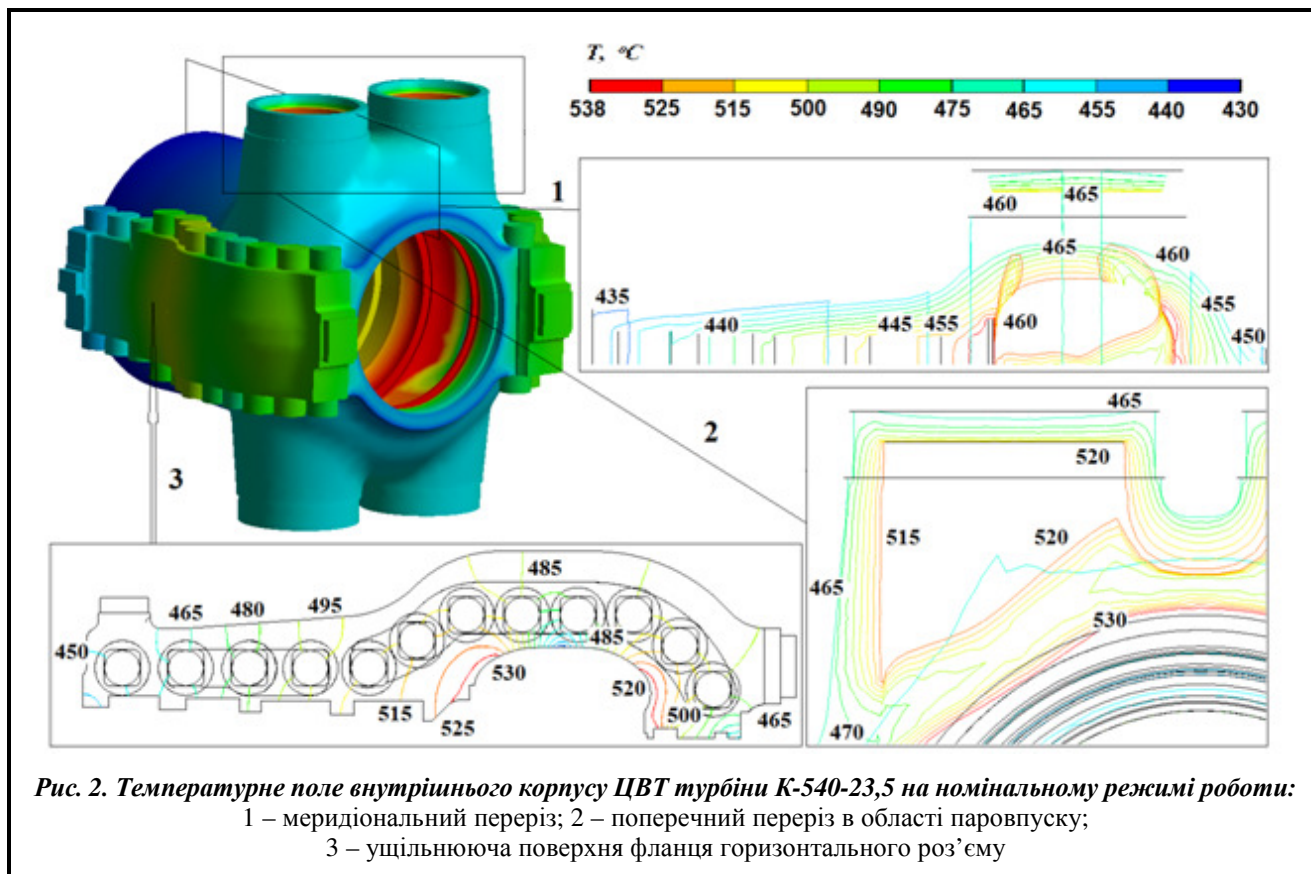
5) термоконтактна взаємодія у фланцевому з'єднанні в місці роз'єму. Методика розв'язання термоконтактних задач за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ), яка використовується в даній роботі, ґрунтується на застосуванні моделі контактної оболонки, що дозволяє враховувати залежність термічної провідності контакту від контактної тиску з урахуванням теплообміну. При розв'язанні термоконтактної задачі вважається, що на межі зіткнення елементів фланцевого з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт і виконується рівність температур і теплових потоків

$$T_1(x_k, y_k, z_k, t) = T_2(x_k, y_k, z_k, t), \quad \lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_k = \lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_k,$$

