

## ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

### Секція 4 ДИНАМІКА, МІЦНІСТЬ, БЕЗПЕКА РОБОТИ І ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС ЕНЕРГОУСТАНОВОК

УДК 621.125

#### ПРОЧНОСТЬ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ГРУППЫ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В УСЛОВИЯХ ПОЛЗУЧЕСТИ МАТЕРИАЛА

**Пальков И. А.**

АО «Турбоатом», Харьков, Украина  
E-mail: igorpalkov@i.ua@gmail.com

При длительном нагружении деталей турбин, эксплуатация которых протекает при повышенных температурах, возникают необратимые деформации, в результате чего напряжения могут изменяться во времени. Это явление изменения во времени деформаций и напряжений, возникающих при нагружении, называют ползучестью.

В практике эксплуатации турбомашин известно много случаев, когда за счет ползучести деформации деталей достигали таких величин, при которых нарушались условия нормальной эксплуатации агрегатов. Так при эксплуатации турбины К-500-240 вследствие ползучести диска 1-й ступени ротора среднего давления образовалась трещина, которая привела к отрыву части обода диска с 6-ю лопатками [1].

Для установления полной картины нагружения и выработки рекомендаций выполнены расчетные исследования прочности замкового соединения по моделям, учитывающим контактное взаимодействие элементов при ползучести.

В работе представлена методика обработки и аппроксимации имеющихся в литературе экспериментальных кривых ползучести. Приведены результаты аппроксимации для сталей в соединении.

Излагаются результаты исследования напряженно-деформированного состояния соединения в диске турбины и анализа контактного взаимодействия элементов хвостового соединения в районе замковой лопатки при ползучести. При этом использовались стандартные комплексы на основе МКЭ, задача решалась в трехмерной постановке. Осуществлен анализ перераспределения напряжений в зоне разрушения, возникающих при взаимодействии элементов замкового соединения с течением времени.

Получена картина распределения напряжений и деформаций, указывающая на целесообразность решения задачи с учетом влияния деформаций ползучести. Анализ контактных давлений позволил качественно оценить степень нагрузки, приходящуюся на опорные площадки и фиксирующие штифты и объяснить образование трещин в рассматриваемом соединении.

#### **Литература**

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

## **РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА НАПРЯЖЕНИЙ В СТАТОРНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

**Пальков С. А.**

АО «Турбоатом», Харьков, Украина

E-mail: sergpalkov@gmail.com

Эксплуатация паровых турбин в условиях возрастающей неравномерности графика энергопотребления свидетельствует, что надежность и маневренность энергоблоков существенно зависят от уровня напряжений, возникающих в корпусных деталях турбин.

Объектом исследования в данной работе являются высоконапряженные статорные элементы цилиндров высокого давления (ЦВД) существующих турбин К-325-23.5 и К-540-23.5, работающих на высоких параметрах пара.

Цель работы – определение особенностей в напряженном состоянии статорных элементов цилиндров для выработки предложений по повышению их надежности и устранению проблемных вопросов, возникающих при эксплуатации этих турбин.

Уточненное расчетное определение напряжений во внутреннем корпусе и диафрагмах ЦВД, имеющих сложную пространственную форму и работающих в условиях сложного силового и теплового нагружения, позволяет оценить влияние ряда факторов. Эти факторы определяют особенности напряженного состояния, которые нельзя установить на основе применявшихся ранее моделей из-за их неполноты, приближенности формирования граничных условий и использования физико-механических свойств материалов.

Решение задачи в трехмерной постановке позволило оценить степень влияния различных геометрических концентраторов напряжений. Проведена оценка практической пригодности примененных расчетных моделей и методик для определения максимальных величин напряжений и деформаций в статорных элементах ЦВД.

Полученный характер распределения напряжений хорошо отображает места, где согласно статистике обнаруженных дефектов в течение длительного времени при эксплуатации турбины возникали трещины, что подтверждает достоверность полученных в ходе решения задачи о напряженном состоянии статорных элементов в трехмерном виде по методу конечных элементов результатов.

Представленная технология опережающих численных исследований позволяет провести базовый комплекс прочностных и термопрочностных исследований высоконапряженных статорных элементов паровых турбин.

### **Литература**

1. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. Л.: НПО Центральный котлотурбинный ин-т, 1986. 32 с.

## **ВЛАСНІ І ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ ЛОПАТЕЙ ГІДРОТУРБІН З УРАХУВАННЯМ ГІДРОПРУЖНОЇ ВЗАЄМОДІЇ З РІДИНОЮ**

<sup>1</sup> Линнік О. В., <sup>1</sup> Зеленська О. М., <sup>1</sup> Душин О. В., <sup>1</sup> Дегтярьов К.Г.,  
<sup>2</sup> Стрельнікова О. О.\*, <sup>2</sup> Гнітько В. І.\*\*

<sup>1</sup> АТ «Турбоатом», Харків, Україна  
E-mail: lynnyk@turboatom.com

<sup>2</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна  
E-mail: lynnyk@turboatom.com.ua; elena15@gmx.com\*; gnit@ipmach.kharkov.ua\*\*

Розроблені теоретичні основи та методологія для визначення напружено-деформованого стану, частот та форм вільних коливань лопатей поворотно-лопатевих гідротурбін з урахуванням їх гідропружної взаємодії з рідиною. Розроблено окремий модуль для визначення гідравлічного навантаження на лопаті для сталих режимів роботи. Розрахункова модель лопаті передбачає наявність фланцю з отворами під кріплення, а також визначення крутного моменту, осьової та окружної сили на лопатях від гідравлічного навантаження для можливості контролю навантаження і, при необхідності, його коригування. Здійснено узагальнення методики на аналіз вимушених коливань лопатей.

# НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН БАГАТОШАРОВОГО АНІЗОТРОПНОГО ДИСКУ, ЩО ОБЕРТАЄТЬСЯ З ПРИСКОРЕННЯМ

Ковальчук С. Б., Горик О. В.

Полтавська державна аграрна академія, Полтава, Україна  
E-mail: stanislav.kovalchuk@pdaa.edu.ua, oleksii.goruk@pdaa.edu.ua

У механізмах енергетичних машин досить поширені деталі у вигляді кругових дисків, які обертаються з великою кутовою швидкістю і прискоренням у рівномірному або радіально змінному температурному полі. Диски компресорів і турбін є одними з найважливіших деталей газотурбінних енергетичних установок і від досконалості їх конструкції в значній мірі залежить надійність та техніко-економічні характеристики усієї машини. Удосконалення таких деталей можливе, зокрема, шляхом застосування для їх виготовлення композитних матеріалів, а також шляхом чергування шарів різних матеріалів у радіальному напрямку. Однак ефективне проектування таких дисків вимагає наявності достовірних моделей їх напружено-деформованого стану (НДС), а рівень розвитку аналітичних розв'язків для дискретно-неоднорідних багатошарових дисків в умовах дії зовнішніх навантажень різної природи є недостатнім.

У більшості відомих робіт, наприклад [1-4], розглядаються однорідні і неперервно-неоднорідні ортотропні та ізотропні диски. Водночас умова циліндричної ортотропії накладає суттєві обмеження на структурну будову композитного шару, які можна зняти розглядаючи загальний випадок багатошарового диску із циліндрично-анізотропними шарами. Розв'язання такої задачі дозволить розглядати різні напрями армування у площині диску для композитних шарів, хоча і зі збереженням вісесиметричності фізико-механічних характеристик.

У ході проведеного дослідження розглянуто багатошаровий плоский диск постійної товщини  $b \ll h$ , який обертається зі змінною кутовою швидкістю  $\omega = \omega(t)$  у вісесиметричному температурному полі навколо осі  $Oz$  (рис. 1). Шари диску однорідні або неперервно-неоднорідні з циліндричною анізотропією (вісь анізотропії співпадає з  $Oz$ ) і градієнт температури у межах шару не впливає на зміну фізико-механічних характеристик його матеріалу.

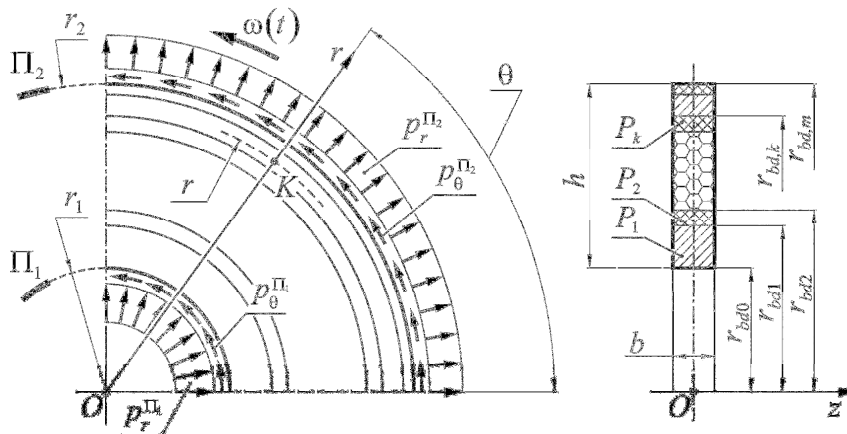


Рис.

На внутрішній та зовнішній циліндричних поверхнях  $\Pi_\zeta$  ( $\zeta = 1, 2$ ) діють рівномірні нормальне  $p_r^{\Pi_\zeta}$  та дотичне  $p_\theta^{\Pi_\zeta}$  навантаження (рис.). Різниця температури у точках диска до і після прикладання теплового навантаження змінюється за відомим законом  $\Delta T = \Delta T(r)$ .

Із застосуванням допущення про узагальнений плоский НДС диска, розв'язок поставленої задачі був отриманий як аналітичний розв'язок системи рівнянь плоскої задачі теорії пружності

анізотропного тіла у полярній системі координат, в якій фізичні залежності були застосовані у формі

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \mu_{11}^a \sigma_r + \mu_{12}^a \sigma_\theta + \mu_{16}^a \tau_{r\theta} + \mu_{11}^\vartheta \Delta T, & \varepsilon_\theta &= \mu_{12}^a \sigma_r + \mu_{22}^a \sigma_\theta + \mu_{26}^a \tau_{r\theta} + \mu_{12}^\vartheta \Delta T, \\ \gamma_{r\theta} &= \mu_{16}^a \sigma_r + \mu_{26}^a \sigma_\theta + \mu_{66}^a \tau_{r\theta} + \mu_{16}^\vartheta \Delta T,\end{aligned}\quad (1)$$

де  $\mu_{ij}^s = \mu_{ij}^s(r)$  – функції розподілу пружних властивостей та коефіцієнтів лінійного температурного розширення неоднорідного матеріалу диску:

$$\mu_{ij}^s = \sum_{k=1}^m \left( s_{ij}^{[k]} \left( H(r - r_{bd,k-1}) - H(r - r_{bd,k}) \right) \right), \quad s = a, \vartheta, \quad (2)$$

де  $r_{bd0} = r_1$ ,  $r_{bd,m} = r_2$  – радіуси кривизни внутрішньої ( $\Pi_1$ ) і зовнішньої ( $\Pi_2$ ) циліндричних поверхонь диску (рис. 1);  $H(r)$  – функція Хевісайда.

Розв'язанням диференціальних рівнянь рівноваги отримані співвідношення для дотичних  $\tau_{\theta r}$  та колових напружень  $\sigma_\theta$ , які залежать від невідомих радіальних напружень  $\sigma_r$ ,

$$\sigma_\theta = \frac{d(r\sigma_r)}{dr} + \mu^p \omega^2 r^2, \quad \tau_{\theta r} = -\frac{d\omega}{dt} \frac{1}{r^2} \int_0^r (r^2 \mu^p) dr + \frac{r_2^2}{r^2} p_\theta^{\Pi_2}, \quad (3)$$

де  $\mu^p = \mu^p(r)$  – функція розподілу щільності матеріалу диска (формується аналогічно (2)).

