

М.Г.Шульженко¹, І.А.Пальков², С.А.Пальков²

**МІЦНІСТЬ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ ЛОПАТОК ТУРБІНИ
ПРИ ВИСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

¹Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАНУ,
вул. Пожарського, 2/10, 61046, м. Харків, Україна;
e-mail: mklshulzhenko@gmail.com;

²АТ «Українські енергетичні машини»,
просп. Героїв Харкова, 199, 61037, м. Харків, Україна;
e-mail: igorpalkov1987@gmail.com; sergpalkov@gmail.com

Abstract. A problem of the stress-strain state of the lock joint of rotor blades for the intermediate-pressure cylinder of a steam turbine is solved by the finite element method for the supercritical parameters of steam (over 240 atm and 565 °C). The proposed method involves the stage-by-stage determination of the stress-strain state of the lock joint, three-dimensional problem statement, contact interaction of elements, temperature loads, and deformation of elements under the influence of plasticity and creep. To describe the stress-strain state concerning the influence of the plastic behavior of the elements in the joint, a plastic flow theory is used. The results of the studying of the effect of creep on the stress-strain state of the lock joint are described. These results allow noting that the largest increase in creep strains occurs during the first 50,000 hours. The variations in the nature and level of contact stress on the bearing surfaces of the joint elements due to the redistribution of the stresses and strains in the structure as a whole are shown.

Key words: turbine, lock joint, rotor blade, stress state, contact interaction, creep.

Вступ.

Важливість дослідження напруженого стану елементів конструкцій при значних температурних впливах обумовлена необхідністю оцінки міцності і надійності обладнання енергетичної галузі, для якого величини навантажень та температури нагрівання можуть досягати значень 30 МПа і 600 °C, а потім ще підвищуватись до 35 МПа і 650 °C. У зарубіжній літературі є повідомлення про роботу над енергоблоком на початкову температуру 720 °C.

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

Забезпечення надійності елементів роторів парових турбін на надкритичні параметри пари (понад 240 атмосфер і 565 °C) і раціонального використання резервів міцності матеріалу та конструкції вимагає всебічного дослідження їхнього напружено-деформованого стану (НДС) в експлуатаційних умовах.

Одним з найбільш напружених елементів потужних парових турбін таких, як К-500-240, К-540-23,5, а також перспективної турбіни К-600-23,5 є ротор середнього тиску (РСТ). РСТ експлуатується під дією високих навантажень в нерівномірному за радіусом та по довжині ротора і змінному в часі полі температур. Внаслідок дії зазначе-

них факторів в конструкції РСТ можуть виникати значні за рівнем температурні напруження, що викликають пластичність та повзучість матеріалу.

При експлуатації РСТ, як правило, змінюються механічні властивості застосованих у ньому матеріалів та НДС самої конструкції ротора. Інтенсивність змін, що відбуваються в металі, знаходиться в прямій залежності від напруженого стану та температурного режиму роботи ротора. З іншого боку, зміна напружень в роторі визначається властивостями матеріалів, що застосовуються.

З практики експлуатації турбомашин відомо багато випадків, коли за рахунок пластичності та повзучості, деформації деталей досягали таких величин, при яких порушувалися умови нормальної експлуатації агрегатів. Прикладом сказаного є диск 1-го ступеню ротора середнього тиску турбіни потужністю 500 МВт. Під час експлуатації даної турбіни стався відрив частини обода диска з 6-ма лопатками [2] в районі замка при напрацюванні 50 тис. год.

На рис. 1 подано модель замкового з'єднання робочих лопаток з диском ротора цієї турбіни. Елементи моделі позначено цифрами: 1 – модель з'єднання; 2 – диск; 3 – паз (місце встановлення замкової лопатки); 4 – передзамкова лопатка з верхнім штифтом; 5 – замкова лопатка; 6 – робоча лопатка; 7 – передзамкова лопатка з нижнім штифтом; 8 – штифти.

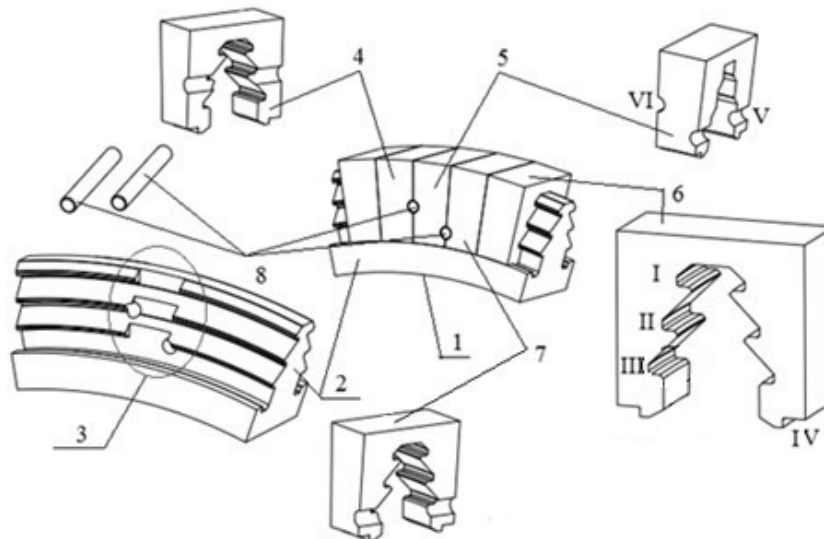


Рис. 1

Аналіз НДС замкового з'єднання робочих лопаток з диском доцільно проводити на основі розв'язання тривимірної контактної задачі для системи тіл, що працюють в області пластичності та повзучості [1, 10, 19, 20]. При проектуванні вказаних вузлів використовувались різні спрощені методики, ґрунтовані на стержньових моделях або на вирішенні двовимірних задач механіки деформованого тіла [3]. При використанні таких моделей характерною рисою є наявність ряду припущень. Припускалось, що контакт відбувається одночасно по усім зубцям у з'єднанні. Опорні поверхні хвоста лопатки і хвостовика диска мають однакові геометричні розміри і моделюються послідовністю балок. Закріплення зазначених балок в хвості лопатки та в частині диска враховувались з коефіцієнтом жорсткості. Кожен окремий зубець у з'єднанні моделювався балкою змінного перерізу, навантаженою зосередженою силою. Температурна деформація при такій постановці задачі враховувалася тільки в радіальному напрямку.