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

З усіх можливих стаціонарних режимів найбільш важливим є номінальний [13], через що його було використано для знаходження температурних навантажень. Температурні граничні умови було задано виходячи з результатів розрахунку теплового стану турбіни, який було проведено згідно з методиками, затвердженими нормативними методиками АТ «Турбоатом». Це дозволило отримати в програмному скінченно-елементному (СЕ) комплексі розподіл температур в корпусі (рис. 2).





Граничними умовами, що моделюють закріплення корпусу в розрахунковій тривимірній моделі, є: жорстке закріплення в частині опирання нижньої половини корпусу на лапи і обмеження переміщень по площині роз'єму в місці упирання лап внутрішнього корпусу в пази зовнішнього (рис. 1).

Тривимірна модель корпусу парової турбіни K-540-23.5, розроблена в пакеті геометричного моделювання Autodesk Inventor Professional, наведена на рис. 1 [8, 9, 14]. Верхні і нижні корпуси з'єднані 24 шпильками. Для зручності розрахунку і аналізу кожній шпильці привласнено окремий номер.

SE модель внутрішнього корпусу зображена на рис. 2. Як SE прийнято 20-вузловий гексагональний елемент для зв'язаних розрахунків в об'ємній постановці, що має у своєму розпорядженні ступені свободи як за переміщеннями, так і за температурою [8]. Цей елемент підтримує нелінійні моделі механічних і теплових властивостей матеріалу і дозволяє здійснювати розрахунок НДС, обумовленого пластичним деформуванням [15].

При розбитті вихідної моделі було отримано близько 197 тис. SE, з них ~ 46 тис. – контактні елементи, з яких за допомогою створення спеціального шару моделюється контактна взаємодія (рис. 1).

У зонах контакту, що головним чином впливають на передачу зусиль між взаємодіючими елементами, має місце згущення сітки зі зменшенням розміру SE до 1 мм, що підвищує точність розрахунку. При моделюванні контактної взаємодії використовувався 8-вузловий контактний SE за аналогією з [8, 9, 16].

При використанні описаної в [16] 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 [17, 18].

Дана SE модель має кілька зон контактної взаємодії. При моделюванні внутрішнього корпусу в термоконттактній постановці розглядалися як контактна взаємодія фланців між собою, так і контактна взаємодія кріплення і фланців корпусу. На відміну від результатів, наведених у [8, 9], вищевказане стало можливим завдяки використанню методики тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу.

Методика тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу

Запропонована в попередніх роботах [8–11] розрахункова методика моделювання зусиль термозатяжки дозволяє визначати в пружній постановці НДС корпусу і кріплення з точністю, що повністю задовольняло б вимоги інженерних розрахунків під час проектування турбін, які експлуатуються дотепер. Згідно з вказаною методикою, як вихідні дані задавалися навантаження від кріплення горизонтального роз'єму на опорні поверхні гайок. 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 забезпечується через заздалегідь невідомі граничні умови в контактї, 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. Це потребує істотного скорочення ширини фланців горизонтального роз'єму, що одночасно з введенням обнизки по горизонтальному роз'єму і збільшенням діаметра кріплення змінює величину коефіцієнта основного навантаження, яке залежить в першу чергу від стану площі перерізу шпильки і площі перерізу фланця (що припадає на один крок кріплення)

$$\chi = 0,5\chi_0 = 0,5 \frac{f_{\text{шп}} E_{\text{шп}}}{f_{\text{шп}} E_{\text{шп}} + f_{\text{фл}} E_{\text{фл}}},$$