Послідовне застосування (3) у фізичних залежностях (1) та співвідношеннях Коші, дозволило отримати вирази для переміщень  $u_r, u_\theta$  і визначальне рівняння для напружень  $\sigma_r$ ,

$$\mu_{22}^a r^2 \frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} + \left( 3\mu_{22}^a + r \frac{d\mu_{22}^a}{dr} \right) r \frac{d\sigma_r}{dr} + \left( \mu_{22}^a - \mu_{11}^a + r \frac{d(\mu_{12}^a + \mu_{22}^a)}{dr} \right) \sigma_r = \Phi. \quad (4)$$

На відміну від диску з ізотропними та ортотропними шарами, права частина  $\Phi$  рівняння (4) містить не тільки складові від відцентрових сил та температурних навантажень, а і складову від кутового прискорення

$$\begin{aligned}\Phi &= -\frac{d\omega}{dt} \left[ r \mu_{26}^a \mu^p + \left( \mu_{26}^a + \mu_{16}^a - r \frac{d\mu_{26}^a}{dr} \right) \frac{1}{r^2} \int_0^r (r^2 \mu^p) dr \right] + \omega^2 \left[ r^2 \mu^p (\mu_{12}^a - 3\mu_{22}^a) - r^3 \frac{d(\mu_{22}^a \mu^p)}{dr} \right] + \\ &+ \frac{r_2^2 \tau_{\theta r} |_{r=r_2}}{r} \left[ \frac{\mu_{16}^a + \mu_{26}^a}{r} - \frac{d\mu_{26}^a}{dr} \right] + \left( \mu_{12}^\vartheta - \mu_{11}^\vartheta + r \frac{d\mu_{12}^\vartheta}{dr} \right) \Delta T + r \mu_{12}^\vartheta \frac{d\Delta T}{dr}.\end{aligned}$$

Аналітичний розв'язок рівняння (4) можливий у межах однорідних анізотропних шарів ( $a_{ij}^{[k]} = \text{const}$ ), а також неперервно-неоднорідних, у яких пружні характеристики змінюються за законом:  $a_{ij}^{[k]} = c_{ij}^{a[k]} r^n$  ( $c_{ij}^{a[k]}, n = \text{const}$ ). Разом розв'язки (4) для усіх шарів диску містять  $2m$  невідомих сталих інтегрування, які можуть бути визначені із застосуванням умов абсолютно жорсткого з'єднання шарів та граничних умов на циліндричних поверхнях диску.

Побудований розв'язок може бути безпосередньо застосований для прогнозування міцності та жорсткості багат шарових дисків з анізотропними шарами, а також використаний для побудови прикладних методів визначення НДС обертових дисків на різних режимах роботи.

## Література

1. Chang C. I. Stresses and Displacements in Rotating Anisotropic Disks with Variable Densities. *AIAA Journal*. 1976. 14(1). pp. 116–118.
2. Essa S., Argeso H. Elastic analysis of variable profile and polar orthotropic FGM rotating disks for a variation function with three parameters. *Acta Mech*. 2017. 228(11). pp. 3877–3899.
3. Kordkheili S. A. H., Naghdabadi R. Thermoelastic analysis of a functionally graded rotating disk. *Compos. Struct*. 2007. 79(4). pp. 508–516.

4. Zenkour A. M. Stress distribution in rotating composite structures of functionally graded solid disks. *J. Mater. Process. Technol.* 2009. 209. pp. 3511–3517.

УДК

## ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ КОРОЗІЙНОЇ СТІЙКОСТІ ПАЛИВНИХ ОБОЛОНОК ВОДНО-ВОДЯНИХ ЯДЕРНИХ РЕАКТОРІВ

Кульментьєв О. І., Поліщук А. Ю.

Інститут прикладної фізики НАН України, Суми, Україна

E-mail: nastya.varennikova312@gmail.com

Переважає більшість сучасних реакторів – водно-водяні реактори, у яких оксид урану (UO<sub>2</sub>) спікається в паливні гранули і потім укладається в металеві труби довжиною ~ 4 м (паливна оболонка) зі сплавів на основі Zr.

Матеріали всередині ядра піддаються надзвичайно жорстким умовам: високій напрузі, високій температурі та сильному опроміненню. Паливна оболонка є першим повним бар'єром для утримання радіонуклідів і, таким чином, є одним з найважливіших компонентів безпеки. Після аварії на АЕС «Фукусіма-1». Де внаслідок взаємодії цирконієвих оболонок з водою відбувся викид водню, науковці почали активну шукати шляхи запобігання повторення подібних аварій.

Це пояснює мотивацію для модифікації або відмови цілком від оболонки на основі Zr, щоб зменшити швидкість і загальну кількість тепла, що утворюються в парі з високою температурою, що забезпечує поліпшення часу спрацьовування в умовах аварії. Тепер розглядаються кілька можливостей для цього:

- 1) Застосування звичайних методів модифікації поверхні, таких як іонна імплантація або плазмове електролітичне окислення.
- 2) Прийняття захисного покриття на поверхні сплавів на основі Zr. Відомо, що матеріали, здатні проявляти високу температуру оксидації пари, являють собою хромовані, глиноземні та/або кремнеземні формувачі. Тому будь-яке захисне покриття повинно містити щонайменше один з елементів Cr, Al або Si.
- 3) Розробка стійких до окислення монолітних або шаруватих облицювальних матеріалів, таких як сплави на основі Fe, композити SiC і багат шарові оболонки Mo. У цьому відношенні сплав Fe-Cr-Al виглядає дуже перспективним, оскільки він широко використовується у багатьох галузях промисловості, де необхідна стійкість до високотемпературного окислення, у тому числі середовища, що містять водяну пару, в установках енергії викопного палива.

У доповіді подано короткий огляд поточної ситуації в цій сфері. Особлива увага приділяється сплавам Fe-Cr-Al, що складаються з Cr та Al, розчинених у гратці ВСС Fe, які стабілізують структуру ВСС до температури плавлення матеріалу (~ 1500 ° C). Ці сплави володіють високотемпературною міцністю та стійкістю до окислення. Оцінено діаграми Пурбе (для різних відсоткових співвідношень елементів сплаву), які дозволяють визначити можливість корозії з водневою або кисневою деполяризацією.

## **ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ГРАНИЧНОЇ СЕЙСМОСТІЙКОСТІ ПРИ ОЦІНЮВАННІ КОНСТРУКЦІЙ, СИСТЕМ ТА ЕЛЕМЕНТІВ АЕС ЗА ДОПОМОГОЮ РОЗРАХУНКОВИХ КОМПЛЕКСІВ**

**Мустафін М. А., Рижов Д. І., Шугайло О-р. П.,  
Шугайло О-й. П., Буряк Р. Я., Підгаєцький Т. В.**

Державне підприємство «Державний науково-технічний центр з ядерної  
та радіаційної безпеки», Київ, Україна  
E-mail: tv\_pidhaietskyi@sstc.com.ua, nrs@sstc.com.ua

У рамках виконання заходу № 18101 «Забезпечення сейсмостійкості систем та будівельних конструкцій» розробленої ДП НАЕК «Енергоатом» «Комплексної (зведеної) програми підвищення рівня безпеки енергоблоків атомних електростанцій» для енергоблоків АЕС України було розроблено низку документів з результатами розрахунків сейсмостійкості згідно підходів «ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» та граничної сейсмостійкості (HCLPF) згідно підходів «Методики расчетного анализа сейсмостойкости элементов действующих АЭС в рамках метода граничной сейсмостойкости. МТ-Т.0.03.326-13» (МГС).

Виконання робіт з оцінки запасів сейсмостійкості обладнання та трубопроводів енергоблоків АЕС враховує сучасну національну (документ НП 306.2.208-2016 «Вимоги до сейсмостійкого проектування та оцінки сейсмічної безпеки енергоблоків атомних станцій» та міжнародну практику з оцінки сейсмостійкості АЕС, зокрема рекомендації документу МАГАТЕ «NS-G-2.13. Evaluation of Seismic Safety for Existing Nuclear Installations».

Доповідь присвячена опису окремих аспектів застосування МГС, які були виявлені на основі досвіду виконання експертних повірочних розрахунків конструкцій, систем та елементів АЕС в межах проведення державних експертиз ядерної та радіаційної безпеки.

Розрахунковий аналіз сейсмостійкості елементів діючих АЕС методом граничної сейсмостійкості виконується за допомогою сучасних розрахункових комплексів на основі методу скінчених елементів. За підходами МГС, визначення показника граничної сейсмостійкості HCLPF прийнято виконувати на основі аналізу НДС для зони з максимальним значенням вкладу сейсмічної складової напружень ( $\sigma_s$ ). Водночас, детальний аналіз НДС низки досліджуваних елементів АЕС засвідчив, що вказаний підхід в окремих розрахункових випадках не може вважатися консервативним та потребує додаткового розрахункового аналізу.

В першій частині доповіді детально розглянуте питання диференційованого визначення представницьких перетинів розрахункових моделей в залежності від рівня напружень різних режимів експлуатації для досліджуваних елементів АЕС.

Друга частина доповіді присвячена виявленим в межах проведення експертиз відступам від вимог та підходів МГС в частині визначення коефіцієнту сейсмічного запасу FS для окремих розрахункових випадків, а також запропоновані шляхи усунення вказаних відступів.

## ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ЕКВІВАЛЕНТНОЇ КАМЕРИ ПРИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ У ПРОЦЕСАХ ДЕТОНАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ

Планковський С. І., Шипуль О. В., Заклінський С. О.

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна  
E-mail: s.plank@khai.edu

Обробка продуктами згоряння детонуючих паливних сумішей є одним з найбільш продуктивних процесів фінішного опорядження кромки та очищення поверхонь деталей складної форми [1]. При цьому однією з найбільш актуальних задач для автоматизації цього процесу залишається розробка методів призначення режимів обробки за встановленими показниками якості кромки, яка, в свою чергу, безпосередньо пов'язана з необхідністю визначення величин теплових потоків, які діють на оброблювані деталі в процесі загасання ударних хвиль. Сучасний стан розвитку обчислювальної газодинаміки дозволяє розв'язувати задачі теплообміну практично довільної складності. Це, зокрема, стосується і задач моделювання теплообміну тіл складної форми з хімічно реагуючими потоками в умовах дії ударних хвиль. Але в багатьох практичних задачах такого типу обмежувальним фактором є наявні обчислювальні ресурси. Відповідно до даних сучасних публікацій, присвячених числовому моделюванню теплообміну високошвидкісних газових потоків з твердими тілами товщина поверхневого шару скінчених елементів розрахункової сітки має забезпечувати величину параметру  $y^+ = \rho \Delta u \tau / \mu \approx 1$  [2, 2, 4]. Для випадку дії ударних хвиль в якості  $u_\tau$  необхідно використовувати швидкість детонації використаної паливної суміші  $u_d$ ; як  $\mu$  задавати в'язкість продуктів згоряння при тиску  $P_3$  та температури  $T_3$  згоряння при постійному об'ємі суміші заданого компонентного складу та початкового тиску; значення густини суміші, обчислене за значенням початкового тиску, температури та газової сталої суміші  $\rho = P_3 / R_g T_3$ . Виходячи з цього для задач обчислення теплових потоків при детонаційній обробці товщина пристінкового шару елементів повинна задаватись як  $\Delta y = \mu / \rho u_d$ . У разі розрахунку теплових потоків для деталей з розвинутою поверхнею виконання вказаних умов призводить до значного збільшення обчислювальних ресурсів і часу розв'язання задачі.

В роботах [5, 6] запропоновано спрощений метод визначення теплових потоків при детонаційній обробці. Суть методу полягає в заміні камери згоряння з оригінальною деталлю, яка має складну форму, такою самою камерою з еквівалентною деталлю простої форми. На основі проведених числових експериментів підтверджено придатність цього методу для розрахунку енергетичних характеристик при детонаційній обробці. Відносна похибка визначення часу загасання ударних хвиль складає близько 1%, максимальна похибка обчислення значень осереднених по поверхні оброблюваних деталей теплових потоків не більш ніж 7%. В зазначених роботах не розглядалися задача вибору форми еквівалентної деталі при застосуванні описаного вище способу. Спосіб розв'язання цієї задачі запропоновано в даному дослідженні.