В останній час відбувається інтенсивний розвиток чисельних методів аналізу НДС твердих тіл, що взаємодіють між собою в умовах повзучості [9, 16, 23]. Накопичений в цій області досвід [10, 26] свідчить про те, що розв'язання задач повзучості є більш складним в порівнянні з аналізом пружної та пружно-пластичної поведінки [4, 19].

Дослідження НДС та міцності різних елементів конструкцій з урахуванням експлуатаційних чинників розглянуто в роботах [7, 10, 12, 13, 15].

В даній роботі представлено результати послідовного вивчення особливостей НДС конструкції замкового з'єднання при врахуванні зазначених вище факторів.

§1. Аналіз НДС замкового з'єднання робочих лопаток в термopужній постановці.

Розв'язування задачі теплопровідності в даній роботі базується на використанні рівнянь теорії термopужності, рівняння руху Ейлера для суцільного середовища і закону теплопровідності в формі Фур'є [6]

$$\nabla \cdot (\lambda_q \nabla T(x, t)) + w_0(x, t) = c\rho \frac{\partial T(x, t)}{\partial t};$$

$$\nabla \cdot \sigma(u, T, t) + \rho f = \rho \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2},$$

де λ_q – коефіцієнт теплопровідності; $T(x, t)$ – температура; $w_0(x, t)$ – кількість тепла з внутрішнього джерела; c – питома теплоємність; ρ – густина; $\sigma(u, T, t)$ – тензор справжніх напружень Коші; f – об'ємна сила; $u(x, t)$ – переміщення.

Припустимо, що зовнішні масові сили та внутрішні джерела тепла відсутні. Тоді для стаціонарної задачі при врахуванні граничних умов використовується система рівнянь [6]

$$\iint_D \nabla N_i \lambda_q \nabla T(x) dD + \int_\Gamma N_i q(x) d\Gamma = 0;$$

$$\iint_D \nabla N_i \cdot \sigma(u, T) dD - \int_\Gamma N_i P_n d\Gamma = 0,$$

де P_n – зовнішнє навантаження на поверхню; $N_i(x)$ – функція форми i -го елемента; Γ – границя початкової області; n – нормаль до Γ .

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

При розв'язанні термoконтактної задачі припускалось, що на границі зіткнення елементів замкового з'єднання має місце ідеальний тепловий контакт, виконується рівність температур і теплових потоків

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

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

Методика розв'язання термoконтактної задачі взаємодії елементів замкового з'єднання в даній роботі базується на застосуванні моделі контактної пари. Тонкий контактний шар, товщиною в один елемент, вводиться між взаємодіючими тілами в межах очікуваної області контакту. Геометрія такого шару визначається профілем взаємодіючої пари.

Механічні властивості контактної пари характеризуються контактною жорсткістю, яка визначається формулою [22, 25]

$$k = \beta \cdot 2E^* \sqrt{A/\pi},$$

де β – коефіцієнт контактної жорсткості, що залежить від типу зони контакту (в даній роботі зони контакту між елементами мають форму, близьку до прямокутника, для якої, згідно [14], $\beta \sim 1$); E^* – приведений модуль пружності

$$E^* = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right),$$

де E_i, ν_i – модуль пружності та коефіцієнт Пуассона для матеріалу тіла, що взаємодіє; A – загальна площа контакту, що, в даному випадку, розглядається як пружна зона контакту A_{el} [5]

$$A = A_{el}.$$

Згідно з [5, 21] маємо

$$A_{el} = \pi \left(\frac{\pi p h^{2n_s} a_s^{2+\frac{1}{n_s}}}{B(n_s) E^*} \right)^{\frac{2n_s}{n_s+1}}; \quad B(n_s) = \frac{\sqrt{\pi}}{n_s} \frac{\Gamma\left(1 + \frac{1}{2n_s}\right)}{\Gamma\left[\frac{1}{2}\left(3 + \frac{1}{n_s}\right)\right]},$$

де Γ – гамма-функція; h – глибина контакту; a_s, n_s – константи, які залежать від типу задачі, що розв'язується [5]; p – напруження взаємодії під час контакту.

Повна деформація визначається, як [11]

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_{th},$$

де ε_n – пружна складова повної деформації; ε_{th} – температурна складова повної деформації.

Пружна складова загальної деформація визначається співвідношенням

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

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

Для виконання поставленої задачі побудована модель, що складається з 198450 гексагональних 8-ми вузлових скінченних елементів (СЕ) [18]. Лінійний розмір обраного СЕ – 3 мм було визначено шляхом проведення ряду розрахунків. В [20] показано, що при подальшому зменшенні розміру елемента результати змінюються мало, при цьому кількість елементів стрімко зростає. При створенні сітки скінченних елементів використовувався двадцятивузловий *Solid226*. Даний елемент характеризується тим, що має ступені свободи по переміщенням і температурі та дозволяє отримати розв'язок термоконтактної задачі.

Як навантаження, що визначає НДС у з'єднанні, приймалися відцентрові зусилля при обертанні ротора навколо осі з частотою 50 Гц. У зв'язку з симетрією системи розглядався не весь диск з лопатками, а тільки його сектор с кутом $\varphi = 20^\circ$, на торцях якого задавалися граничні умови.

При розв'язанні задачі термоконтактної взаємодії елементів в замковому з'єднанні задача теплопровідності передуює задачі термомеханіки. Отриманий в результаті розв'язання задачі розподіл температур в елементах з'єднання відображено на рис. 2 [20].