де $f_{\text{шп}}$ – площа перерізу шпильки, мм²; $f_{\text{фл}}$ – площа перерізу фланця, мм²; $E_{\text{шп}}$ – модуль пружності матеріалу шпильки, МПа; $E_{\text{фл}}$ – модуль пружності матеріалу фланця (корпусу), 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 [19]. Це було правомірно на корпусах турбін ранніх випусків, для яких коефіцієнт основного навантаження коливався в межах $\chi=0,05-0,15$, а зусилля від кріплення на корпус знаходилося як

$$P = B_0 + \chi F = B_0 + (0,05 \dots 0,15) F,$$

де F – парове зусилля на одну шпильку.

Оскільки задача щодо розподілу сил та температур між кріпленням і фланцем статично не визначена, то вона розв'язується за умови спільності деформацій. Під час дії на з'єднання зовнішньої сили до розкриття роз'єму стиснення з'єднаних кріпленням деталей зменшується на стільки, на скільки шпилька розтягується [19, 20].

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

За рахунок застосування наведеного 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 $\sigma_{\text{сер.пер}}^{\text{поч}}$ і необхідним для його створення видовженням $\Delta l_{\text{шп}}$, реалізованим в розрахунковій схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу

$$\Delta l_{\text{шп}} = \frac{\sigma_{\text{сер.пер}}^{\text{поч}}}{E_{\text{шп}}} l_{\text{шп}}; \quad \Delta l_{\text{шп}} = (\alpha_{\text{корп}} t_{\text{роб}} - \alpha_{\text{шп}} t_{\text{роб}}) l_{\text{шп}}; \quad \alpha_{\text{корп}} t_{\text{роб}} - \alpha_{\text{шп}} t_{\text{роб}} = \frac{\sigma_0}{E_{\text{шп}}},$$

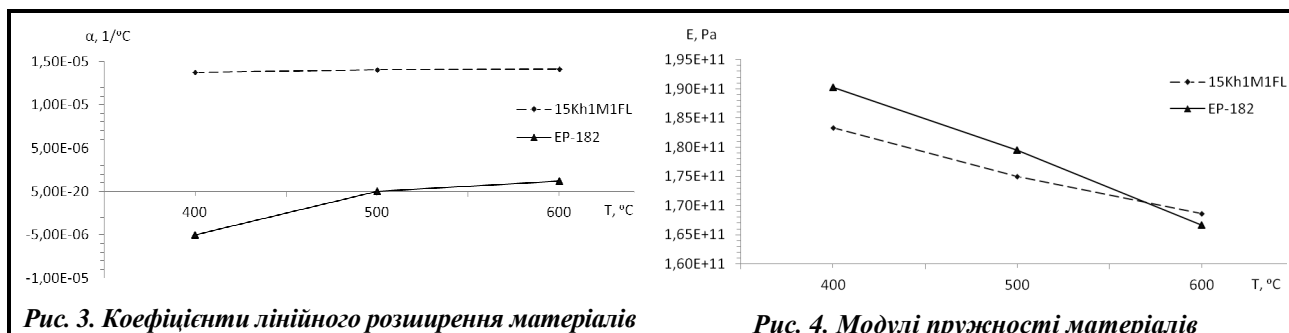
де $l_{\text{шп}}$ – довжина шпильки, мм.

Наведений коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шпильки визначається за формулою

$$\alpha_{\text{шп}} = \alpha_{\text{корп}} - \frac{\sigma_0}{E_{\text{шп}} t_{\text{роб}}}.$$

Наведений коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шпильки залежно від температури металу та коефіцієнт лінійного розширення матеріалу корпусу (сталь 15X1M1ФЛ) залежно від температури металу, отриманий з [21], зображено на рис. 3.