При детонації паливної суміші в камері з встановленою в ній деталлю величина теплових потоків на її поверхні залежить від частоти дії ударних хвиль. Тому при заміні деталі на тіло простої форми потрібно якимось чином забезпечити умову їх рівновіддаленості від стінок камери. Для цього доцільно використовувати умову збереження величини математичного очікування квадрата відстані між точками поверхні деталі  $O_d$  та еквівалентного тіла  $O_T$  з точками внутрішньої поверхні камери  $O_K$ :  $M \left( \|o_{d|T} - o_K\|^2 \right) \rightarrow idem$ . У тривимірному випадку ці умови повинні



формулюватися для тонких оболонок  $\Omega_D$  і  $\Omega_T$ , натягнутих на зовнішню поверхню деталі і еквівалентного тіла.

Для цього необхідним є виконання таких умов:

- центри тяжіння оболонок  $\Omega_D$  і  $\Omega_T$  повинні співпадати;
- $J_x^T = J_x^D \cdot S_T/S_D$ ,  $J_y^T = J_y^D \cdot S_T/S_D$ ,  $J_z^T = J_z^D \cdot S_T/S_D$ , де OX, OY, OZ – головні центральні вісі оболонок  $\Omega_T$  і  $\Omega_D$ , а  $S_T$  та  $S_D$  – їхні площини.

Вибір форми еквівалентного тіла має проводитися в два етапи:

- 1) побудова тіла для якого  $J_x^T = J_x^D$ ;  $J_y^T = J_y^D$ ;  $J_z^T = J_z^D$ ;
- 2) трансформація отриманого тіла шляхом розтягування/стиснення з масштабним коефіцієнтом  $k = \sqrt{S_T/S_D}$ .

При цьому як додаткову умову слід застосовувати вимогу збереження осередненого за поверхню деталі та еквівалентного тіла коефіцієнту тепловіддачі  $\bar{\alpha}_{D/T} \rightarrow idem$ .

Застосування такого підходу дозволяє скоротити кількість скінченних елементів поблизу поверхні теплообміну в  $S_D/S_T$  разів. На практиці в залежності від форми деталі зменшення кількості елементів розрахункової сітки може досягати від 15 до 30 %.

Зазначений підхід може також застосовуватись при розв'язання задач розташування деталей при груповій детонаційній обробці. Для цього можуть використовуватись сучасні методи розв'язання задач оптимальної компоновки з урахуванням обмежень, пов'язаних з наявністю заборонених зон [7]. У випадку застосування у якості критерію розміщення вимоги забезпечення найбільшою рівномірністю теплових потоків це призводить до задачі балансної компоновки тривимірних тіл [8].

## Література

1. Gillespie, L. Deburring and edge finishing handbook. New York City: Industrial Press, 1999. 404 p.
2. Szczepanik K., Ooi A., Aye L., Rosengarten G. A numerical study of heat transfer from a cylinder in cross flow. *Proc. of the 15th Australasian Fluid Mechanics Conference* (Sydney, Dec. 13–17, 2004). Sydney, 2004. pp. 13–17.
3. Frazier C., Lamnaouer M., Divo E. [et al.]. Effect of wall heat transfer on shock-tube test temperature at long times. *Shock Waves*. 2011. Vol. 21. pp. 1–17.
4. Utkarsh P., Subhajit R., Krishnendu S. A phenomenological model for turbulent heat flux in high-speed flows with shock-induced flow separation. *Journal of Fluids Engineering*. 2018. Vol 140. pp. 051203-1 – 051203-9..
5. Планковский С. И., Шипуль О. В., Палазюк Е. С, Красовский С. А. Методика расчета тепловых потоков при термоимпульсной обработке детонирующими газовыми смесями. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2014. № 6 (113). С. 17–23.
6. Plankovsky S., Teodorczyk A., Shypul O., Tryfonov O., Brega D. Determination of detonable gas mixture heat fluxes at thermal deburring. *Acta politechnica*. 2019. Vol. 59. №2. pp. 162-169.
7. Стоян Ю. Г., Сёмкин В. В., Чугай А. М. Оптимизация компоновки трехмерных объектов в многосвязной области с учетом кратчайших расстояний // *Кибернетика и системный анализ*. 2014. №3. С. 58-70.
8. Stoyan Yu., Romanova T., Pankratov A., Kovalenko A., Stetsyuk P. Modeling and optimization of balance layout problems. *Space Engineering. Modeling and Optimization with Case Studies*. Springer Optimization and its Applications. Fasano G., Pintr J.D. (Eds.). 2016. Vol. 114. pp. 177–208.

## НОВЫЙ КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ МЕТАЛЛОГРАФИЧЕСКИХ ИЗОБРАЖЕНИЙ СТРУКТУРЫ

Романюк С. П.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
им. П. Василенко, Харьков, Украина  
E-mail: romaniuk.khntusg@gmail.com

Постоянно возрастающие требования к надежности современного оборудования приводят к поиску новых методов контроля качества. Повысить работоспособность изделий возможно различными способами оценки поведения металлов в процессе эксплуатации, которое зависит от стабильности их структурных составляющих, наличия дефектов и физико-механических свойств. В настоящее время для исследования структуры широко используется анализ металлографических изображений и математическое моделирование. С помощью моделей можно изучать новые явления, осуществлять выбор наилучших вариантов решений и прогнозировать поведение технических систем. Математический анализ процессов формирования структуры и свойств металлов является актуальным и эффективным методом повышения эксплуатационной стойкости деталей в производстве и эксплуатации.

Целью работы является разработка комплексного подхода обработки металлографических изображений структур изделий на различных этапах их жизненного цикла.

Для программирования новых технологических процессов и оптимизации параметров находящегося в эксплуатации оборудования необходимо моделирование, которое учитывает диссипацию процессов, возникающую при конкретных параметрах производства и эксплуатации, наследственные свойства материала, а также его склонность к повреждаемости и появлению новых фаз и дефектов.

Предложена комплексная методика, которая основана на применении стандартной современной компьютерной программы ThixometPro [1] и специально разработанного оптико-математического метода обработки металлографических изображений [2], а также нового подхода в оценке анизотропии структуры. Данная методика позволяет осуществлять качественный и количественный анализ структуры, выявлять изменения в металлах и сплавах, оценивать интенсивность и локальность возникающих деформаций при эксплуатации деталей, определять степень структурной неоднородности. Кроме того, позволяет описать диффузионные процессы с учетом термодинамического потенциала и оценивать поведение материала на макро-, микро- и наноуровне, дополняет стандартные программы по поиску оптимальных свойств и параметров производства.

### Литература

1. Skoblo T. S., Romaniuk S. P., Sidashenko A. I., Garkusha I. E., Taran V. S., Taran A. V., Demchenko S. V. Study of degradation mechanism of metal-cutting tools and their hardening by ZrN PVD coatings. *Problems of atomic science and technology. Series: Plasma Physics*. 2018. №6(24). pp. 300-303.
2. Skoblo T. S., Romaniuk S. P., Sidashenko A. I., Taran V. S., Taran A. V., Dorozhko I. I., Pilgui N. N. Complex evaluation of structural state degree of strengthening nanocoatings. *Problems of atomic science and technology. Series: Plasma Physics*. 2019. №1(25). pp. 225-228.

УДК

## **ИНТЕГРАЛЬНИЙ ПІДХІД РОЗРАХУНКУ ДОЗОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ПЕРСОНАЛ ПРИ ЗАХОРОНЕНІ СЕРЕДНЬОАКТИВНИХ РАВ У ПРИПОВЕРХНЕВОМУ СХОВИЩІ ЧОРНОБИЛЬСЬКОЇ ЗОНИ ВІДЧУЖЕННЯ**

**Купріячук С. В.**

Інститут проблем безпеки АЕС НАН України, Київ, Україна  
E-mail: s.kupriianchuk@ispnpp.kiev.ua

-

УДК 539.3

## **ОЦЕНКА РОСТА ТРЕЩИНЫ В ДОННОЙ ЧАСТИ ТЕРМОКОМПЕНСАЦИОННОЙ КАНАВКИ РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

**Гонтаровский П. П., Мележик И. И., Гармаш Н. Г., Шульженко Н. Г.**

Інститут проблем машиностроєння ім. А.Н. Подгорного НАН України, Харків, Україна  
E-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

Усталостному руйнуванню елементів машин, як правило, сприяє розвиток тріщин в найбільш напружених місцях елементів. Тому прогнозування росту можливих тріщин в високотемпературних елементах турбіни має важливе значення при оцінці їх ресурсу.

В роторах парових турбін часто виявляються тріщини в донній частині термокомпенсаційних канавок. Їх зародження пояснюється наявністю пластичних деформацій, викликаних радіальними перепадами температури в роторі на змінних режимах роботи агрегата.

В даній роботі оцінюється ріст зародившоїся поверхні тріщини в донній частині термокомпенсаційної канавки переднього кінцевого ущільнення ротора циліндра високого тиску турбіни Т-250/300-240 УМТЗ. Застосовується розроблена методика, заснована на концепції накоплення розсіяних пошкоджень в матеріалі. Еластично-пластичне деформування матеріалу визначається з рішення задачі термопластичності. При оцінці росту тріщини використовуються відомі дані випробувань на усталість звичайних гладких зразків. Розвиток тріщини розглядається при циклічних режимах навантаження: при пусках з гарячого, холодного і неостывшего станів, а також при регулюванні потужності. На стаціонарних режимах роботи турбіни, як показали розрахункові дослідження, напруження в зоні канавок незначительні.

З використанням методу кінцевих елементів визначається теплове і напружено-деформоване стан ротора при декількох фіксованих глибинах тріщини для можливих режимів навантаження. Розмах пластичних деформацій при проміжних глибинах тріщини визначається інтерполяцією результатів. Враховується контакт берегів тріщини при стискаючих напруженнях.

Результати оцінки подрастання тріщин порівнювалися з даними, отриманими за методикою оцінки живучості, заснованою на принципах механіки крихкого руйнування. Спостерігається відповідність результатів.

## **ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ НА ТНДС И РЕСУРС ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ ПРИ ШТАТНЫХ И АВАРИЙНЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ БЛОКОВ АЭС**

**Деменков В. Н., Макаренко А. А.**

НТК «ИЭС им. Е. О. Патона» НАН Украины, Киев, Украина  
E-mail: demenkov@ntk.in.ua

В настоящее время проблема продления сроков эксплуатации оборудования АЭС Украины становится все более актуальной, т.к. его назначенный ресурс подходит к концу.

Важными факторами на данном этапе, так же, как и на стадиях проектирования и в процессе эксплуатации, является оценка прочности и долговечности трубопроводной, в особенности предохранительной, арматуры, поскольку во многих случаях эти параметры определяют собой работоспособность и ресурс трубопроводной системы в целом.

В отличие от других типов трубопроводной арматуры, работа предохранительной арматуры сопровождается значительными колебаниями параметров рабочей среды. В зависимости от места установки температура стенок корпуса предохранительного клапана при его срабатывании за короткий промежуток времени может изменяться от 30 до 350 °С. Поэтому температурные перепады обуславливают высокие температурные напряжения. Также в предохранительных клапанах, в особенности клапанах больших номинальных диаметров, обеспечивающих большой расход рабочей среды, возникают значительные реактивные усилия, не учёт которых приводит к значительным деформациям корпуса клапана и трубопровода в целом.

Существующие методики расчета корпусов трубопроводной арматуры, в том числе приведенные в нормативно-технической документации, распространяются на все типы трубопроводной арматуры в целом и не учитывают специфики работы предохранительной арматуры. Методики, касающиеся конкретно предохранительных клапанов, или вовсе не учитывают динамический характер механических и температурных нагрузок, или учитывают их с помощью эмпирических коэффициентов.

