

УДК 539.3

ОСОБЛИВОСТІ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК З ТИТАНОВОГО СПЛАВУ З ЕРОЗІЙНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ

¹ **Ю. С. Воробйов**, д-р техн. наук
vorobiev@ipmach.kharkov.ua

¹ **Н. Ю. Овчарова**, канд. техн. наук

¹ **А. С. Ольховський**

² **О. В. Махненко**, д-р техн. наук
makhnenko@paton.kiev.ua

² **В. М. Тороп**, д-р техн. наук

³ **О. Є. Гопкало**

¹ Інститут проблем машинобудування
ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

² Інститут електрозварювання
ім. Є. О. Патона НАН України
03680, Україна, м. Київ,
вул. Казимира Малевича, 11

³ Інститут проблем міцності
ім. Г. С. Писаренка НАН України
01014, Україна, м. Київ, вул. Тимірязєвська, 2

Розглядається вплив ерозійних пошкоджень на особливості коливань робочих лопаток п'ятого ступеня циліндра низького тиску (ЦНТ) парової турбіни К-1000-60/3000 для атомної електростанції (АЕС). Лопатки виготовлені з титанового сплаву TC5 і мають довжину 1200 мм. Помітні ерозійні пошкодження спостерігалися в лопатках п'ятого ступеня ЦНТ після відпрацювання понад 180 тис. годин на ВП «Хмельницька АЕС». Найбільша небезпека виникає за рахунок утворення кратерів і щілиноподібних пошкоджень. Такі пошкодження викликають концентрацію напружень, що веде до зниження межі втоми і залишкового ресурсу. Радіус в усті (фронті) ерозійного пошкодження помітно більше, ніж для утомної тріщини. За таких пошкоджень контакту берегів пошкоджень не спостерігається. В процесі досліджень була розроблена скінченноелементна модель лопатки, що має більш густу сітку в області пошкоджень, але менш густу в основному об'ємі лопатки. Виконано багатоваріантні чисельні дослідження коливань лопаток з різною кількістю пошкоджень, які розташовані в різних місцях по довжині лопатки в зоні локалізації напружень, що виникає за рахунок особливостей форм коливань. Виявлено особливості розподілу напружень в зонах пошкоджень. Показано, що збільшення кількості пошкоджень призводить до зростання зони підвищених напружень, але не викликає більшої їх концентрації. Розглянуто коливання лопаток під час дії навантаження умовної величини, що дозволило виявити реальні коефіцієнти концентрації вібраційних напружень в місцях пошкоджень. Це дає можливість використати досвід аналізу коливань компресорних лопаток з титанових сплавів з пошкодженнями. Виявлено ступінь зниження межі витривалості лопаток з титанових сплавів з пошкодженнями. Розроблено рекомендації щодо запобігання небезпечним режимам роботи лопаток турбін К-1000-60/3000 з пошкодженнями.

Ключові слова: ерозійні пошкодження, коливання, лопатка, ресурс, титановий сплав.

Вступ

Лопатковий апарат сучасних турбін є найбільш відповідальною та напруженою їхньою частиною. На робочі лопатки діють інтенсивні статичні та динамічні навантаження. Коливання становлять основну небезпеку для лопаткового апарата турбомашин. Їхньому вивченню присвячено ряд робіт [1–6]. Коливання лопаток з пошкодженнями, що викликають особливий інтерес, досліджені в [1–4].

Розглядається вплив ерозійних пошкоджень на особливості коливань лопаток п'ятого ступеня ЦНТ парової турбіни К-1000-60/3000 для АЕС. Лопатки виготовлені з титанового сплаву TC5 і мають довжину 1200 мм. Під час тривалої експлуатації у волого-паровому середовищі, що характерне для останніх ступенів парових турбін, особливо для турбін АЕС, спостерігається помітна ерозія в лопатках. Такі ерозійні пошкодження спостерігалися в лопатках п'ятого ступеня ЦНТ після відпрацювання понад 180 тис. годин на ВП «Хмельницька АЕС». Найбільша небезпека виникає за рахунок утворення кратерів і щілиноподібних пошкоджень, як правило, на вхідній кромці лопаток в їх верхній третині. Саме такі пошкодження зафіксовані на лопатках п'ятого ступеня ЦНТ турбіни. Найбільш інтенсивні «пилковидні пошкодження» по всій товщині вхідної кромки відзначені в робочій лопатці № 74 п'ятого ступеня правого потоку турбіни ЦНТ 3 енергоблоку № 1 ВП «Хмельницька АЕС». Такі пошкодження викликають концентрацію напружень, що веде до зниження межі втоми і залишкового ресурсу. На щастя, концентрація напружень при ерозійних пошкодженнях відрізняється від концентрації напружень при утомних тріщинах. Це пояснюється тим, що радіус в усті (фронті) ерозійного пошкодження помітно більше, ніж для утомної тріщини. Основну небезпеку для лопаток з пошкодженнями становлять вібрації.