На рис. 4 наведено модуль пружності матеріалів корпусу і кріплення залежно від температури металу, отриманий з [21].



Методика чисельного моделювання процесів складного пластичного деформування внутрішнього корпусу

Розрахункова оцінка міцності корпусних конструктивних елементів, що працюють в умовах термомеханічного нестационарного навантаження, вимагає аналізу процесів пружного деформування конструкційних матеріалів, оскільки в процесі пружного деформування визначаються темпи накопичення пошкоджень і від адекватності моделювання даних процесів залежить точність розрахункових оцінок довговічності.

Для математичної моделі пластичної течії з кінематичним та ізотропним зміцненням, запропонованої в [22, 23], що описує процеси деформування для довільних складних режимів навантаження, які супроводжуються обертанням головних поверхонь 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, що ґрунтується на концепції ізотропного і кінематичного зміцнення [22, 23]. Ключову роль в ній відведено поверхні текучості та її зміні в процесі деформування.

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 в процесі розвантаження, при цьому розмах пружних напружень в два рази перевищує величину найбільших досягнутих напружень. Ізотропне зміцнення використовується як при малих, так і при великих деформаціях, проте воно не може використовуватися для циклічних навантажень [22].

У разі кінематичного зміцнення поверхня текучості зміщується, не змінюючи розмірів. Дана модель враховує ефект Баушінгера, який має місце в металах при зміні знаку навантаження. Урахування ефекту Баушінгера є важливим під час розрахунків 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%) модель кінематичного зміцнення не застосовується [23].

Використана модель термопластичності з кінематичним та 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 [22, 23], для зміни радіуса C_p поверхні текучості F_p при ізотропно-му зміцненні з урахуванням поділу процесів монотонного і циклічного навантаження приймається така структура рівняння:

$$C_p = [q_\chi H(F_p) + a(Q_s - C_p)\Gamma(F_p)]\dot{\chi} + q_3 \dot{T}; \quad (1)$$

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

$$q_\chi = \frac{q_2 A \Psi_1 + (1-A) q_1}{A \Psi_1 + (1-A)}, \quad Q_s = \frac{Q_2 A \Psi_1 + (1-A) Q_1}{A \Psi_1 + (1-A)}, \quad (0 \leq \Psi_1 \leq 1, i=1, 2); \quad (3)$$

$$A = 1 - \cos^2 \theta, \quad \cos \theta = n_{ij}^e n_{ij}^s, \quad n_{ij}^e = \frac{\dot{\epsilon}_{ij}}{(\dot{\epsilon}_{ij} \dot{\epsilon}_{ij})^{1/2}}, \quad n_{ij}^s = \frac{S_{ij}}{(S_{ij} S_{ij})^{1/2}}; \quad (4)$$

$$H(F_p) = \begin{cases} 1, & F_p = 0 \text{ і } \rho_{ij} \rho_{ij} > 0 \\ 0, & F_p < 0 \text{ і } \rho_{ij} \rho_{ij} \leq 0 \end{cases}, \quad \Gamma(F_p) = 1 - H(F_p), \quad (5)$$

де q_1, q_2, q_3 – модулі ізотропного зміцнення; Q_1, Q_2 – модулі циклічного ізотропного зміцнення; a – стала, що визначає швидкість процесу стабілізації петлі гістерезису; Q_s – значення радіуса поверхні текучості 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 (1) перший член описує ізотропне зміцнення в результаті монотонного пластичного деформування ($H(F_p)=1$ і $\Gamma(F_p)=0$), другий – циклічне зміцнення матеріалу ($H(F_p)=0$ і $\Gamma(F_p)=1$), а третій – зміну радіуса поверхні текучості при зміні температури.

Модуль ізотропного зміцнення q_χ враховує зміну ізотропного зміцнення матеріалу залежно 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

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

де q_1 – модуль ізотропного зміцнення матеріалу (однорізне розтягнення матеріалу).