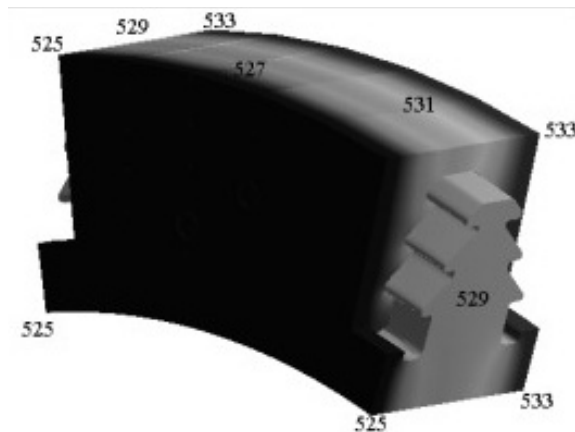


Рис. 2

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

На рис. 3 наведено розподіл еквівалентних напружень в замковому з'єднанні.

Отримані результати засвідчили значний вплив температурної складової на загальний НДС. Значний приріст напружень в порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні задачі в пружній постановці [24], викликаний не стільки градієнтом температур, скільки різними за величиною коефіцієнтами температурного розширення матеріалів, що застосовуються в замковому з'єднанні. Так, найбільший за величиною коефіцієнт температурного розширення має сплав ХН70ВМЮТ (штифти), а найменший – сталь EI-415 (диск). Температурне розширення при нагріванні одних елементів в з'єднанні є більшим за своєю величиною від розширення інших, що, в результаті, стає причиною появи додаткових температурних напружень. Максимальний рівень еквівалентних напружень по Мізесу перевищує 2800 МПа, що свідчить про появу пластичних деформацій.

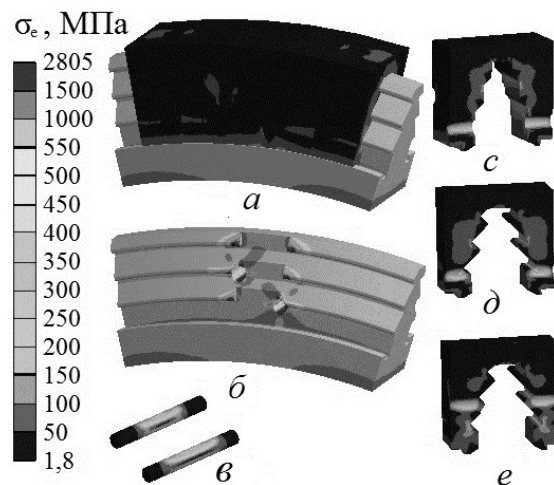


Рис. 3

Результати розподілу контактних напружень по опорних поверхнях лопаток в замковому з'єднанні, як і у випадку розв'язання задачі в пружній постановці без урахування впливу температурних напружень [24], характеризуються нерівномірністю розподілу напружень по поверхнях. Однак, при розв'язанні задачі з урахуванням впливу температурних деформацій найбільш навантаженою виявилася 3-тя пара опор-

них площадок. Так, загальна картина розподілу навантажень по опорних поверхнях передзамкової лопатки (з верхнім штифтом) така: верхня пара – 23% (від загального рівня), середня пара – 34%, нижня пара – 43%, що має явні відмінності від результатів розрахунку без урахування впливу температурних деформацій, де найбільш навантаженою парою опорних площадок була середня. Як і при розв’язанні задачі без урахування впливу температурних напружень, має місце відмінність у величинах контактних тисків по опорних поверхнях передзамкових лопаток з різним розташуванням штифтів по радіусу.

§2. Аналіз НДС замкового з’єднання робочих лопаток при пластичному деформуванні.

Для аналізу НДС з урахуванням впливу пластичного деформування елементів в з’єднанні застосовувалась теорія пластичної течії. Має місце складний напружений стан, при якому теорія пластичної течії добре узгоджується з експериментальними даними. При цьому повна деформація матеріалів в з’єднанні є сумою пружної, пластичної та температурної деформацій. Рівняння повної деформації виглядатиме, як

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_{pl} + \varepsilon_{th},$$

де ε_{pl} – пластична складова повної деформації.

У відповідності до теорії пластичної течії, компоненти приросту пластичних деформацій $d\varepsilon_{ij}^{pl}$ визначалися за співвідношенням

$$d\varepsilon_{ij}^{pl} = \lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}},$$

де σ_{ij} – компоненти тензора напружень; λ – деякий позитивний скалярний множник; F – поверхня течії.

Для опису кривих деформування матеріалів в замковому з’єднанні використовувалися два типи апроксимації:

- білінійна апроксимація;
- мультилінійна апроксимація.

2.1. Білінійна апроксимація кривих деформування.

При використанні білінійної апроксимації нахил першої ділянки кривої деформування визначався на основі пружних характеристик матеріалів [27]

$$\operatorname{tg} \alpha = E,$$

де E – модуль пружності.

Нахил другої ділянки визначався шляхом використання границі текучості матеріалу σ_τ і дотичного модуля E_τ

$$E_\tau = \operatorname{tg} \alpha_\tau = 0,35mE,$$

де m – показник зміцнення матеріалу

$$m = 0,75 \frac{\ln(S_k / \sigma_\tau)}{\ln\left(\frac{1}{0,2 \cdot 10^{-2} + \sigma_\tau / E} \ln \frac{100}{100 - \varphi}\right)},$$

Тут S_k – дійсний опір розриву

$$S_k = \sigma_\sigma (1 + 1,4(\varphi / 100)),$$

де φ – відносне звуження; σ_σ – границя міцності матеріалу.

2.2. Мультилінійна апроксимація кривих деформування.

В даній роботі з метою порівняння крім білінійної була використана мультилінійна апроксимація, яка дозволяє більш точно задати входні дані, а саме: характеристику пластичного деформування – криву деформування матеріалу. Для опису кривих деформування матеріалів за допомогою мультилінійної апроксимації було використано від 7 до 10 рівномірно розподілених точок, що відображають залежність пластичної деформації від напруги [29].