Для надежной оценки работоспособности ПК получаемая ориентировочная информация о давлениях и средних температурах поверхности контакта рабочей среды и корпусных деталей не достаточна. В связи с этим, в данной работе предлагается выполнить оценку прочности корпуса предохранительного клапана с учетом локального распределения и скорости изменения параметров рабочей среды. Для решения подобных задач использованы существующие численные методы расчетного определения температурных полей и напряженно-деформированного состояния (ТП и НДС), которые имеют достаточную для практических целей точность. Показано, что достоверность результатов в данном случае зависит главным образом от правильного задания исходных данных и граничных условий.

Кроме факторов, определяющих корректность определения ТП и НДС, при проведении работ, связанных с продлением срока службы оборудования, обращено внимание на необходимость учета других факторов, влияющие на остаточную долговечность исследуемого объекта. К ним следует отнести, в частности, изменение механических свойств материалов в процессе эксплуатации, коррозионное влияние рабочей среды и т.д.

## ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДИСКРЕТНО - ПОДКРЕПЛЕННЫХ КРУГОВЫХ ПЛАСТИН ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗКАХ

Мейш В. Ф., Мейш Ю. А.

<sup>1</sup> Институт механики им. С. П. Тимошенко НАН Украины, Киев, Украина

<sup>2</sup> Национальный транспортный университет, Киев, Украина

E-mail: juliameish@gmail.com

Рассматривается задача о вынужденных колебаниях дискретно-подкрепленных круговых пластин с отверстием при нестационарных нагрузках. Предполагается, что для определения напряженно – деформированного состояния (НДС) исходной конструкции применяется вариант теории пластин и стержней согласно теории С. П. Тимошенко [1]. Для вывода уравнений колебаний используется вариационный принцип Гамильтона – Остроградского. Получены соответствующие уравнения колебаний для пластины и ребер, дополняющиеся граничными и начальными условиями. Предполагается, что круглая пластина подкреплена равномерно продольными ребрами (по радиусу пластины  $r$ ). Ребра жестко соединены с пластиной. При выводе уравнений использовались кинематические условия контакта пластина – ребро. Для численного решения исходной задачи используется интегро - интерполяционный метод построения разностных соотношений по пространственным координатам  $r, \varphi$  и явная аппроксимация по временной координате  $t$  [1]. Рассмотрена задача о вынужденных колебаниях дискретно – подкрепленной круговой пластины с отверстием при действии распределенной нагрузки. Предполагалось, что край по окружности внутреннего отверстия жестко зашпелен, а внешний край свободен. Получены соответствующие численные результаты, позволяющие проводить детальную характеристику НДС исходной конструкции.

### Литература

1. Golovko K.G., Lugovyy P.Z. & Meish V.F. (2012). Dynamics of inhomogeneous shells under nonstationary loads. Kiyev: Kiyev State University, 541 p. (in Russian).

## К ПОСТАНОВКЕ И РЕШЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ ТРЕХСЛОЙНЫХ КОНИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С ДИСКРЕТНЫМ РЕБРИСТЫМ НАПОЛНИТЕЛЕМ

Луговой П. З., Орленко С. П.

Институт механики им. С. П. Тимошенко НАН Украины, Киев, Украина

E-mail: plugovy@ukr.net

Трехслойная коническая оболочка с дискретным ребристым наполнителем представляет собой систему, состоящую из двух обшивок, соединенных между собой набором кольцевых ребер. Предполагается, что напряженно деформируемое состояние обшивок и ребер можно описать в рамках модели теории оболочек и стержней С. П. Тимошенко. Для вывода уравнений колебаний исходной трехслойной конструкции используется вариационный принцип Гамильтона – Остроградского [1]. Получены соответствующие уравнения колебаний для обшивок и ребер. Предполагается, что к  $j$ -му кольцевому ребру прилагаются суммарные усилия – моменты слева и справа от каждой обшивки. Таким образом, рассматриваются уравнения колебаний в гладкой области обшивок и на линиях разрывов (линии проецирования линий центра тяжести поперечного сечения соответствующего ребра на внутреннюю и внешнюю обшивки). Уравнения колебаний дополняются соответствующими граничными и начальными условиями. Для решения исходной задачи используются конечно – разностные соотношения по пространственным и временной координатам. Конечно – разностные соотношения получены на базе использования интегро - интерполяционного метода построения разностных схем по пространственным координатам и явной аппроксимации по временной координате [1]. Как числовой пример, рассмотрена задача динамического поведения исходной конструкции с жестко защемленными краями при действии распределенной импульсной нагрузки.

Проведен анализ полученных результатов.

### Литература

1. Golovko K.G., Lugovy P.Z. & Meish V.F. (2012). Dynamics of inhomogeneous shells under nonstationary loads. Kiyev: Kiyev State University, 541 p. (in Russian).

## **ВОССОЗДАНИЕ УСЛОВИЙ И АНАЛИЗ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ОБРАЗОВАНИЯ ТРЕЩИН ПОВТОРНОГО НАГРЕВА В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОУСТОЙЧИВЫХ СТАЛЕЙ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И МЕРЫ ИХ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ**

**Скульский В. Ю., Нимко М. А., Царюк А. К.**

Институт электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины, Киев, Украина  
E-mail: vsku@paton.kiev.ua

Рассмотрены современные представления о механизме образования отпускных трещин (трещин повторного нагрева). К основным факторам, вызывающим риск их появления, относятся: структура закалки, напряжения, дефекты (несплавления, конструктивно-технологические непровары, шлаковые включения и др.), способствующие концентрации напряжений, развитие вторичного твердения на стадии отпуска, охрупчивание границ зерен атомами примесей (S, P, As, Sn, Sb и др.). Трещины образуются вдоль границ зерен преимущественно в зонах с крупным зерном. Несмотря на накопленные обширные исследовательские сведения, считается, что механизм их образования все еще требует уточнения.

В настоящей работе, в рамках расширения представлений об образовании отпускных трещин, рассмотрена роль деформаций при сварке (особенно высокотемпературных, которые локализуются по границам зерен), в формировании предрасположенности к таким трещинам и оценена роль энергетического фактора при релаксации напряжений в образовании трещин.

С помощью специализированного оборудования и образцов специальной формы моделировали деформационные явления, характерные для металла зоны термического влияния (ЗТВ), условия деформационной ползучести изначально закаленного металла в период развития вторичного твердения при отпуске и процессы релаксации напряжений в сварных соединениях сталей разных систем легирования.

Получены количественные значения изменения сдвиговых межзеренных деформаций, формирующихся при сварке. Установлено, что величина межзеренных сдвигов резко возрастает при температуре выше 1000...1100 °С, что имеет место на участке перегрева сварных соединений. С учетом имеющихся сведений показано, что на этой стадии создаются условия для обогащения границ зерен атомами примесей и повышается плотность дислокаций в зоне границ. Следствием является формирование склонности таких микроучастков к хрупкому разрушению.

Экспериментально показано, что деформация, вызванная релаксацией напряжений на стадии вторичного твердения, приводит к хрупкому межзеренному разрушению.

Получены термокинетические зависимости релаксации напряжений в сварных соединениях. Оценена качественно склонность к образованию отпускных трещин в металле ЗТВ. По полученным релаксационным кривым при разных температурах отпуска рассчитаны значения энергии активации релаксации напряжений ( $E_a$ ) для сварных соединений различных марок сталей. Показана область значений  $E_a$ , при которых возможно образование трещин отпуска.

Перечисленыходы, направленные на снижение риска образования трещин.

## **ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

<sup>1</sup> Колядюк А. С., <sup>2</sup> Шульженко Н. Г.

<sup>1</sup> ГП «ГНИЦ СКАР», Киев, Украина

<sup>2</sup> Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина  
E-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

Определяется напряженное состояние корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 на стационарных режимах работы, вызванное тепловым и силовым воздействиями потока пара. Скорость, температура и давление пара на стенке корпуса определяются на основе численного решения уравнений Навье-Стокса в трехмерной постановке с учетом влияния парового сита и тепловых потерь через стенки корпуса и теплоизоляцию. Конечноэлементная модель состояла из 33 млн. элементов и 9 млн. узлов с пятью ячейками (элементами) в пограничном слое. Существенное снижение температуры пара за регулирующими клапанами (до 100 °С) имеет место при их частичном открытии вследствие дросселирования пара. Рассмотрены стационарные режимы с максимальной (320 МВт) и минимальной (30 МВт) мощностями турбины; режимы работы с открытием регулирующего клапана № 3 (РК3) при 176 и 180 МВт; режим с максимальным расходом пара через клапан при 240 МВт; частичные режимы при 100 и 220 МВт.

Тепловое и упругое напряженно-деформированное состояния корпуса определялись численно с использованием трехмерной модели методом конечных элементов. Показано, что снижение температуры корпуса, вызванное дросселированием пара за двумя регулирующими клапанами (на 50 °С за РК3 и 15 °С за РК1), сильнее повышает напряжение в корпусе, чем снижение температуры только за одним клапаном (РК1) на 100 °С. Установлено, что из рассмотренных режимов работы наибольшие напряжения наблюдаются при мощности 180 МВт. Максимальные напряжения в корпусе имеют место в патрубках перед РК1 и РК3. Эквивалентные напряжения при этом превышают предел текучести, что свидетельствует о наличии пластических деформаций в местах, где наблюдается образование трещин при эксплуатации клапана.

Развитием данной работы может быть решение задачи прочности клапана в упруго-пластической постановке.



## **ПРОГРЕССИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПРИВАРКИ ШИПОВ НА ОХЛАДИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ**

<sup>1</sup>Ефименко Н. Г., <sup>1</sup>Ситников П. А., <sup>2</sup>Король Н. А.

<sup>1</sup>Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
Харьков, Украина

<sup>2</sup>Научно-производственная фирма «Сварконтакт», Харьков, Украина  
E-mail: svarka126@ukr.net

Одним из важнейших условий длительной и надежной работы котельного оборудования на ТЭС и АЭС является обеспечение отвода расчетного теплового потока. Это осуществляется при помощи экранных труб, панелей реакторной части, на которые навариваются шипы для крепления футеровочных масс. Тепловой поток главным образом передается через шипы. Так, например, на охлаждающие панели нижней реакторной части котла наваривается свыше 1000000 шипов. Следовательно, надежность и долговечность работы котла зависит от качества приварки шипов.

На нефтеперерабатывающих предприятиях используется идентичная схема охлаждения трубной системы. При наварке шипов из теплоустойчивых перлитных сталей типа 12Х1МФ на трубы из мартенситной стали 15Х5М во избежание разрушения (образования холодных трещин) нормативной документацией предусмотрен предварительный высокотемпературный подогрев, что значительно усложняет производство и повышает трудозатраты.

Цель настоящей работы – создание технологии приварки шипов на трубы из мартенситной жаростойкой стали 15Х5М без использования подогрева, при обеспечении высокого качества приварки.

В основу разрабатываемой технологии была положена идея возможности регулирования термического цикла сварки, позволяющая изменить структурообразование в высокотемпературной области нагрева зоны термического влияния [1]. Это обеспечивается условием, когда скорость нагрева металла при сварке без подогрева позволяет получить в околошовной зоне структуру негомогенизированного по углероду и химическим элементам аустенита с частично растворившимися карбидами, в данном случае хрома и молибдена. В процессе охлаждения при этом обеспечивается образование не мартенситной твердой и хрупкой структуры, а структуры верхнего бейнита с определенным незначительным содержанием аустенитной фазы, обладающей достаточной пластичностью, что исключает возможность образования холодных трещин.

Для осуществления такого процесса создан сварочный источник питания (разработчик НПФ «Сварконтакт», г. Харьков) позволяющий осуществлять процесс приварки шипов на обратной полярности.

Длительность процесса приварки одного шипа осуществляется за 0,1 – 0,5 с в зависимости от его диаметра, что является еще одним преимуществом разработанного процесса по сравнению с аналогами. Технология может применяться при ремонтных и восстановительных работах, когда происходит локальное «обгорание» шипов. Разработанная технология и оборудование прошли успешную промышленную апробацию и внедрены на Кременчугском нефтеперерабатывающем заводе, а также при наварке шипов на экранные трубы реакторной части котлов на Краматорской ТЭЦ.