Непропорційному навантаженню відповідають умови

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

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

Для циклічного ізотропного зміцнення при циклічному пропорційному навантаженні в (1)-(5) 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 зі сталою амплітудою деформації і $T=\text{const}$ радіус поверхні текучості C_p прагне до $Q_s=\text{const}$ і параметри петлі гістерезису прагнуть до своїх стабілізованих значень, що визначаються величиною Q_s та залежать від поточних значень T і ρ_{\max} .

У розрахунковому SE-пакеті під час розв'язання пружно-пластичних задач моделювання НДС можна досягнути, використовуючи нелінійні залежності для еволюції радіуса поверхні текучості і координат її центру [22, 23]. Чисельне моделювання високотемпературної пластичності здійснювалось за допомогою теорії пластичної течії при ізотропному зміцненні.

Аналіз НДС внутрішнього корпусу ЦВТ турбіни К-540-23.5 в пластичній постановці

Отримані результати розв'язання задачі термопластичного НДС корпусу (рис. 5, 6) дозволили охарактеризувати ступінь релаксації і перерозподілу напружень в конструкції порівняно з результатами, отриманими під час розв'язання задачі в пружній постановці [9].

Можна дійти висновку, 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 (60°C), в той час як в найбільш нагрітій верхній частині корпусу він не перевищує 10°C (рис. 2).

Розв'язок задачі НДС фланцевого з'єднання в розглянутій постановці дозволив оцінити зміну характеру розподілу контактної тиску у з'єднанні. Отримані результати продемонстрували істотну відмінність за рівнем контактної тиску на ущільнюючій поверхні фланцю. Так, значення контактної тиску біля переднього краю корпусу, в місці установки обійми переднього кінцевого ущільнення (в місці шпильки № 12), практично повністю від'ємні, на відміну від результатів, отриманих в пружній постановці [9]. Це свідчить про необхідність врахування пластичних явищ під час дослідження НДС внутрішнього корпусу турбіни.

Висновки

1. Удосконалено методику тривимірних розрахунків НДС корпусу парової турбіни з урахуванням термоконтактної взаємодії елементів конструкції корпусу турбіни і розрахунків пластичності матеріалів. Порівняно з існуючими, запропонований підхід дозволяє більш точно врахувати вплив різноманітних факторів на НДС внутрішнього корпусу високотемпературної парової турбіни.

2. Вперше запропоновано методику тривимірного моделювання термозатяжки кріплення горизонтального роз'єму корпусу за рахунок застосування наведеного коефіцієнта лінійного розширення матеріалу. Запропоновано підхід, що дозволяє моделювати напруження початкової затяжки шпильок шляхом задання фіктивної зміни (зменшення) коефіцієнта лінійного розширення шпильки, заданої як окреме тіло в розрахунковій схемі. Величина зазначеної зміни цього коефіцієнта визначена із залежності між напруженням початкової затяжки в шпильці і необхідним для його створення видовженням, реалізованим в розрахунковій схемі наявністю різних величин лінійного розширення шпильки і корпусу. Це дозволило врахувати зміну геометрії елементів корпусу внаслідок теплових навантажень.

3. 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 такі висновки:

- величина викривлення площини роз'єму фланців в першу чергу залежить від інтенсивності температурних напружень;
- процес пластичного деформування матеріалу корпусу найбільш активно протікає в тороїдальній частині корпусу в місці його з'єднання з фланцем;