Постановка задачі

Лопатка, коливання якої досліджуються, виготовлена з титанового сплаву TC5 і має довжину 1200 мм. В Інституті проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України виконано морфологічний та фрактографічний аналіз властивостей титанового сплаву лопатки в зоні ерозії після напрацювання понад 180 тис. годин.

Морфологія ерозійних пошкоджень лопатки містить глибокі каверни з загостреними перемичками у вигляді пірамідальних елементів з відстанями між ними 400–700 мкм з радіусом 0,02–0,05 мкм в усті пошкодження. За таких обставин в зоні ерозії однієї з лопаток (№ 74) спостерігалися зародкові мікротріщини довжиною 1–2 мкм і товщиною 1 мкм. В усті каверн іншої лопатки (№ 73) мікротріщини не спостерігалося. Мабуть, це пояснюється тим, що під час тривалої експлуатації відбувається локалізація пластичних деформацій і гальмування мікротріщин [7, 8]. Основні ерозійні пошкодження мають пилкоподібний характер (рис. 1).

Під час таких пошкоджень контакту берегів пошкоджень не спостерігається.

Морфологічний і фрактографічний аналізи показали, що механічні властивості титанового сплаву TC5 в зоні ерозії взагалі відповідають вимогам ТУ [10]. Дegradaцій механічних властивостей матеріалу лопаток після 180 тис. годин експлуатації, які слід врахувати в моделях лопатки, не спостерігалося. Однак ерозійні пошкодження викликають появу зон локалізації та концентрації напружень. Ці пошкодження призводять до зміни межі утоми матеріалу і зміни залишкового ресурсу.

Згідно з наявними даними пошкодження в тілі лопатки моделюються вирізами в скінченноелементній сітці лопатки глибиною 1–3 мм, шириною 1–2 мм, з радіусом 0,02–0,05 мм в усті пошкодження (рис. 1).

Тому була розроблена скінченноелементна модель лопатки, що має більш густу сітку в області пошкоджень, але менш густу в решті області (рис. 2). На форми перемішень і розподіл напружень

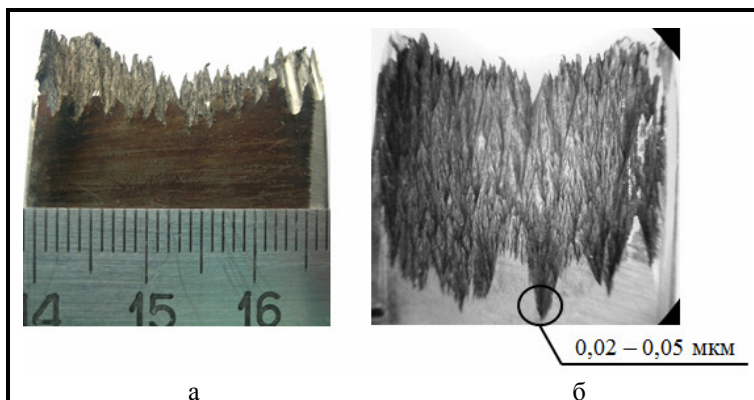


Рис. 1. Загальний вигляд ерозійних пошкоджень на сторонах пера лопатки:

а – тильній; б – лицьовій

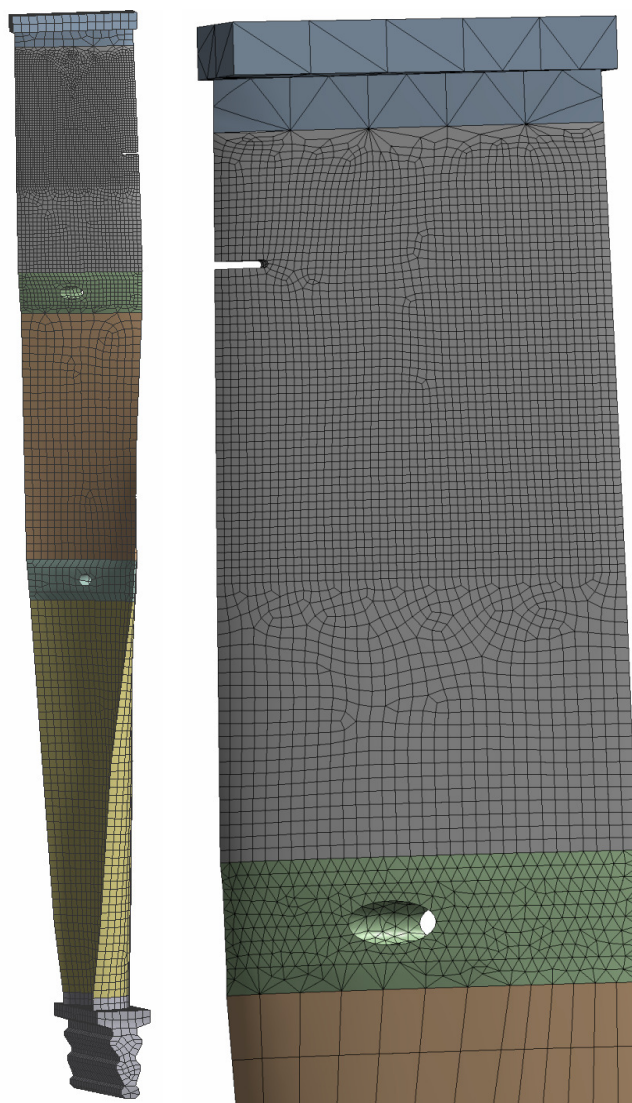


Рис. 2. Скінченноелементна модель робочої лопатки з більшою густою сіткою в зоні пошкоджень

в основному об'ємі лопатки, де немає пошкоджень, ці зміни практично не впливають. Зате в області пошкоджень вдалося уточнити розподіл напружень, особливо навколо устя пошкодження.

З використанням цієї моделі виконані дослідження коливань лопаток з різною кількістю пошкоджень та в різних місцях по довжині лопаток в зоні локалізації напружень за рахунок особливостей форм коливань.

Числові дослідження

Досліджено зміну частот для випадків одного і двох пошкоджень. В табл. 1 наведено зміни частот під дією відцентрових сил та у разі збільшення числа пошкоджень.