### **Литература**

1. Шоршоров М. Х. Металловедение сварки стали и сплавов титана. Москва: Наука, 1965. 331 с.

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТНОЙ ЗАВАРКИ ЛИТЕЙНЫХ ДЕФЕКТОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ

Ефименко Н. Г., Артемова С. В.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
Харьков, Украина

Одним из недостатков литых деталей крупногабаритных толстостенных конструкций (корпуса турбин, цилиндры, задвижки) является наличие литейных дефектов, которые выявляются на начальной стадии процесса изготовления изделия. Основным существующим способом их устранения является способ электродуговой заварки. Объёмы удаляемого дефектного металла весьма значительны и для их заварки используются электроды общей массой достигающей десятков и сотен килограмм.

При исправлении дефектов и для предотвращения появления закалочных структур, приводящих к образованию холодных трещин в процессе сварки, нормативной документацией предусмотрен предварительный и сопутствующий высокотемпературный подогрев и послесварочный местный отпуск с целью снятия остаточных напряжений. Такая технология усложняет процесс, увеличивает энерго- и трудозатраты, ухудшает экологические условия труда.

Многолетний производственный опыт и анализ исследовательских работ в этой области [1 – 2] подтверждает целесообразность и даже опасность высокого подогрева при заварке дефектов на закаливаемых сталях, к которым относится сталь 15Х1М1ФЛ.

Целью настоящей работы явилась разработка способа сварки, исключая предварительный, сопутствующий подогревы и послесварочный отпуск. Экспериментальными исследованиями установлено, что таким способом для решения поставленной задачи может быть способ [3] сварки поперечной горкой, обеспечивающий в процессе сварки одновременно автоподогрев и автотермообработку металла зоны термического влияния, где происходят структурные изменения.

При анализе заваренных предложенным способом без подогрева образцов-имитаторов установлено следующее:

— сварка способом поперечной горки, обеспечивающая автоподогрев и автотермообработку, приводит к образованию в зоне термического влияния структуры верхнего зернового бейнита, что в свою очередь обеспечивает оптимальный комплекс механических свойств и повышает сопротивление хрупкому разрушению;

— обеспечиваются высокие показатели механических свойств сварных соединений, удовлетворяющие требованиям, регламентированным нормативно-технической документацией, что дает основание для производственного применения данного способа при заварке дефектов отливок корпусных конструкций турбин.

### Литература

1. Анохов А. Е. [и др.] Работоспособность литых корпусов из стали 20ХМФЛ, отремонтированных перлитными электродами без термообработки. *Сварочное производство*. Москва, 1985. № 3. С. 17–19.
2. Панов В. И. Предварительный подогрев сварных конструкций тяжелого машиностроения. *Тяжелая промышленность*. 1993. № 4. С. 14–17.
3. А. с. 1816595 СССР, 21В23К 9/16 Способ многопроходной сварки / Н. Г. Ефименко, М. В. Орлов, Н. Е. Левенберг. № 4902660/08; Оpubл. 23.05.93. Бюл. № 19. 3 с.

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИВАЛОЇ І ВТОМНОЇ ПОШКОДЖУВАНOSTІ МАТЕРІАЛУ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

**Федоров В. О.**

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна  
E-mail: victor\_fedorov@ukr.net

Згідно з концепціями Качанова та Работнова тривала міцність матеріалу описується кінетикою змінної пошкоджуваності  $D$ , яка еволюціонує згідно з рівнянням пошкоджуваності  $\frac{dD}{dt} = f(\sigma(t), D)$  від початкового значення  $D(t=0) = 0$  до руйнування  $D(t=t_f) = 1$ , де  $t_f$  – час руйнування. Аналогічно описується втомне руйнування, коли замість часу  $t$  використовується кількість циклів, а замість напруження  $\sigma$  – амплітуда.

За звичай в дослідженнях використовується функція пошкоджуваності з розділеними змінними  $f(\sigma, D) = f_1(\sigma)f_2(D)$ . Недоліком такої функції є те, що у цьому разі при нестационарному навантаженні вона автоматично призводить до виконання правила лінійного підсумовування пошкоджуваності. Однак для багатьох матеріалів це правило не виконується. У цьому разі така математична модель не є адекватною. Тому розробка адекватних математичних моделей є актуальною проблемою.

Розв'язання її є можливим якщо ввести потенціал пошкоджуваності матеріалу  $\Phi(\sigma, D)$  таким чином:  $f(\sigma, D) = 1/[t^*(\sigma) \frac{\partial \Phi(\sigma, D)}{\partial D}]$ . Тоді справедлива теорема 1: *Якщо виконуються гранична умова  $\Phi(\sigma, D=1) - \Phi(\sigma, D=0) = 1$ , тоді функція  $f(\sigma, D)$  адекватна кривій тривалої міцності  $t^*(\sigma)$ .*

Умова адаптації потенціалу пошкоджуваності при нестационарному навантаженні формулюється теоремою 2: *частковий за напруженням приріст потенціалу пошкоджуваності за час життя матеріалу  $0 \leq t \leq t_f$ , дорівнює дефекту лінійного підсумовування пошкоджуваності:  $\Delta_\sigma \Phi[\sigma(t)] = I[\sigma(t)]$ , де згаданий дефект  $I[\sigma(t)]$  обчислюється для конкретного матеріалу з експериментів при нестационарному навантаженні.*

Для побудовання функції пошкоджуваності, яка має задовольнити умовам сформульованих теорем, розроблено метод, який продемонстровано на прикладі втомного руйнування вуглецевої сталі А-516 Gr. 70 при ступінчастому навантаженні.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ ЗАДАЧІ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ ДЛЯ ШАРУ З ДЕКІЛЬКОМА ЦИЛІНДРИЧНИМИ ПОРОЖНИНАМИ

Мірошніков В. Ю.

Харківський національний університет будівництва та архітектури, Харків, Україна  
E-mail: m0672628781@gmail.com

На основі узагальненого методу Фур'є [1–4] розроблено аналітико-чисельне розв'язання третьої основної просторової задачі теорії пружності (на межах задані напруження та переміщення) для ізотропного шару з декількома паралельними круговими циліндричними порожнинами. Проведено аналіз напружено-деформованого стану тіла шару з двома циліндричними порожнинами при навантаженні верхньої межі шару, вивчено взаємний вплив порожнин та меж шару.

**Постановка задачі.** Пружний однорідний шар має  $N$  кругових циліндричних паралельних порожнин радіусом  $R_p$ , непересічних між собою і межами шару, де  $p$  – номер циліндра,  $p = 1, 2, \dots, N$ . Відстань між порожнинами з номером  $i$  і з номером  $j$  дорівнює  $L_{ij}$ . Межі шару розташовані на відстані  $y = h$  та  $y = -\tilde{h}$ . Порожнини будемо розглядати у локальних циліндричних системах координат  $(\rho_p, \varphi_p, z)$ , межі шару у декартовій системі координат  $(x, y, z)$ . Потрібно знайти розв'язок рівняння Ламе за умов, що на верхній межі шару задано напруження  $F\vec{U}(x, z)|_{y=h} = \vec{F}_h^0(x, z)$ , на нижній межі шару переміщення  $\vec{U}(x, z)|_{y=-\tilde{h}} = \vec{U}_{\tilde{h}}^0(x, z)$ , межах циліндричних порожнин задані напруження:  $F\vec{U}_p(\varphi_p, z)|_{\rho_p=R_p} = \vec{F}_p^0(\varphi_p, z)$ ,

де  $\vec{U}$  – вектор переміщення;  $F\vec{U}$  – вектор напруження;

$$\begin{aligned} \vec{F}_h^0(x, z) &= \tau_{yx}^{(h)} \vec{e}_1^{(1)} + \sigma_y^{(h)} \vec{e}_2^{(1)} + \tau_{yz}^{(h)} \vec{e}_3^{(1)}, \\ \vec{U}_{\tilde{h}}^0(x, z) &= U_x^{(\tilde{h})} \vec{e}_1^{(1)} + U_y^{(\tilde{h})} \vec{e}_2^{(1)} + U_z^{(\tilde{h})} \vec{e}_3^{(1)}, \\ \vec{F}_p^0(\varphi_p, z) &= \sigma_{\rho}^{(p)} \vec{e}_1^{(2)} + \tau_{\rho\varphi}^{(p)} \vec{e}_2^{(2)} + \tau_{\rho z}^{(p)} \vec{e}_3^{(2)}, \end{aligned} \quad (1)$$

відомі функції;  $\vec{e}_j^{(k)}$ , ( $j=1,2,3$ ) – орти декартової ( $k=1$ ) і циліндричної ( $k=2$ ) систем координат.

Усі задані вектори і функції будемо вважати швидко спадаючими до нуля на далеких відстанях від початку координат по координаті  $z$  для циліндра та по координатах  $x$  і  $z$  для меж шару. Розв'язання задачі шукаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \vec{U} &= \sum_{k=1}^3 \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left( H_k(\lambda, \mu) \cdot \vec{u}_k^{(+)}(x, y, z; \lambda, \mu) + \tilde{H}_k(\lambda, \mu) \cdot \vec{u}_k^{(-)}(x, y, z; \lambda, \mu) \right) d\mu d\lambda + \\ &+ \sum_{p=1}^N \sum_{k=1}^3 \int_{-\infty}^{\infty} \sum_{m=-\infty}^{\infty} B_{k,m}^{(p)}(\lambda) \cdot \vec{S}_{k,m}(\rho_p, \varphi_p, z; \lambda) d\lambda, \end{aligned}$$

де  $\vec{S}_{k,m}(\rho_p, \varphi_p, z; \lambda)$ ,  $\vec{u}_k^{(+)}(x, y, z; \lambda, \mu)$  і  $\vec{u}_k^{(-)}(x, y, z; \lambda, \mu)$  – базисні розв'язки

рівняння Ламе [1], а невідомі функції  $H_k(\lambda, \mu)$ ,  $\tilde{H}_k(\lambda, \mu)$  і  $B_{k,m}^{(p)}(\lambda)$  необхідно знайти із крайових умов (1).

При розв'язанні задачі скористаємось особливими формулами переходу в базисних розв'язках між локальними системами координат.

Задача зводиться до сукупності нескінченних систем лінійних алгебраїчних рівнянь.

**Результати.** Вивчено напружений стан для шару бетону з двома паралельними, горизонтально розташованими циліндричними порожнинами. На верхній межі шару навпроти порожнини було задано навантаження у вигляді тиску колеса вантажівки, на нижній межі шару задано жорстке закріплення, межі циліндричних порожнин вільні від напружень.

Для чисельного розв'язку задачі нескінченні системи лінійних алгебраїчних рівнянь були усічені по параметру  $m$ . При  $m=10$ ,  $R_p/h=R/\tilde{h}=0,5$ ,  $(R_1+R_2)/L_{12}=0,75$  точність виконання граничних умов склала  $10^{-3}$ .

Числові дослідження алгебраїчної системи для двох циліндрів і шару дають можливість стверджувати, що її рішення може бути з будь якою ступінню точності знайдено методом редукції.

За темою дослідження можливий подальший розгляд задачі для шару з циліндричними включеннями.

### Література

1. Николаев А. Г., Проценко В. С. Обобщенный метод Фурье в пространственных задачах теории упругости. Харьков: Нац. аэрокосм. университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», 2011. 344 с.
2. Проценко, В. С., Українець Н. А. Применение обобщенного метода Фурье к решению первой основной задачи теории упругости в полупространстве с цилиндрической полостью. *Вісник Запорізького національного університету*. 2015. Вып. 2. С. 193-202.
3. Miroshnikov V. Yu. First basic elasticity theory problem in a half-space with several parallel round cylindrical cavities. *Journal of Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 21, № 2. pp. 12 – 18.
4. Protsenko V., Miroshnikov V. Investigating a problem from the theory of elasticity for a half-space with cylindrical cavities for which boundary conditions of contact type are assigned. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol 4, № 7 (94). pp. 43 – 50.