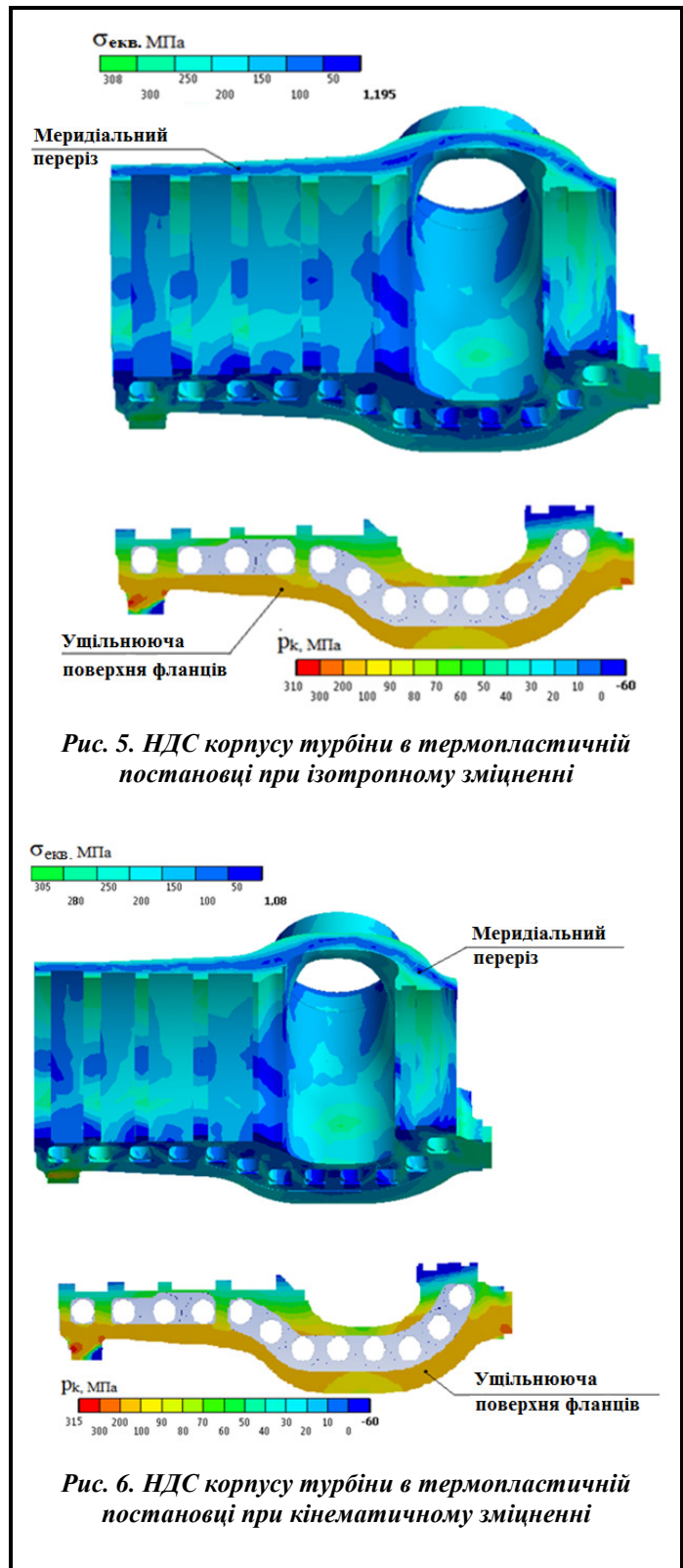


Рис. 5. НДС корпусу турбіни в термопластичній постановці при ізотропному зміцненні

Рис. 6. НДС корпусу турбіни в термопластичній постановці при кінематичному зміцненні

– задача контактної взаємодії є суттєво нелінійною, оскільки зв'язок температурної задачі із задачею механіки забезпечується через задалегідь невідомі граничні умови в контакті. Це пов'язано з тим, що НДС і характер контактної взаємодії залежать від розподілу температурних полів, а температурне поле визначається умовами взаємодії.

4. Результати розв'язання задачі НДС корпусу з урахуванням пластичних властивостей матеріалів по теорії течії з ізотропним і кінематичним зміцненням та з урахуванням контактної взаємодії його елементів показали незначну відмінність. Це пов'язано з відсутністю знакозмінних навантажень.