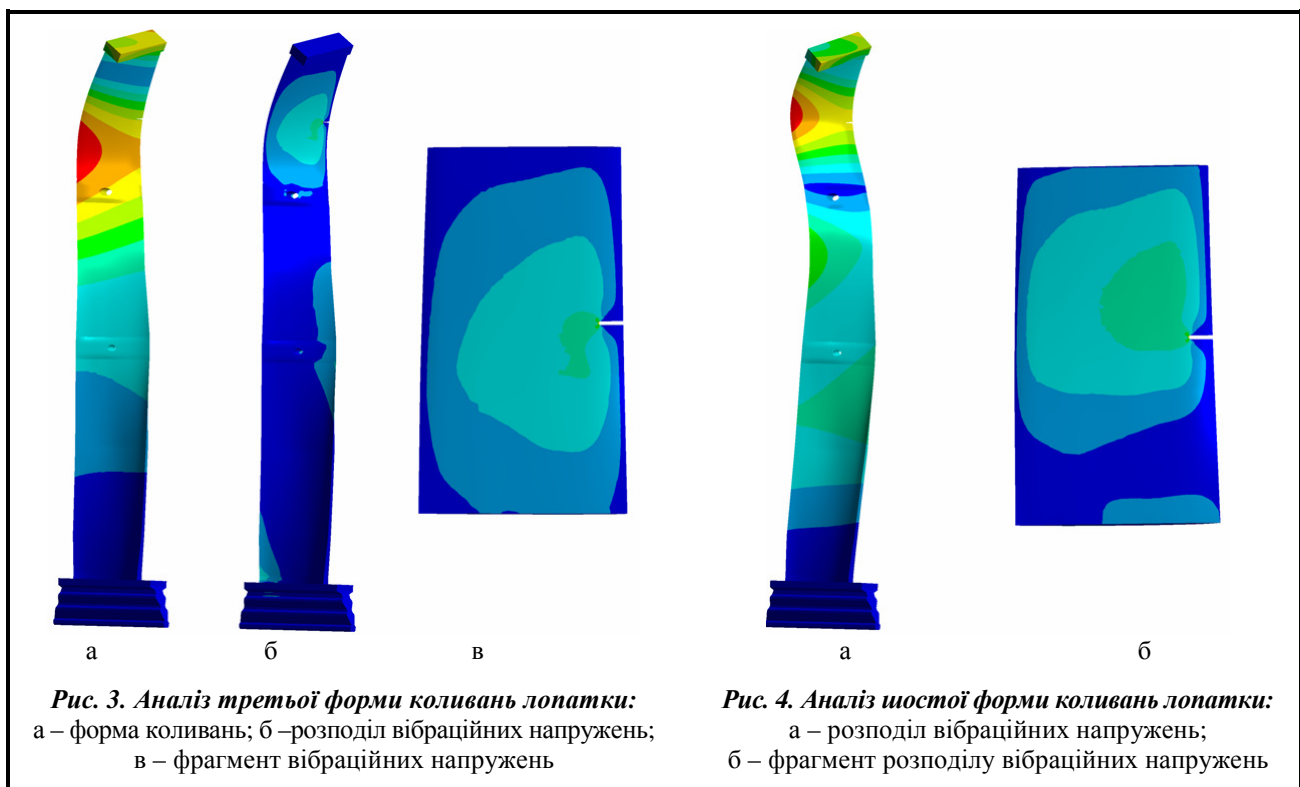
Таблиця 1. Зміна власних частот лопатки з урахуванням частоти обертання Ω і з різною кількістю пошкоджень

№ форми коливань	Частота лопатки без пошкоджень, Гц		Частота лопатки з пошкодженнями, Гц	
	$\Omega=0$	$\Omega=50$ Гц	1 пошкодження $\Omega=50$ Гц	2 пошкодження $\Omega=50$ Гц
1	19,06	72,23	70,44	70,43
2	41,13	113,39	111,89	111,87
3	102,89	183,43	182,38	181,89
4	152,26	222,50	220,04	219,95
5	174,37	271,06	267,85	261,66
6	233,04	375,55	372,92	372,35

Слід відзначити, що на власні частоти лопатки набагато більше впливає дія відцентрових сил, ніж зміна числа пошкоджень.

Значно більший інтерес викликає розподіл вібраційних напружень під час пошкоджень. Виконано багатоваріантні чисельні дослідження коливань лопаток з різною кількістю пошкоджень, що розташовані в різних місцях по довжині лопатки.

Серія розрахунків здійснена для розташування пошкоджень в зоні локалізації напружень за різних форм коливань. Найбільша локалізація напружень спостерігається для третьої та шостої форм коливань. Так, на рис. 3, 4 наведені форми коливань та розподіл вібраційних напружень з одним пошкодженням для цих форм.



В цих прикладах концентрація напружень при пошкодженнях розташована в зонах локалізації напружень за різних форм коливань. Але реальні ерозійні пошкодження розташовані групами одне біля одного, тому в подальшому дослідження коливань лопаток проводилися з різною кількістю пошкоджень, що розташовані поруч в зоні локалізації напружень. На рис. 5 подано розподіл вібраційних напружень за різних форм коливань.

На рис. 6 наведено розподіл вібраційних напружень для третьої форми коливань з різним числом пошкоджень.

Дослідження коливань з різною кількістю пошкоджень показує, що збільшення їх числа призводить до зростання розмірів зони підвищених напружень в цих місцях, але не викликає більшої концентрації напружень.