2.3. Аналіз отриманих результатів.

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

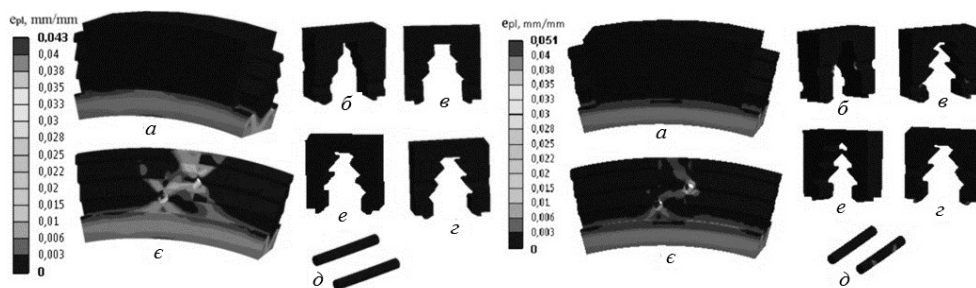


Рис. 4

На рис 4. наведено результати розв'язання у вигляді розподілу сумарних пластичних деформацій з використанням білінійної та мультилінійної апроксимацій по елементам в з'єднанні, де *a* – замкове з'єднання; *б* – замкова лопатка; *в* – передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; *г* – передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; *д* – штифти; *е* – робоча лопатка; *є* – диск.

Для проведення якісної оцінки характеру розподілу сумарних пластичних деформацій по замковому з'єднанню використано однакову кольорову шкалу рівня. Аналізуючи отримані результати бачимо, що характер розподілу сумарних пластичних деформацій, що в першому, що в другому випадку – дуже близькі та однаково відображають зони з максимальним рівнем деформацій. При цьому верхній рівень самих деформацій дещо відрізняється. У разі використання мультилінійної апроксимації (справа) отримано верхню межу, яка складає 0,051 мм/мм, що перевищує верхнє значення, отримане при використанні білінійної апроксимації (зліва) – 0,043 мм/мм.

В обох випадках максимальний рівень залишкових пластичних деформацій спостерігається в отворів у диску під установку штифтів, які фіксують замкову лопатку (рис. 4, *д*). Нагадаємо, що рівень еквівалентних напружень при розв'язанні задачі термопружності в цій зоні досягав 2800 МПа. Бачимо, що по мірі віддалення від отворів, рівень пластичних деформацій знижується нерівномірно, демонструючи напруженість частини диска по замковій лопатці. Так, найбільш zdeформованими є області між отворами, область верхньої частини диска під замковою лопаткою, а також радіусні переходи біля основи диска і реборд. У іншій частині диска і усього замкового з'єднання рівень пластичних деформацій є невисоким та не перевищує 0,002 мм/мм.

В результаті розрахункових досліджень отримано розподіл еквівалентних напружень по елементах в замковому з'єднанні (рис. 5), де: *a* – замкове з'єднання; *б* – диск; *в* – замкова лопатка; *г* – передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; *д* – робоча лопатка; *є* – передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; *е* – штифти.

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

Отриманий розподіл еквівалентних напружень в замковому з'єднанні робочих лопаток має складний просторовий характер. Представлена картина є результатом перерозподілу напружень внаслідок пластичного деформування матеріалу диска – сталі 20Х3МФА. Видно, що, не дивлячись на значне зниження рівня еквівалентних напружень в замковому з'єднанні робочих лопаток, мають місце зони з рівнем напружень, вище значення границі текучості при робочій температурі – $\sigma_T = 450$ МПа. В обох варіантах розв'язку це є область навколо і вище отворів під установку штифтів, а також область галтельних переходів реборд і основи диска.

Максимальний рівень еквівалентних напружень для варіанту з використанням білінійної апроксимації досягає 747 МПа, мультилінійної – 771 МПа.

Бачимо, що числові значення максимальних еквівалентних напружень для обох варіантів розв'язку є досить близькими. Відмінність становить менше 25 МПа, або близько 3%. При цьому слід звернути увагу на відмінність в характері розподілу еквівалентних напружень по замковому з'єднанню. Так, порівнюючи отримані результати, бачимо, що для випадку з використанням білінійної апроксимації має місце менш виражений градієнт рівня еквівалентних напружень.

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

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

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

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

У табл. 1 приведено результати розподілу контактних напружень на опорних поверхнях лопаток у замковому з'єднанні при використанні зазначених вище варіантів апроксимації кривих деформування. Для зручності виконання аналізу отриманих результатів опорні поверхні пронумеровано таким чином: верхня пара опорних поверхонь – 1-а пара, середня – 2-а пара, нижня – 3-я пара.

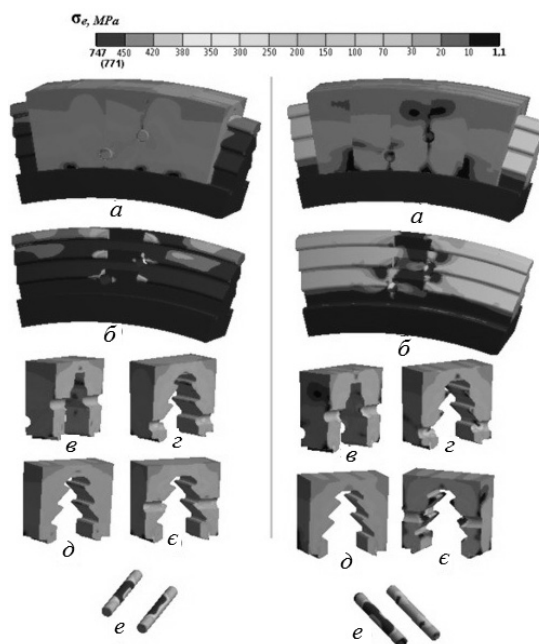


Рис. 5

Таблиця 1

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

Представлені результати розподілу контактних напружень по опорним поверхням хвостів лопаток дозволяють оцінити зміну характеру контактної взаємодії даних лопаток з диском у з'єднанні в порівнянні з результатами, отриманими при розв'язанні термопружної задачі. Бачимо, що найбільший рівень контактних напружень спостерігається на 3-й парі опорних поверхонь лопаток. Як і в разі розв'язання задачі термопружності, максимум досягається з боку отвору під додаткову штифтовку та, головним чином, залежить від положення штифта по висоті. Зміна контактних напружень на передзамкових лопатках характеризується вираженим градієнтом по всіх опорних поверхнях.