Запропонована методика аналізу термонапруженого стану корпусу турбіни може бути використана для вироблення рекомендацій щодо способів охолодження високотемпературних корпусів парових турбін під час їх роботи.

Література

1. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and control of supercritical and ultra-supercritical power plants: A review. *Energies*. 2020. Vol. 13. No. 11. P. 29–35. <https://doi.org/10.3390/en13112935>.
2. Di Gianfrancesco A. (Eds.) Materials for ultra-supercritical and advanced ultra-supercritical power plants. Woodhead Publishing. 2017. 876 p. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-04826-5>.
3. Arkadyev B. A. Features of steam turbine cooling by the example of an SKR-100 turbine for supercritical steam parameters. *Therm. Eng.* 2015. Vol. 62. P. 728–734. <https://doi.org/10.1134/S004060151510002X>.
4. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований). Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.
5. Breslavs'kyi D. V., Korytko Y. M., Morachkovs'kyi O. K. Cyclic thermal creep model for the bodies of revolution. *Strength Materials*. 2011. Vol. 43. Iss. 2. Article 134. <https://doi.org/10.1007/s11223-011-9279-8>.
6. Lvov G., Lysenko S., Gorash E. Creep and creep-rupture strength of gas turbine components in view of nonuniform temperature distribution. *Strength Materials*. 2008. Vol. 40. Iss. 5. P. 525–530. <https://doi.org/10.1007/s11223-008-9066-3>.
7. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko, V., Goryazhenko V. Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters. *Eastern-European J. Enterprise Techn.* 2018. Vol. 2. No. 1 (92). P. 51–56. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.126042>.
8. Пальков І., Пальков С. Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2020. Т. 4 (88). С. 14–17. [https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4\(88\).02](https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02).
9. Palkov S., Shulzhenko M. Elastic stress-strain state of elements of the internal high-pressure casing for steam turbines. *J. Mech. Eng. – Problemy mashynobuduvannia*. 2019. Vol. 22. P. 32–40. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.032>.
10. Laxminarayan K., Reddy B., Kumar O. Optimization of steam turbine casing for static loading condition. *Intern. J. Materials Sci. and Eng.* 2014. Vol. 35. P. 28–37. <https://doi.org/10.12720/ijmse.1.2.122-126>.
11. Bagaviev A. Integrity assessment of high pressure steam turbine casing. *Materials at High Temperatures*. 2011. Vol. 28. Iss. 3. P. 205–211. <https://doi.org/10.1179/096034011X13123717298084>.
12. Dhananjaya Rao P., Sarkar A., Sastri V. M. K. Finite element analysis of the three-dimensional transient temperature field in steam turbine casings. *Int. J. Mech. Sci.* 1993. Vol. 35. Iss. 7. P. 587–595. [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(93\)90003-D](https://doi.org/10.1016/0020-7403(93)90003-D).
13. Rout I., Gaikwad A., Verma V., Tariq M. Thermal analysis of steam turbine power plants. *J. Mech Civ. Eng.* 2013. Vol. 7. Iss. 2. P. 28–36. <https://doi.org/10.9790/1684-0722836>.
14. McFarlane B. Autodesk inventor exercises: For Autodesk® inventor® and other feature-based modelling software (1st ed.). London: Routledge, 2017. 434 p. <https://doi.org/10.4324/9781315725802>.
15. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Fox D. D. The finite element method for solid and structural mechanics: 7th edn. Butterworth-Heinemann, Oxford. 2014. 415 p.
16. Kostikov A., Palkov S. Contact Deformation of the Pipeline Sealing Unit. *J. Mech. Eng. – Problemy mashynobuduvannia*. 2020. Vol. 23. No. 4. P. 52–62. <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.052>.
17. Benkhira El-H., Fakhra R., Mandyly Y. Numerical approximation of a frictional contact problem in elasto_plasticity based on the penalty approach. *ZAMM J. Appl. Mathematics and Mechanics: Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*. 2019. Vol. 99. Iss. 12. Article e201800300. <https://doi.org/10.1002/zamm.201800300>.
18. Stein E. Adaptive finite elements in linear and nonlinear solid and structural mechanics. In CISM International Centre for Mechanical Sciences. Springer, 2005. 363 p. <https://doi.org/10.1007/3-211-38060-4>.
19. Jaszak P., Adamek K. Design and analysis of the flange-bolted joint with respect to required tightness and strength. *Open Eng.* 2019. Vol. 9. Iss. 1. P. 338–349. <https://doi.org/10.1515/eng-2019-0031>.