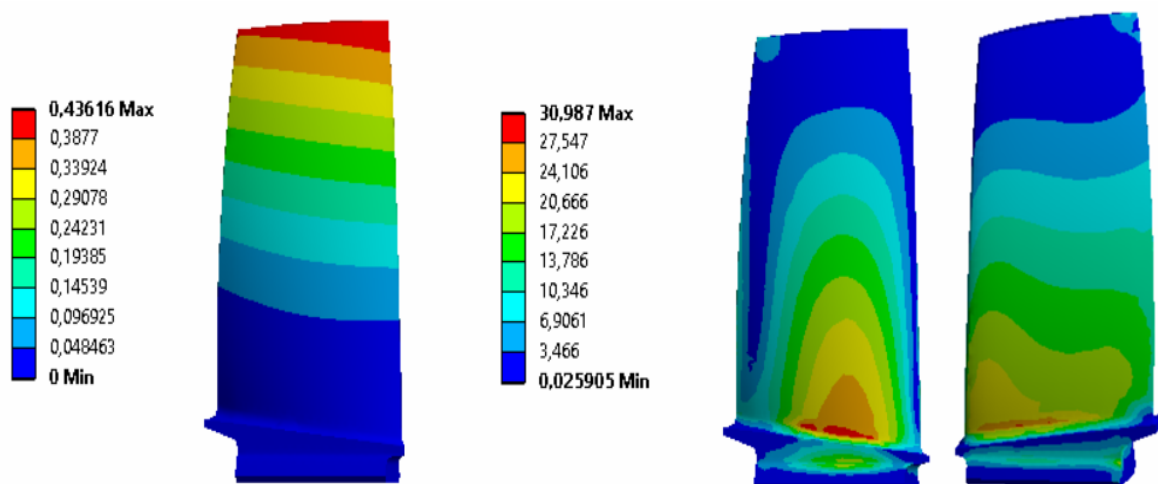
## АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССОРНЫХ ЛОПАТОК ГТД С ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ ПОТОКОМ

Воробьев Ю. С., Овчарова Н. Ю., Ольховский А. С., Скрицкий Н. А.

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина  
E-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua; ovcharova.natalie@ipmach.kharkov.ua

Проблема анализа колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД в газодинамическом потоке при учете их взаимодействия является сложной и актуальной проблемой. Решению этой задачи посвящён ряд работ, например, [1, 2]. В этих публикациях на основе численных и экспериментальных методов выявлены опасные режимы колебаний компрессорных лопаток. Но эти задачи потребовали значительных ресурсов вычислительной техники. В связи с этими обстоятельствами решение данной задачи пришлось проводить в несколько этапов, чтобы последовательными итерациями провести уточнение результатов.

Разработана общая методика расчета газодинамического потока в компрессоре и приведена последовательность действий при использовании программного продукта. Построены геометрические модели стоек, направляющего и рабочего лопаточного аппарата компрессора и обвода газодинамического тракта [3 - 5]. На их основе разработаны трехмерные конечно-элементные модели лопаточного аппарата и взаимодействующего с ним газодинамического потока с учетом зазоров на концах рабочих лопаток. На основе статического и модального анализа рабочего лопаточного аппарата и построены частотные диаграммы Кэмпбелла. С их помощью проводится анализ возмущающих гармоник на всех резонансных режимах работы компрессора. На первом этапе параметры газодинамического потока в виде полей скоростей и давлений определяются без учета взаимодействия потока с колебаниями рабочего лопаточного аппарата. Затем проводится анализ колебаний рабочих лопаток в потоке. На следующем этапе проводится уточненный анализ параметров газодинамического потока, взаимодействующего с колебаниями рабочих лопаток. На дальнейшем этапе определяются параметры нестационарных нагрузок, которые действуют на лопаточный аппарат третьей ступени компрессора. Окончательно определяются значение динамических нагрузок и вибрационных напряжений на всех резонансных режимах работы компрессора. В качестве примера на рисунке приведены распределения перемещений и напряжений в лопатке третьей ступени при действии шестой гармоники.



*Перемещения (слева) и напряжения (справа) в лопатке при колебаниях на резонансном режиме с частотой 348 Гц*

Распределение напряжений показано с обеих сторон лопатки. Воздействие 6 гармоники отражает влияние шести стоек на входе в компрессор. На практике колебания в этом диапазоне частот наблюдались в размерах приблизительно до 40 МПа. При расчетах учитывались аэродинамическое и механическое демпфирование.

Подобные результаты создают основу для практических рекомендаций по обеспечению надежности работы компрессора.

### Литература

1. Шкловец А. О., Попов Г. М., Колмокова Д. А. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока. *Известия Самарского научного центра РАН. Авиационно-космическое машиностроение*. 2012. Т.14, №1(2). С. 517 – 521.
2. Лугина Н. С., Кузьмин О. П. Влияние нестационарности газового потока на аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. *Вестник двигателестроения. Численное моделирование и эксперимент*. 2006. № 3. С. 21 – 25.
3. Воробьев Ю. С., Овчарова Н. Ю., Кулаков П. Н., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н. Вынужденные колебания ступени компрессора ГТД в потоке. *Авиационно-космическая техника и технология*. Харьков: НАКУ «ХАИ» 2014. 8 (115). С. 152 – 155.
4. Воробьев Ю. С., Овчарова Н. Ю., Кулаков П. Н., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н. Проблема анализа динамических напряжений в лопаточном аппарате компрессора ГТД в газодинамическом потоке. *Вестник двигателестроения*. Запорожье: АО «Мотор Сич» 2015. №2. С. 58 – 61.
5. Воробьев Ю. С., Овчарова Н. Ю., Кулаков П. Н., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н. Анализ вибрационных напряжений в лопатках компрессора низкого давления ГТД. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2016. №3(45). С. 14 – 20.

## РЕВЕРСИВНЫЙ ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ РОТОРОВ

Марцинковский В. С., Прокопенко А. А., Лазаренко Д. А., Любченко К. Ю.\*

«ТРИЗ» ООО, ЛТД, Сумы, Украина

\*E-mail: ljubchenko@triz-ltd.com

Узлами, определяющими надежность работы современных паровых турбин, компрессоров, двигателей, насосов и других роторных машин являются подшипники скольжения.

Подшипники скольжения традиционной конструкции, которые зачастую являются штатными на большинстве агрегатов, имеют ряд недостатков: недостаточную несущую и демпфирующую способность; подвержены повышенному механическому износу опорных поверхностей колодок, что приводит к увеличению зазора; способны вызывать автоколебания силами масляного возбуждения, возникающими в гидродинамическом слое подшипников, не защищены от электроэрозионного износа.

Для устранения перечисленных недостатков и увеличения надежности опорного узла фирмой «ТРИЗ» применяются радиальный подшипник скольжения с самоустанавливающимися вкладышами на гидростатическом подвесе.

Особенностью таких подшипников является наличие самогенерируемого гидростатического подвеса самоустанавливающихся вкладышей, формирующегося за счет отвода части смазки из несущего гидродинамического слоя через отверстие во вкладыше в гидростатический карман, расположенный на тыльной стороне вкладыша. Исполнение такого гидростатического кармана в центральной части вкладыша обеспечивает реверсивность работы подшипника, но недостаток такого подшипника – это малая несущая способность, а также нестабильная работа, обусловленная невертикальной траекторией движения вала в подшипнике. Смещение гидростатического кармана в направлении вращения позволяет обеспечить достаточно высокую несущую способность и вертикальность траектории движения вала, но при этом подшипника является неревверсивным.

Для устранения этих недостатков фирмой «ТРИЗ» в 2006 г. был разработан реверсивный демпферный опорный подшипник со свойствами неревверсивных вкладышей на гидростатической пленке, несущая способность и демпфирующие свойства которых такие же, как и неревверсивных вкладышей конструкции фирмы «ТРИЗ».

Недостатком такой конструкции является ограниченная несущая способность для тяжелых роторов. Во время работы возникает неприемлемо высокая температура в несущей гидродинамической пленке. Высокая температура отрицательно влияет на механические свойства антифрикционного покрытия рабочей поверхности колодки. Например, допустимой температурой применения баббита Б-83 является температура 115 °С. Поэтому на большинстве реальных агрегатов в рабочем режиме ограничиваются температурой до 100 °С

Для понижения температуры в гидродинамической пленке фирмой «ТРИЗ» был разработан реверсивный подшипник с дополнительным охлаждением. В теле нагруженной колодки под антифрикционным слоем выполнены дополнительные каналы для охлаждения колодки. Проток смазки через каналы дополнительного охлаждения обеспечивает отвод избыточного тепла из термонагруженной зоны гидродинамического несущего слоя колодки.

Также дополнительно для снижения максимальной температуры гидродинамического несущего слоя смазки в межколодочное пространство реверсивного подшипника были установлены маслосъемные скребки, через которые осуществляется индивидуальный подвод и отвод смазки под колодки. Маслосъемные скребки способствуют эффективному отводу горячего несущего слоя, выходящего из-под предыдущей колодки на слив и заменой его



направленной подачей свежего (холодного) масла через скребок в несущий слой. При этом выполнение скребков из токопроводящего материала предохраняет колодки от электроэрозионного разрушения несущих поверхностей.

Выше перечисленные конструктивные доработки позволяют снизить максимальную температуру в смазочном слое. Это влечет за собой увеличение динамической вязкости смазки, и как следствие, увеличение толщины смазочного слоя и несущей способности опорного реверсивного подшипника, что позволит работать подшипнику в условиях тяжелого ротора.

УДК

## УЗЛЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Билык Я. И., Марцинковский В. С.

«ТРИЗ» ООО, ЛТД, Сумы, Украина  
E-mail: bilyk@triz-ltd.com

**«ТРИЗ» ЛТД ООО** – это современная производственно-инжиниринговая компания, занимающаяся комплексным решением задач по эксплуатации динамического оборудования.

Предприятие 29 лет работает в химической, нефтехимической, газотранспортной, нефтедобывающей и других отраслях промышленности в части диагностики, проектирования, изготовления запасных частей, сервисного обслуживания, ремонта и ввода в эксплуатацию динамического оборудования. Среди наших постоянных партнеров предприятия Украины (АО «ОПЗ», OSTCHEM), Беларуси, Узбекистана (АО «ФерганаАзот»), Литвы (Achema), Болгарии (АД «Неохим») Польши, Германии (Siemens) и др.

Наличие специалистов высокого уровня в части проектирования и выполнения прочностных и газодинамических расчетов в комплексе с современным производством позволяют решать сложные задачи в сжатые сроки.

Производство оснащено современными токарными, фрезерными, карусельными обрабатывающими центрами с ЧПУ, участком термообработки и баббитозаливки, лабораториями химического анализа и неразрушающего контроля, современными измерительными машинами и пр.

**Подшипники скольжения трехколодочные ТРИЗ<sup>®</sup>**, с повышенной несущей способностью (на 40...100 %), не имеющие аналогов по демпфирующим свойствам позволяют уменьшить зазор в подшипнике в 1,5...2 раза, снизить уровень вибрации в 2-3 раза, сократить расход смазки на 30...40 %.

ТРИЗ является единственным авторизованным производителем демпферных опорных подшипников скольжения, защищенных целым рядом патентов. С 1990 года демпферные подшипники успешно применяются в наиболее ответственных компрессорах, турбинах, ГПА, насосах, мультипликаторах с высокими требованиями к надежности. Подшипники удовлетворяют требованиям стандарта API 617. (Сертификат № ODC1820-0749/1).