Наведені в табл. 1 числові значення дозволяють побачити картину розподілу контактних напружень по опорним поверхням лопаток у замковому з'єднанні при пластичному деформуванні. Крім того, наведені результати дозволяють виконати порівняльний аналіз варіантів розв'язку при використанні різних підходів до апроксимації кривих деформування. Варто відзначити, що різниця між отриманими результатами є незначною. Порівнюючи абсолютні значення контактних напружень по опорним поверхням, маємо максимальну відмінність 30 МПа для 3-ї пари опорних поверхонь передзамкової лопатки з верхнім розташуванням фіксуючого штифта. В середньому по поверхнях відмінність не перевищує 10 МПа. При цьому відсотковий розподіл зусиль відрізняється менш ніж на 5%. В тому і іншому випадках найбільш напруженою є 3-я пара опорних поверхонь, найменш напруженою – 1-а пара.

§3. Аналіз НДС замкового з'єднання робочих лопаток при повзучості.

Повзучість матеріалів замкового з'єднання робочих лопаток з диском визначалася в даній роботі з використанням моделі зі зміцненням [1, 11, 17]. Ця модель дозволяє врахувати змінну і постійну складові повзучості. Пошкоджуваність матеріалів та циклічність навантажень в роботі не розглядалися [26]. В даній роботі оцінюється можливість та причини поломки замкового з'єднання за короткий термін напруження турбіною (50 тис. год.). Даний період характеризувався стабільним характером навантаження та малим числом пусків-зупинок (< 30).

Рівняння повзучості інтегруються за явною схемою Ейлера [28], яка є ефективною при малих значеннях накопиченої деформації повзучості. Повна деформація матеріалів в з'єднанні визначається як [17]

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_{pl} + \varepsilon_{th} + \varepsilon_{cr},$$

де ε_{cr} – деформація повзучості.

Еквівалентна деформація повзучості знаходиться як скалярна величина з рівняння [17]

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

де $C_1, \dots, C_4$ – константи моделі повзучості, що характеризують матеріал елементів;
 σ_e – еквівалентні пружні напруження; t – час; T – температура.

Набір коефіцієнтів $C_1, \dots, C_4$ для всієї області експериментальних даних залежить не тільки від температури, але і від рівня напружень і тривалості випробування [17]. Для знаходження вказаних коефіцієнтів в даній роботі була проведена двовимірною апроксимація експериментальних кривих повзучості. Це здійснено на основі використання методу найменших квадратів [8], що полягає у 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 використано чотири криві повзучості, що відповідають температурам 500°C, 550°C: дві – для сталі 20Х3МВФ (диск) і дві – для сталі 15Х12ВНМФ (лопатки) [29]. Отримані значення коефіцієнтів наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Матеріал	Т, °С	Коефіцієнти моделі повзучості			
		C_1	C_2	C_3	C_4
20Х3МВФ (EI-415)	500	1,975E-13	1,0378	– 0,816	0,5
	550	1,47E-13	1,0875	– 0,816	0,5
15Х12ВНМФ	500	2,72E-12	0,93	– 0,78	0,5
	550	3,2E-12	0,95	– 0,82	0,5

Розрахунки НДС замкового з'єднання при повзучості проводились до 250 тис. годин напрацювання турбіни. За початковий момент $t = 0$ приймався початок експлуатації турбіни при її повному навантаженні, при цьому напружено-деформований стан вважався пружним.

На рис. 6 наведено результати для окремих ділянок елементів з'єднання, де під час експлуатації спостерігались тріщини [2]: в місцях радіусних переходів біля основи грибка диска та зони навколо отворів для штифтів.

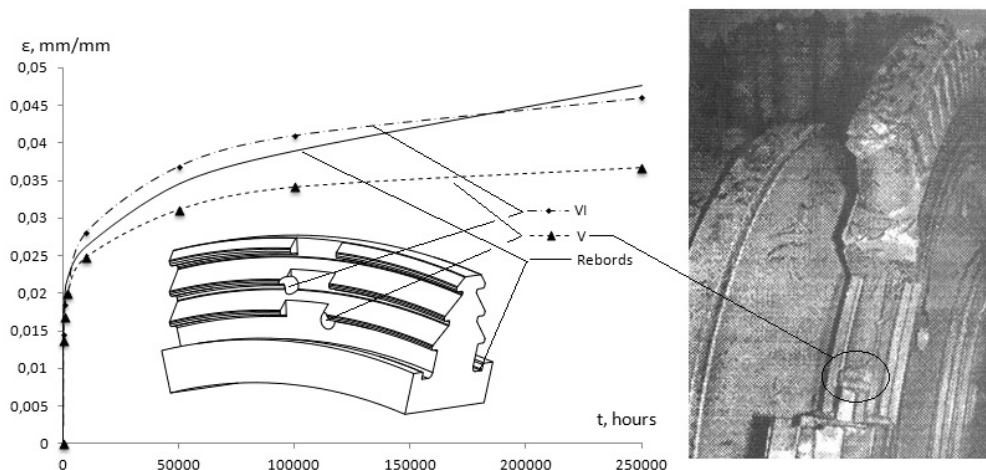


Рис. 6

З результатів, представлених на рис. 6 випливає, що значення еквівалентних деформацій повзучості на представлених ділянках на початковому етапі роботи конструкції (близько 100 год.) перевищує 1%, або 0,01 мм/мм. На момент експлуатації 50000 год., що відповідає часу напрацювання турбіни до зазначеної вище поломки [1], рівень де-

формацій становить 0,03 – 0,035 мм/мм. Згідно з отриманими результатами, при напруженні замковим з'єднанням 250000 год., рівень деформацій повзучості для зазначених ділянок досягав би 0,047 мм/мм.