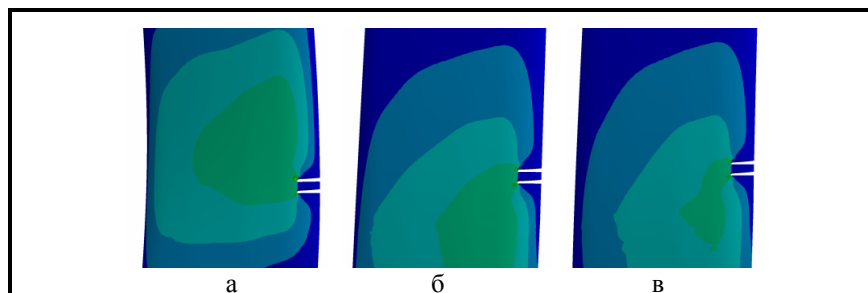


Рис. 5. Фрагменти розподілу вібраційних напружень в зоні локалізації напружень при формах коливань:
а – четвертій; б – п'ятій; в – шостій

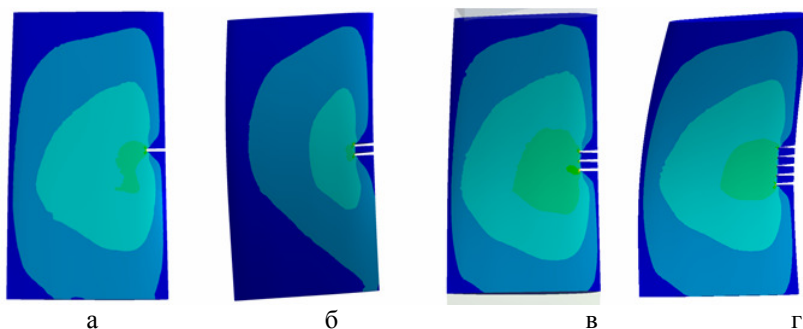


Рис. 6. Фрагменти розподілу вібраційних напружень в зоні локалізації напружень при третій формі коливань з пошкодженнями:
а – одним; б – двома; в – трьома; г – п'ятьма

Багатоваріантні розрахунки коливань лопаток з різним числом пошкоджень дозволили отримати якісне уявлення про закономірності концентрації напружень в лопатках за різних форм коливань. Але для розгляду реальних коефіцієнтів концентрації напружень необхідні розрахунки вимушених коливань лопаток хоч би при умовних навантаженнях.

Внаслідок нестачі вхідних даних під час аналізу вимушених коливань може бути використаний умовний рівень навантаження, що діє на лопатку при коливаннях в потоці. На лопатки робочого колеса діє постійна складова газодинамічної сили потоку і змінна складова, що викликає коливання лопатки.

Змінна складова може бути розкладена в гармонійний ряд [3, 4]

$$P(z, t) = \sum_{k=1}^k P_k(z) \sin(k\Omega t + \varphi_k),$$

де – $P_k(z)$ амплітуди гармонічних складових; k – кратність гармонічної складової; Ω – частота обертання лопатки; φ_k – фаза гармонічної складової.

Амплітуди гармонічних складових цих сил невідомі. Їх можна оцінити тільки приблизно виходячи з наявних вхідних даних. Частоти гармонік, що становлять небезпеку, можна визначити. На робочому режимі завжди є збурююча сила, частота якої $n=3000$ об/хв, що відповідає частоті $\Omega=50$ Гц. Крім того, гармоніка, що викликана напрямними лопатками, має частоту nz , де z – число лопаток направляючого ступеня. Частота цієї гармоніки $\omega_z=50 \cdot 42=2100$ Гц. Амплітуду гармонічної складової з частотою $\omega_1=50$ Гц приймемо як розподілене навантаження, що діє на поверхню корита лопатки $P_1=1,25 \cdot 10^{-3}$ МПа. Амплітуду гармонічної складової з частотою $\omega_2=2100$ Гц приймемо як розподілене навантаження $P_2=2,47 \cdot 10^{-3}$ МПа.

Ці навантаження є умовними, вони прийняті для того, щоб оцінити співвідношення вібраційних напружень в лопатках із пошкодженнями та без. Проведені дослідження коливань лопаток з одним, двома та трьома пошкодженнями, що розташовані поруч в зоні локалізації напружень під час дії гармонічної складової з частотою 50 та 2100 Гц. Так, на рис. 7, 8 наведено розташування вібраційних напружень в лопатках з двома пошкодженнями.