Преимущества:

- высокая демпфирующая способность, снижение уровня вибрации в 1,5 - 3 раза (в 6 - 10 раз на пусковых и нестационарных режимах);
- высокая несущая способность;
- снижение прецессии вала и отсутствие износа радиальных поверхностей уплотнений, за счет отсутствия контакта «ротор-корпус»;
- стабилизация динамики ротора, снижение последствий аварийных ситуаций;
- стабильность зазоров в процессе эксплуатации (отсутствует просадка ротора);

- встроен протектор от электроэрозионного разрушения;
- не требуют замены маслосистемы, используется штатная;
- длительный ресурс эксплуатации;
- увеличение межремонтного пробега до 6 лет с последующей ревизий;
- компактность.

**Подшипники скольжения упорные рычажные (ПУР)** конструкции **ТРИЗ®** применяются в центробежных компрессорах, ГПА, паровых и газовых турбинах, генераторах, насосах и другом оборудовании. Удовлетворяют требованиям стандарта API 617 (Сертификат № ODC1820-0749/1). Подшипники проектируются и поставляются под заказ для заданных установочных размеров и условий эксплуатации как нереверсивные, так и реверсивные с нереверсивными свойствами. Существующий ряд подшипников охватывает диапазон воспринимаемой нагрузки до 60000 кгс.

Преимущества:

- высокая несущая способность;
- высокая выравнивающая и компенсирующая способность;
- длительный ресурс эксплуатации;
- встроен протектор от электроэрозионного разрушения;
- не требуют замены маслосистемы, используется штатная;
- сокращение расхода смазки до 2-х раз;
- низкие потери мощности;
- компактность, высокая ремонтпригодность.

**Лабиринтные уплотнения (ЛУ)** конструкции **ТРИЗ®** используются с 1990 г. с целью уменьшения перетоков сжимаемой среды между вращающимися и неподвижными элементами машин. Применяются в качестве межступенчатых, межсекционных, концевых уплотнений, а также уплотнений разгрузочных устройств и проектируются под конкретные рабочие параметры.

Удовлетворяют требованиям стандарта API 617 (Сертификат № ODC1820-0749/1)

Преимущества:

- высокая уплотнительная способность;
- антициркуляционные, не возбуждают вибрации;
- высокая демпфирующая способность, снижение уровня вибрации;
- допускают кратковременный контакт с вращающимися элементами;
- длительный эксплуатационный ресурс;
- низкий износ, стабильность зазоров;
- установка в существующие штатные места;
- компактность, высокая ремонтпригодность (замена вставок из полимера).

**Плавающие уплотнения (ПУ)** конструкции **ТРИЗ®** применяются для уплотнения роторов компрессоров. ПУ **ТРИЗ®** содержат шесть реверсивных колодок с нереверсивными свойствами, дополнительный демпфер и упругое кольцо жесткости, с помощью которого в широком диапазоне можно изменять несущую способность (до 40%) и жесткость (до 20%). Удовлетворяют требованиям стандарта API 617 (Сертификат № ODC1820-0749/1).

Преимущества:

- высокая уплотняющая способность;
- высокая несущая и демпфирующая способность;
- реверсивные с нереверсивными свойствами;
- длительный ресурс эксплуатации;
- низкий износ, стабильность зазоров;
- не требуют замены маслосистемы, используется штатная.

**Упругие муфты ТРИЗ® с набором металлических мембран**, служащие для соединения валов, имеют низкие потери мощности, обладают высокими компенсационными свойствами, не требуют смазки и постоянного обслуживания.

С 1992 г. муфты с упругими кольцевыми элементами (МСК) конструкции **ТРИЗ**<sup>®</sup> применяются для передачи крутящего момента на компрессорном и насосном оборудовании. С целью снижения, как минимум, на порядок (в сравнении с зубчатыми муфтами) реактивных сил, возникающих при компенсации расцентровок и относительных осевых перемещений соединяемых роторов.

Ряд муфт производства **ТРИЗ**<sup>®</sup> охватывает диапазон крутящих моментов от 10 до 100000 Нм. МСК **ТРИЗ**<sup>®</sup> обладают высокой радиальной гибкостью, осевой податливостью при высокой жёсткости кручения, выделяются широким спектром конструктивных исполнений, обладают оптимальным соотношением цена-качество, защищены патентами и удовлетворяют требованиям стандарта API 671. За счет способности разгружать роторную систему от реактивных сил и компенсировать монтажные и эксплуатационные отклонения и несоосности соединяемых роторов, муфты типа МСК увеличивают срок службы опор и роторной системы агрегата в целом, что способствует увеличению межремонтного пробега оборудования с одного года до шести лет, тем самым отвечая самым высоким критериям качества и надежности.

При изготовлении муфт используются материалы, обладающие высокими механическими свойствами, особенно это касается материала упругих элементов: применяемая для изготовления лента позволяет оптимизировать конструкцию упругих муфт с точки зрения массы, габаритов и осевой жесткости.

Преимущества:

- длительный срок службы, высокая надежность и стабильность передачи крутящего момента благодаря отсутствию изнашиваемых частей;
- компенсируют монтажные и эксплуатационные отклонения несоосности соединяемых роторов;
- снижают на порядок нагрузки на опорные и опорно-упорные узлы за счет снижения реактивных сил;
- обладают виброизолирующими свойствами (не передают вибрацию по валопроводу);
- имеют стабильно низкий дисбаланс и низкие потери мощности;
- повышенная надежность пакетов упругих элементов за счет применения антифреттингового протектора **ТРИЗ**<sup>®</sup>;
- оптимизация массогабаритных показателей и осевой жесткости;
- не требуют смазки и обслуживания.

## ОЦЕНКА РАЗВИТИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ ДЫШАЩЕЙ ТРЕЩИНЫ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО РОТОРА ТУРБИНЫ

Зайцев Б. Ф., Протасова Т. В.

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина  
E-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

В области динамики роторов значительное место занимают вопросы колебаний роторов с трещиной. При этом важными являются как задачи прочности и живучести таких роторов, так и задача определения основных признаков наличия трещины в роторе для диагностирования этих повреждений.

В данной работе на основе трехмерной модели решается задача определения характеристик колебаний и напряженного состояния ротора с дышащей трещиной, находящегося в температурном поле. С использованием определяемых численно коэффициентов интенсивности напряжений оценивается возможность усталостного развития трещины при колебаниях ротора турбины в поле высоких температур. Температурное поле ротора определяется на основе решения нестационарной двумерной задачи теплопроводности.

Моделирование ротора с дышащей трещиной выполняется в трехмерной постановке на основе методологии, изложенной в работах [1–3] и использованной в прикладных задачах. Методология основывается на применении МКЭ с типологически регулярной системой дискретизации, методе введения трещин произвольной формы в первоначально сплошное тело, методике учета одностороннего контакта между берегами трещины с помощью введения переменных контактных сил и конечно-разностном решении задачи колебаний методом Ньюмарка с итерациями на шаге по времени для удовлетворения условий контакта и определения контактных сил.

Исследования выполнялись для ротора среднего давления (РСД-1) теплофикационной турбины Т-250/300-240 УТЗ. Виртуальная поперечная трещина задавалась на валу ротора между 17-й и 18-й ступенями (нумерация ступеней валопровода общая и начинается с ротора высокого давления). Проведены исследования по определению влияния температурного поля на распределение зон контакта берегов трещины при вращении ротора. Показано, что наибольшее влияние на виброхарактеристики ротора с поперечной трещиной оказывает тепловое состояние с максимальным радиальным перепадом температуры [4, 5].

Напряженное состояние ротора у трещины характеризуется коэффициентом интенсивности напряжений (КИН). Учитывая характер раскрытия поперечной трещины в роторе под влиянием его веса при вращении, в качестве основной характеристики прочности следует выбрать КИН нормального отрыва  $K_I$ . При численном определении КИН использован метод прямого вычисления КИН [6] с использованием формулы асимптотического распределения напряжения отрыва на продолжении трещины.

Результаты численного определения КИН для различных случаев нагружения ротора и в различных характерных фазах его положения показали, что циклирование напряженного состояния в роторе у трещины происходит по пульсирующему циклу. Распределение КИН вдоль всего фронта трещины изменяется, хотя и незначительно, а добавочное действие температурных напряжений от стационарного Т-поля несколько увеличивает значения КИН.

Максимальные значения КИН, достигаемые в роторе с рассматриваемой трещиной, даже с учетом влияния неравномерного Т-поля заметно ниже критических (например, для роторной стали Р2МА (25Х1М1ФА) при нормальной температуре  $T = 20^\circ\text{C}$   $K_{IC} = 55 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ , а при  $T > 200^\circ\text{C}$  –  $K_{IC} \approx 300 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ ). В реальности трещины в роторах развиваются и их рост, очевидно, обусловлен усталостным механизмом.

Выполнены приближенные оценки темпа усталостного подрастания трещины в роторе при колебаниях. Условием усталостного распространения трещины является превышение размаха КИН его порогового значения  $K_{th}$ . При разных режимах нагружения величина  $(\Delta K_I)_{max}$ , различна и наименьшая для случая максимального радиального перепада Т-поля. Для этого случая циклирование напряженного состояния происходит с большим коэффициентом асимметрии, что обуславливает при этом снижение величины  $K_{th}$  [7]. Можно считать, что пороговый КИН превосходит [8, 9] для всех рассматриваемых режимов нагружения и усталостное развитие трещины возможно. Не обращаясь к известным моделям роста трещины [9], примем для простоты как минимальную оценку для скорости роста трещины величину  $dl/dn = 10^{-8}$  мм/цикл, которая принимается как базовая при экспериментальном определении порогового значения  $K_{th}$ . В этом случае грубые оценки показывают, что, например, увеличение глубины трещины на 10 мм (на 5 %) произойдет через 0,5 года эксплуатации, т.е. развитие возникшей трещины вследствие вызванных ею колебаний вполне вероятно, а темп подрастания трещины достаточно высок. Большая часть времени эксплуатации ротора выполняется в стационарном режиме, при этом влияние температурных напряжений проявляется в увеличении размаха КИН, а соответственно увеличении скорости подрастания трещины.

Таким образом, предложена методика расчета колебаний термонапряженного ротора с дышащей трещиной на основе трехмерной модели МКЭ с использованием решения задачи теплопроводности и учетом контактного взаимодействия берегов трещины. Получено распределение динамического КИН  $K_I$  вдоль фронта заданной дышащей трещины и выполнена оценка усталостного развития, согласно которой возможно ее существенное подрастание при эксплуатации турбины.

## Литература

1. Шульженко Н. Г., Зайцев Б. Ф., Викман Н. Е., Асаенок А. В. Расчет колебаний ротора с «дышащей» трещиной по трехмерной модели. *Пробл. прочности*. 2012. № 6. С. 137–145.
2. Зайцев Б. Ф., Шульженко Н. Г., Асаенок А. В., Ерецкая Н. Е. Метод расчета колебаний тел, содержащих трещины с контактирующими берегами. *Пробл. машиностроения*. 2008. Том 11, № 4. С. 34–42.
3. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.
4. Зайцев Б. Ф., Асаенок А. В., Протасова Т. В. Напряженно-деформированное состояние в роторе с поперечной трещиной с учетом контакта берегов. *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій*. 2017. вип. 26. С. 70–78.
5. Shul'zhenko N. G., Zaitsev B. F., Asaenok A. V., Protasova T. V. Deformation and Vibration-Induced Stress Intensity of a High-Temperature Turbine Rotor with a Breathing Transverse Crack. *Strength of materials*. 2017. Vol. 49, no 6. pp. 751–759.
6. Морозов Е. М., Никишков Г. П. Метод конечных элементов в механике разрушения. М.: Наука, 1980. 256 с.
7. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
8. Трощенко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник в 2-х частях. Киев: Наукова думка, 1987. 1303 с.
9. Трощенко В. Т., Покровский В. В., Прокопенко А. В. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении. Киев: Наукова думка, 1987. 256 с.