Результати розподілу контактних напружень σ на поверхнях взаємодії елементів з'єднання при повзучості представлено згідно з позначеннями на рис. 1. Цифри (I – VI) відображають номер поверхні взаємодії. Точки контакту на поверхнях позначено як p_N ($N = 1, \dots, 5$).

Представлені на рис. 7 результати на прикладі передзамкової лопатки з верхнім штифтом дозволяють розглянути зміну розподілу контактних напружень за часом при повзучості. Результати наводяться для різного часу напруження від 0 до 250000 год. (згідно з позначеннями зображених кривих на рис. 7).

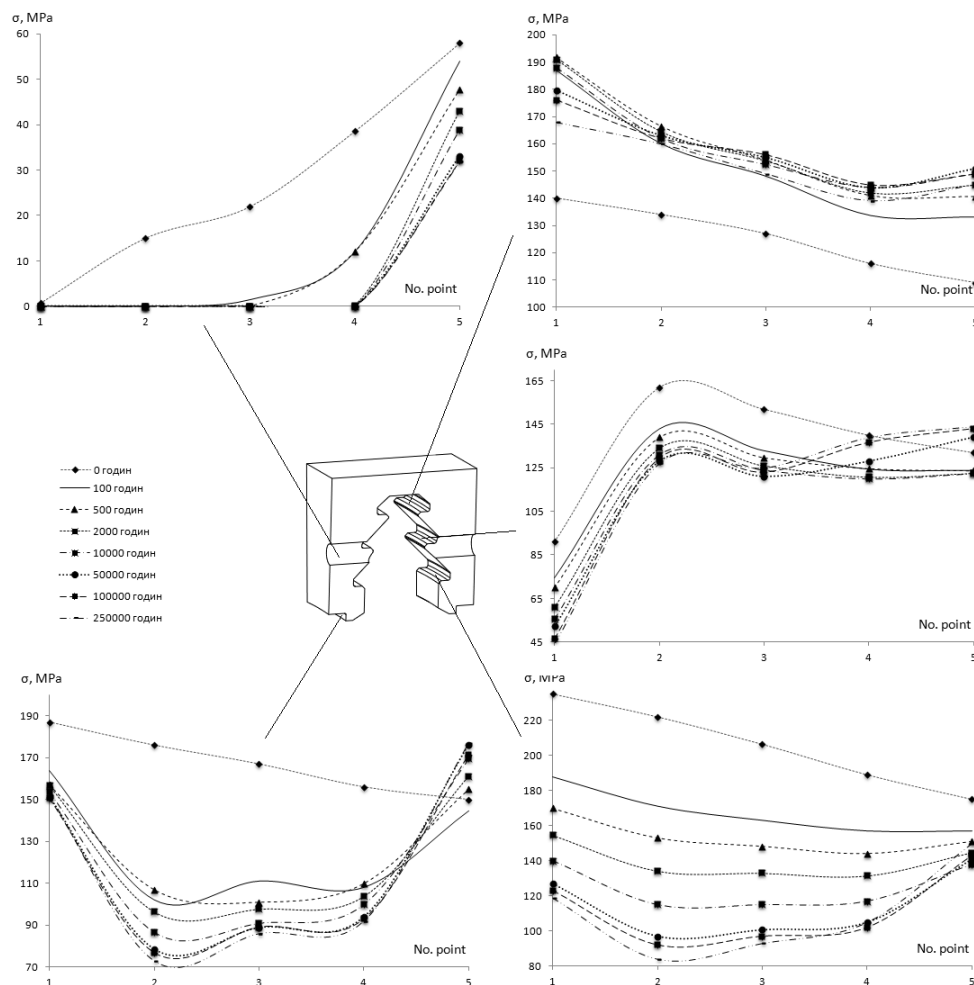


Рис. 7

Отримані результати свідчать, що на початку експлуатації найбільш напруженою є нижня пара опорних поверхонь (поверхня III згідно зі схемою на рис. 1). Рівень напружень на даній парі поверхонь при повному навантаженні в пружній постановці склав 180 – 230 МПа. Наявність діапазону 50 МПа пов'язано, перш за все, з додатковим навантаженням від сусідньої замкової лопатки. Так, точка 5, якій відповідає рівень 180 МПа, знаходиться зі сторони замкової лопатки.

Відмітимо, що в процесі деформування рівень напружень в крайніх точках поверхні III поступово вирівнюється. Так, при напрацюванні 2000 год., рівень напружень в точках 1 та 5 майже однаковий. Подальше деформування призводить до збільшення рівня напружень в точці 5 до 150 МПа при 50 тис. год. і до 170 МПа при 250 тис. год. та до зменшення в точці 1 до 130 МПа та до 120 МПа, відповідно.

В процесі деформування має місце зміна розподілу контактних напружень і по точкам 2 – 4 поверхні III. Так, в точках 2 – 4 при напрацюванні 2000 год. відбувається поступове зниження рівня контактних напружень. Варто відзначити значне зниження напружень в точці 2 при напрацюванні 250 тис. год., де їх рівень складає 82 МПа. Подібний характер зниження рівня напружень має місце в точці 2 на середній опорній поверхні II та боковій поверхні IV (реборда). Отримана картина розподілу контактних напружень з поступовим зменшенням їх рівня в середині опорних поверхонь викликана, перш за все, згинальними деформаціями лопатки в тангенціальному (коловому) напрямку. Зазначені згинальні деформації повзучості викликані навантаженням від замкової лопатки. При цьому спостерігається поступове зменшення п'ятна поверхні контакту VI (поверхня взаємодії з верхнім штифтом). Точка 1 знаходиться на зовнішній стороні лопатки, точка 4 – на внутрішній стороні лопатки (біля опорних поверхонь). Зменшення рівня навантаження поверхні VI компенсується збільшенням рівня навантаження поверхні I. З аналізу представлених графіків для точок поверхні VI випливає, що в результаті деформування лопатки зона контакту зменшується зі 100% (в пружній постановці (при початковому навантаженні)) до 20% – 250 тис. год. напрацювання. При цьому зменшення зони контакту по поверхні VI супроводжується зменшенням максимального рівня контактних напружень в точці 4 з 60 МПа до 30 МПа.