20. Hwang, D., Stallings J. Finite element analysis of bolted flange connections. *Computers & Structures*. 1994. Vol. 51. Iss. 5. P. 521–533. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0045-7949(94)90059-0).
21. Wegst M., Wegst C. *Stahlschlüssel – Key to Steel 2019: Nachschlagewerk Dt./Engl./Franz; Stahlschlüssel-Verlag: Marbach, Germany, 2019. 1058 p.*
22. Chaboche J. L. On some modification of kinematic hardening to improve the description of ratcheting effects. *Intern. J. Plasticity*. 1991. Vol. 7. Iss. 7. P. 661–678. [https://doi.org/10.1016/0749-6419\(91\)90050-9](https://doi.org/10.1016/0749-6419(91)90050-9).
23. Pei X., Dong P., Mei J. The effects of kinematic hardening on thermal ratcheting and Bree diagram boundaries. *Thin-Walled Structures*. 2021. Vol. 159. Article 107235. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2020.107235>.

Надійшла до редакції 04.08.2021

Контактное взаимодействие элементов внутреннего корпуса паровой турбины при пластическом деформировании

С. А. Пальков, И. А. Пальков

Акционерное общество «Турбоатом», 61037, Украина, г. Харьков, пр. Московский, 199

Изучается вопрос влияния пластичности материалов конструкции на характер контактного взаимодействия ее элементов при эксплуатации. Решается задача о напряженно-деформированном состоянии внутреннего корпуса цилиндра высокого давления паровой турбины, рассчитанной на сверхкритические параметры пара (более 240 атм и 565 °С). Решение задачи осуществляется путем использования конечно-элементного программного комплекса. Рассмотрена модель термопластичности с кинематическим и изотропным упрочнением. При проведении исследования для материалов соединения используются экспериментальные кривые деформирования. Приведены основные зависимости, используемые при решении поставленной задачи. Методика решения термоконтантной задачи взаимодействия элементов фланцевого соединения в условиях пластичности базируется на применении модели контактного слоя. Для возможности учета изменений нагрузки в процессе совместной деформации как крепежа, так и корпуса впервые предложена методика трехмерного моделирования термозатяжки крепежа горизонтального разъема корпуса благодаря применению приведенного коэффициента линейного расширения материала. Предложенный подход позволяет моделировать напряжения начальной затяжки шпильки путем задания фиктивного изменения (уменьшения) коэффициента линейного расширения шпильки, заданного как отдельное тело в расчетной схеме. Значение указанного изменения коэффициента линейного расширения определено из зависимости между напряжением начальной затяжки в шпильке и необходимым для его создания удлинением, реализованным в расчетной схеме наличием различных величин линейного расширения шпильки и корпуса. Для проведения численного эксперимента построено упорядоченную конечно-элементную сетку модели корпуса. При построении сетки элементов корпуса и крепления использовано 20-узловой конечный элемент. Учитывается действие силовых нагрузок и температурного поля, в котором эксплуатируется рассматриваемый элемент конструкции. Проведен анализ результатов распределения эквивалентных напряжений и контактного давления во время эксплуатации. Отмечено отличие полученных результатов по сравнению с результатами решения задачи в упругой постановке.

Ключевые слова: турбина, фланцевое соединение, корпус, напряженное состояние, контактное взаимодействие, пластичность.