## **ПРИБОР ДЛЯ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ГАЗОМОТОРНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

**Полищук О. Ф., Тертышный И. С.**

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины Харьков, Украина  
E-mail: polischuk@ipmach.kharkov.ua

Характерной особенностью вибрационных процессов, происходящих в узлах газомоторных компрессоров (за исключением турбокомпрессора), является их импульсный характер. Соударения, происходящие в цилиндропоршневой группе, шатунных подшипниках, газовпускных клапанах возбуждают колебания деталей и узлов газомоторных компрессоров, которые являются узкополосными случайными процессами. Для каждого из диагностируемых узлов существуют частотные диапазоны, которые можно использовать как информативные при оценке их технического состояния. Кроме этого мгновенные амплитудные значения вибрации из-за импульсного характера возбуждения являются нестабильными, что обуславливает необходимость оптимального усреднения амплитуд в информативных частотных диапазонах.

Для вибрационного диагностирования узлов газомоторных компрессоров таких, как шатунные подшипники, цилиндропоршневая группа (силовая часть), турбокомпрессор разрабатывались специальные методики, основанные на анализе данных, полученных в процессе эксплуатации компрессоров на газоперекачивающих станциях (1).

Разработанный прибор предназначен для вибрационного диагностирования узлов газомоторных компрессоров типа 10 ГКН (шатунных подшипников, турбокомпрессора и цилиндропоршневой группы (силовая часть)). Прибор является специализированным, т. к. его технические характеристики (частотная фильтрация, параметры усреднения) соответствуют информативным параметрам для диагностирования данных компрессоров. Для диагностирования каждого узла используется один частотный диапазон. Время усреднения 5 секунд, что при частоте вращения коленчатого вала в 300 об/мин обеспечивает измерение среднего значения вибрации по 25 импульсам.

Результаты диагностирования определяются в автоматическом режиме. В шатунных подшипниках диагностируются такие дефекты как увеличенный зазор и разрушение рабочей поверхности вкладыша. В цилиндропоршневой группе диагностируются увеличение зазора между цилиндром и поршнем, задиры зеркала цилиндра и юбки поршня и т. д.

Прибор прошел ведомственные приемочные испытания, и используется на компрессорных станциях.

### **Литература**

1. Сапрыкин С. А. Методы и технические средства вибрационной диагностики газоперекачивающего оборудования. Харьков., 2009. 368 с.

## **ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ К-325-23,5 ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ СХЕМИ УЩІЛЬНЕНЬ ТА ОБОЙМИ**

**Бахмутська Ю. О., Котульська О. В.**

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна  
E-mail: julia.bakhmutska@gmail.com, katulska@ipmach.kharkov.ua

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

Аналіз напрацювання енергоблоків потужністю 200 і 300 МВт показав, що при експлуатації турбін в режимі щоденного пуску - останову, спрацьовування залишкового ресурсу підвищується більш ніж в 3 рази в порівнянні з розрахунковим режимом експлуатації.

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

На сьогоднішній час розробка АО «Турбоатом» – високоекономічна парова турбіна К-325-23,5 може бути використана для заміни турбін потужністю 300 МВт.

В результаті розрахунку нестационарного термонапруженого стану ротора високого тиску парової турбіни К-325-23,5 було виявлено місця з високою концентрацією напружень. Запропоновано заходи щодо зниження рівня напружень: нові схема ущільнень та умови прогріву циліндра високого тиску. Внаслідок цього змінена конструкція обойми переднього кінцевого ущільнення.

Для забезпечення надійності корпусних елементів готуються граничні умови для дослідження нестационарного теплового та термонапруженого стану нової обойми з урахуванням процесів, які відбуваються на етапах підготовки до пуску і пуску. Це дозволить більш рівномірно прогрівати ЦВТ, збільшити ресурс парової турбіни та скоротити час пуску.

# **RADIATION SAFETY ISSUES DURING SPENT FUEL DRY STORAGE AT ZAPORIZHIA NPP (UKRAINE) AND IGNALINA NPP (LITHUANIA)**

**A. Smaizys<sup>1</sup>, E. Narkunas<sup>1</sup>, V. Rudychev<sup>2</sup>, Y. Rudychev<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Lithuania

<sup>2</sup> V.N. Karazin Kharkiv National University, Kharkov, Ukraine

One of the safety issues during an operation of nuclear power plants (NPP) is the proper and safe management of spent nuclear fuel (SNF) including its interim storage. SNF storage in the dry type storage facilities is widely applied in different countries. This storage method is also used at Zaporizhia NPP (ZNPP) that is in operation and at Ignalina NPP (INPP) that currently is under decommissioning. In both cases the SNF storage facilities are located in the territory of respective NPP.

Dry storage casks of different designs are used in the ZNPP and INPP. Ventilated storage casks VSC-24 are used for SNF storage at the ZNPP and CASTOR®RBMK-1500, CONSTOR®RBMK-1500 CONSTOR®RBMK1500/M2 at the INPP. The casks and constructions of the facilities shall ensure adequate radiation shielding and minimize exposure of personnel and population. To ensure the safe operation of the SNF dry storage facility ZNPP has developed a set of technical and administrative measures that include the construction of a radiation shielding walls, the development of loading schemes for spent fuel assemblies of various activities in the VSC-24 casks and the arrangement of casks in the storage facility optimizing the shielding properties. 154 casks have been placed in the SNF storage facility at the ZNPP since 2001 and currently the facility contains about 1500 tons of SNF. The numerical estimation reveals that from the radiation safety point of view the whole SNF generated during operation of ZNPP, i.e. 380 VSC-24 casks, can be placed into facility. There are two dry storage facilities at the INPP: SNFSF-1 is completely filled and contains in total 118 CASTOR®RBMK-1500 and CONSTOR®RBMK-1500 casks (about 680 tons of SNF); SNFSF-2 is designed to store CONSTOR®RBMK1500/M2 casks and it is foreseen that spent fuel from the at-reactor pools will be placed into this facility until 2022 (about 1800 tons of SNF). Similar technical and administrative measures in order to ensure radiation safety during SNF dry storage is also applied at the INPP.

Usually radiation safety is justified by numerical methods that are applied during the design phase of the dry storage facility. Afterwards during the operation of the facility continuous radiation monitoring is performed. This paper presents an overview of the performed numerical investigations that justifies the radiation safety and comparison of dose rate measurement results at the ZNPP and INPP dry spent fuel storage facilities.



## МІЦНІСТЬ ЗАХИСНОЇ ОБОЛОНКИ АТОМНОЇ СТАНЦІЇ ПРИ СТАТИЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Сметанкіна Н. В., Місюра С. Ю.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна  
E-mail: nsmetankina@ukr.net

Україна входить до першої десятки держав з розвиненою ядерною енергетикою. Одним з пріоритетних завдань у сфері використання ядерної енергії є підвищення безпеки діючих енергоблоків АЕС з метою забезпечення відповідності її цільових показників міжнародним нормам, правилам та стандартам з ядерної та радіаційної безпеки. У розрахунках захисної оболонки АЕС необхідно розглядати схеми рівномірно розподілених і нерівномірно розподілених снігових навантажень на покриття в їх найбільш несприятливих розрахункових сполученнях.

Купол внутрішньої захисної оболонки будівлі реактора складається з двох частин – нижньої і верхньої. Внутрішня захисна оболонка є однією з частин системи захисних герметичних оболонок реактора, що виключає вихід радіоактивності в навколишнє середовище. Така система оболонок витримує як внутрішній тиск, так і зовнішній вплив, наприклад, від ударної хвилі, що створює тиск 30 кПа, і падіння літака.

Захисна оболонка є найважливішим з точки зору безпеки елементом АЕС, останнім фізичним бар'єром на шляху поширення радіоактивних матеріалів та іонізуючого випромінювання.

Досліджується напружено-деформований стан (НДС) багат шарової захисної оболонки АЕС під впливом снігового навантаження та власної ваги. Оболонка розглядається як двошарова напівсфера. Зовнішній шар виконано з залізобетону, внутрішній зі сталі. Оболонка жорстко закріплена по зовнішньому радіусу. По всій зовнішній поверхні прикладене розподілене навантаження.

Параметри НДС захисної оболонки розраховуються методом скінченних елементів у тривимірній постановці. Застосовується елемент з двадцятьма вузлами, що мають три ступені волі в кожному вузлі – переміщення в напрямку осей вузлової системи координат. Елемент може мати довільну орієнтацію в просторі, що дає можливість використати нерегулярну форму сітки без втрати точності. Також елемент має спільні форми переміщень і дозволяє описувати моделі зі скривленими межами.

Досліджено вплив ваги снігового шару та геометричних параметрів на напруження в захисній оболонці. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні оболонок сучасних АЕС.

### Література

1. Пергаменщик Б. К., Теличенко В. И., Темишев Р. Р. Возведение специальных защитных конструкций АЭС. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 240 с.
2. Демидов А. П., Савченко В. А. Защитные оболочки реакторных отделений зарубежных АЭС. *Энергетическое строительство за рубежом*. 1989. № 5. С. 2–7.

## АНАЛІЗ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕНЕРГОМАШИН

<sup>1</sup> Сметанкіна Н. В., <sup>2</sup> Линник О. В., <sup>1</sup> Місюра С. Ю.

<sup>1</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

<sup>2</sup> АТ «Турбоатом», Харків, Україна

E-mail: nsmetankina@ukr.net; lynnyk@turboatom.com.ua; misurasy@gmail.com

При модернізації гідротурбін виникає питання про заміну морально та фізично застарілого обладнання на нове з урахуванням підвищення їх потужності й експлуатаційної надійності. Оцінка ефективності та обсягу реконструкції вимагає високоточних і оперативних методик і програм дослідження міцності і динаміки конструкцій вузлів гідротурбін при різних режимах експлуатації. Ця проблема є актуальною як в Україні, так і у країнах далекого й ближнього зарубіжжя [1].

Проектуванню елементів гідротурбін присвячено ряд фундаментальних робіт. Проте розробок, що включають в себе уточнення методик дослідження динаміки і міцності енергомашин з урахуванням реальних умов експлуатації та експериментальних даних про матеріали, довговічність і ресурс при модернізації гідротурбін, недостатньо, тому є необхідним подальший розвиток цих досліджень.

Робота присвячена створенню та удосконаленню методу аналізу власних коливань, а також оптимального проектування кришок гідротурбін з урахуванням експлуатаційних впливів.

Кришка гідротурбіни є тривимірною циклічно-симетричною конструкцією, що складається з тонкостінних оболонок обертання, об'єднаних ребрами – меридіональними пластинами складної конфігурації [2].

Побудовано математичну модель кришки з використанням оболонкових скінченних елементів. Урахування інерційних сил від мас, устаткування, розташованого на кришці, моделюється приведеною густиною. Також у динамічному процесі враховується вплив рідини. Попередньо напружений стан моделюється шляхом введення так званої геометричної матриці жорсткості, яка одержана на основі тензора попередніх напружень і нелінійної частини тензора деформацій.

На основі розробленої методики досліджено вплив конструктивних параметрів і пружних характеристик на власні частоти кришки поворотного-лопатевої гідротурбіни та виявлено області концентрації максимальних напружень.

Проведено раціональне проектування кришки гідротурбіни на основі градієнтного методу. При оптимізації в'язкості як функція цілі обрана маса конструкції. Змінними параметрами є товщини всіх елементів конструкції. Вводяться обмеження на міцність конструкції.

Оптимальна конструкція має масу на третину менше, ніж вихідна. Крім того, перевагою даної конструкції є те, що номенклатура використовуваного прокату зменшилася на п'ять позицій.

Виконано чисельні дослідження власних частот коливань вихідної конструкції кришки гідротурбіни і конструкції зі зменшеною масою.

### Література

1. Курзин В. Б., Селезнев В. С. О механизме возникновения высокого уровня вибраций турбин Саяно-Шушенской ГЭС. *Прикладная механика и техн. физика*. 2010. Т.51, № 4. С. 166–175.
2. Сметанкина Н. В., Мисюра С. Ю., Линник А. В. Влияние предварительно напряженного состояния на частоты несущих конструкций гидротурбин. *Вісн. НТУ «ХПИ». Сер. Динаміка і міцність машин*. 2018. Т.1, № 38. С. 42–48.