При оцінці термонапруженого стану замкового з'єднання з врахуванням деформацій пластичності [10, 16] було відзначено вплив місця розташування штифта на характер розподілу контактних напружень по опорних поверхнях передзамкових лопаток. З отриманих результатів розподілу контактних напружень в лопатці з нижнім штифтом (рис. 5, б) можна відмітити характер впливу місця розташування штифта на зміну розподілу напружень в порівнянні з лопаткою (рис. 5, а). Так, як і для лопатки з верхнім штифтом, найбільш напруженою в пружній постановці (при $t = 0$ год. напрацювання) є нижня опорна поверхня III. Проте має місце суттєва різниця в отриманих результатах. Так, в початковий момент $t = 0$ год. рівень контактних напружень в точці 1 (точка на поверхні зі сторони штифта) є мінімальним на всіх трьох опорних поверхнях. Значення напружень на поверхні I дорівнює 110 – 130 МПа для точок 1 – 5. Спостерігається суттєва різниця в порівнянні з лопаткою (рис. 5, а), де більш напруженою є точка 1. Крім того, має місце зниження рівня контактних напружень в точці 1 в порівнянні з іншими точками поверхні III. Так, на початку процесу значення напружень в точці 1 дорівнюють 107 МПа, в точках 2 – 5 – біля 185 МПа.

Характер розподілу контактних напружень по опорних поверхнях передзамкової лопатки з верхнім штифтом суттєво змінюється під впливом деформацій повзучості. Деформація лопатки в тангенціальному напрямку супроводжується зменшенням зони контакту зі штифтом (поверхня V). Зона контакту по всій поверхні поступово зменшується з 100% (при максимальних значеннях напружень в точці 5 – 70 МПа при 0 год.) до 20% з рівнем 30 МПа (при 250 тис. год.). Зниження навантаження на поверхнях V та III супроводжується нерівномірним навантаженням поверхонь I і II. Найбільший приріст контактних напружень спостерігається з внутрішньої сторони лопатки. Значення напружень в точці 1 на поверхні I зросли з 110 МПа (при 0 год.) до 197 МПа (250 тис. год.) та з 130 МПа до 230 МПа на поверхні II.

Висновок.

В представлений роботі виконано оцінку НДС замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеню середнього тиску турбіни К-500-240. Для досягнення поставленої мети використано методику, що базується на розрахунково-послідовному визначенні термонапруженого, пружно-пластичного станів та повзучості системи з використан-

ням тривимірних моделей елементів замкового з'єднання та на порівнянні отриманих результатів з характеристиками міцності матеріалу елементів.

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

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

В роботі запропоновано методику оцінювання характеру контактної взаємодії елементів при врахуванні впливу повзучості. Отримано результати у вигляді розподілу деформацій повзучості та контактних напружень на поверхнях взаємодії елементів у замковому з'єднанні.

Отримані результати розрахунків дозволили визначити перевищення граничного рівня деформацій повзучості вже після перших тисяч годин напрацювання та перевищення критичного рівня після 50 тис. год. Після вказаного напрацювання спостерігалось пошкодження конструкції замкового з'єднання при експлуатації.

Представлені в роботі результати дозволили проаналізувати перерозподіл контактних напружень між елементами у замковому з'єднанні робочих лопаток грибовидного типу за період напрацювання 250 тис. год. Для уточнення отриманих результатів при такому напрацюванні турбіни доцільно врахувати вплив циклічної складової навантаження на повзучість та оцінити накопичення пошкоджуваності за скалярним та векторним параметрами при наявності необхідних характеристик матеріалу складових конструкції.

РЕЗЮМЕ. Методом скінченних елементів розв'язано задачу про напружено-деформований стан замкового з'єднання робочих лопаток циліндра середнього тиску парової турбіни для надкритичних параметрів пари (понад 240 атм і 565 °С). Розв'язання задачі здійснюється шляхом використання скінченно-елементного програмного комплексу. Запропонована методика передбачає поетапне визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання лопаток ротора під впливом різних факторів, тривимірну постановку задачі, контактну взаємодію елементів, температурні навантаження, деформування елементів під впливом пластичності та повзучості. Для опису напружено-деформованого стану з урахуванням впливу пластичного деформування елементів у з'єднанні використано теорію пластичної течії. Описано результати дослідження впливу повзучості на напружено-деформований стан замкового з'єднання. Представлені результати свідчать, що найбільший приріст деформацій повзучості відбувся протягом перших 50 тис. годин. Показано зміну характеру та рівня контактних напружень на опорних поверхнях елементів з'єднання.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: турбіна, замкове з'єднання, робоча лопатка, напружений стан, контактна взаємодія, повзучість.

1. Гришин Н.Н., Губский А.Н., Пальков С.А., Пальков И.А. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин // Вестник НТУ «ХПИ»: Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. – № 12. – С. 98 – 103.
2. Методические указания по исследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций: РД 153-34.1-17.424-2001. – Москва: ОАО «ВТИ», 2002. – 82 с.
3. Угодчиков А.Г., Кузнецов А.М., Бунькова Н.С. Определение напряженного состояния в замковых соединениях типа «елочка» дисков турбин и компрессоров // Машиноведение. – 1972. – № 2. – С. 50 – 51.
4. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Зайцев Б.Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований). – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG., 2011. – 370 с.

5. *Alamos F., Philo M., Go D., Schmid S.* Asperity Contact under Creep Conditions // *Tribology International*. – 2021. – N 160. – P. 39 – 48.
6. *Appel S., Wijker J.* Physics of Thermoelastics. In: *Simulation of Thermoelastic Behaviour of Spacecraft Structures*. Springer Aerospace Technology. – Cham: Springer, 2022. – 399 p.
7. *Babeshko M., Savchenko V.* Elastoplastic Axisymmetric Stress–Strain State of Thin Shells Made of Materials with Different Compressive and Tensile Moduli // *Int. Appl. Mech.* – 2021. – **57**, N 4. – P. 414 – 423.
8. *Chekurin V., Postolaki L.* Application of the Least Squares Method in Axisymmetric Biharmonic Problems // *Mathematical Problems in Engng.* – 2016. – Article ID 3457649. – P. 1 – 9.
9. *Dettori S., Maddaloni A., Galli F., Colla V., Bucciarelli F., Checcacci D., Signorini A.* Steam Turbine Rotor Stress Control through Nonlinear Model Predictive Control // *Energies*. – 2021. – **14**, N 13: 3998. – P. 11 – 23.
10. *Golub V., Pavlyuk Ya., Reznik V.* Analysis of Creep Strains and Stress Relaxation in Thin-Walled Tubular Members Made of Linear Viscoelastic Materials. 1. Superposition of Shear and Volume Creep // *Int. Appl. Mech.* – 2020. – **56**, N 2. – P. 156 – 169.
11. *Innocente J., Diederichs M., Paraskevopoulou C., Aubertin J.* Numerical Investigation of the Applicability of Time-Dependent Models // *RT Conf. Proc. YR 2020 OP ISRM-EUROCK*. – 2020. – 139 p.
12. *Karnaukhov V., Kozlov V., Karnaukhova T.* Parametric Vibrations of a Hinged Thermoviscoelastic Rectangular Piezoelectric Plate with Shear Strains and Dissipative Taken Into Account // *Int. Appl. Mech.* – 2020. – **56**, N 3. – P. 334 – 339.
13. *Koval'chuk S., Goryk A., Zinkovskii A.* Analytical Solution of the Problem of Thermoelastic Deformation of a Nonuniformly Rotating Multilayer Disk // *Int. Appl. Mech.* – 2020. – **56**, N 2. – P. 216 – 230.
14. *Li Q., Popov V.* Indentation of flat-ended and tapered indenters with polygonal cross-sections // *Fachta Universitatis, series: Mech. Engng.* – 2016. – N 14. – P. 241 – 249.
15. *Lugovyi P., Shugailo O., Kruglii Ya.D., Moskalishin R.* Effect of Defects on the Stress–Strain State of Heat-Exchange Tubes of Steam Generators // *Int. Appl. Mech.* – 2021. – **57**, N 2. – P. 184 – 195.
16. *Lvov G., Beschtnikov D.* Modeling of the Contact Interaction Between Steel Pipe and Composite Bandage. In: *Non-destructive Testing and Repair of Pipelines*. – Cham: Springer, 2018. – P. 339 – 351.
17. *Naumenko K., Altenbach H.* Modeling of Creep for Structural Analysis. *Foundations of Engng. Mechanics*. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2007. – 220 p.
18. *Okereke M., Keates S.* Finite Element Mesh Generation: A Practical Guide to the FEM Process. – Berlin: Springer, 2018. – 496 p.
19. *Palkov I., Palkov S.* Stress Strain State of Steam Turbine Components under Plastic Deformation // *Nuclear and Radiation Safety*. – 2020. – **4**, N 88. – P. 14 – 17.
20. *Palkov I., Shulzhenko M.* Stress-strain state of steam turbine lock joint under plastic deformation // *J. of Mech. Engng.* – 2020. – **23**, N 4. – P. 28 – 37.
21. *Popov V., Heß M., Willert E.* Handbook of Contact Mechanics: Exact Solutions of Axisymmetric Contact Problems. – Berlin: Springer, 2019. – 347 p.
22. *Popov V., Pohrt R., Li Q.* Strength of adhesive contacts: Influence of contact geometry and material gradients // *Friction*. – 2017. – N 5. – P. 308 – 325.
23. *Scrubbs T.* The role of NDE in the life management of steam turbine rotors // *Insight*. – 2004. – **46**. – P. 529 – 532.
24. *Shulzhenko N.G., Grishin N.N., Palkov I.A.* Stress state of the tool joint of turbine rotor blades // *Problemy Mashinostroeniya*. – 2013. – N 3. – P. 37 – 45.
25. *Sivitski A., Podra P.* Contact Stiffness Parameters for Finite Element Modeling of Contact // *Key Engng. Materials*. – 2019. – N 799. – P. 211 – 216.
26. *Sklepus S.* Creep and Damage of Shallow Shells // *Int. Appl. Mech.* – 2018. – **54**, N 2. – P. 180 – 187.
27. *Svensson I., Salomonsson K.* Mathematical Characterization of the Tensile Deformation Curve of Cast // *Iron Materials. Materials Science Forum*. – 2018. – N 925. – P. 444 – 450.
28. *Tchamwa B., Conway T., Wielgosz C.* An Explicit Scheme for Structural Dynamics Analysis // *Proc. of the ASME 1999 Design Engineering Technical Conf. Vol. 7A: 17th Biennial Conf. on Mechanical Vibration and Noise*. – USA: Las Vegas, Nevada, 1999. – P. 749 – 756.
29. *Wegst M., Wegst C.* *Stahlschlüssel — Key to Steel 2019: Nachschlagewerk Dt./Engl./Franz*. – Marbach: Stahlschlüssel-Verlag, 2019. – 978 p.

Надійшла 07.07.2022

Затверджена до друку 28.03.2023