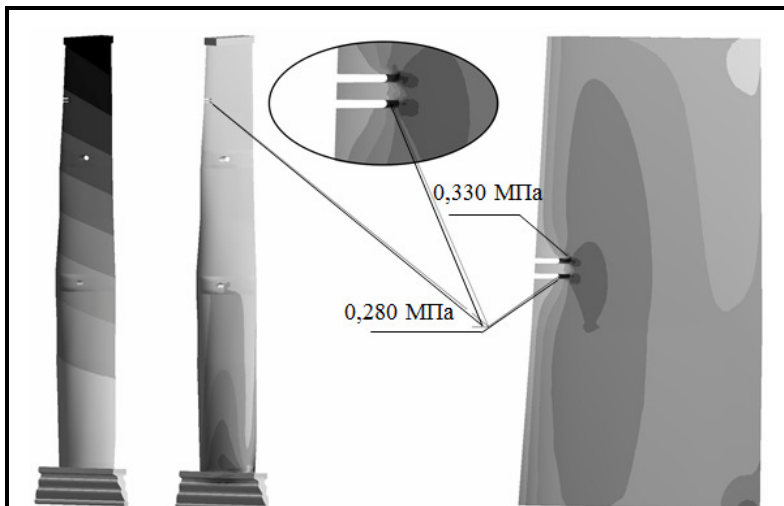


Рис. 7. Розподіл переміщень та вібраційних напружень під час дії гармонічної складової з частотою 50 Гц

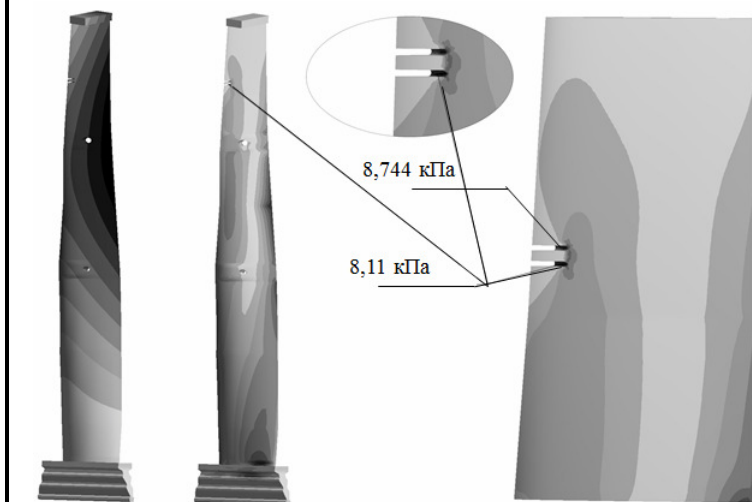


Рис. 8. Розподіл переміщень та вібраційних напружень під час дії гармонічної складової з частотою 2100 Гц

Порівняння результатів досліджень коливань лопаток з різним числом пошкоджень в зоні максимальних напружень під час дії гармонічної складової з частотою 50 та 2100 Гц з результатами для лопатки без пошкоджень показує, що коефіцієнти концентрації напружень лежать в межах 1,2–3,1.

На основі літературних даних може бути визначено зниження межі витривалості для лопаток з титанових сплавів залежно від відносних розмірів забоїн та характеру кінетичної кривої [7–9]. Згідно з результатами розрахунків можна оцінити зниження межі утоми титанового сплаву лопатки при ерозійних пошкодженнях. Якщо ця межа становить 450 МПа, то при ерозійних пошкодженнях вона може знизитися до 210 МПа. Приблизно таке ж зниження межі утоми зазначено в роботі [9].

В результаті може бути попередньо оцінений залишковий ресурс лопатки на основі наявних припущень про рівень напружень в лопатках [9]. Якщо максимальні вібраційні напруження не перевищують межі утоми з урахуванням пошкоджень, то число циклів залишкового ресурсу може бути прийнято $N=10^7$.

З іншого боку, на основі відомих даних про межу витривалості лопаток з титанових сплавів [9] вибирається відповідне значення межі витривалості матеріалу. Тоді використовується оцінка найбільших вібраційних напружень.

Водночас може бути врахована зміна межі витривалості за рахунок механічної обробки її поверхні. Залишковий ресурс за таких умов відповідає зазначеному вище [9].

Результати аналізу коливань лопаток при умовних навантаженнях, а саме – визначення величин коефіцієнтів концентрації напружень в межах 1,2–3,1, дає можливість прогнозувати зниження межі витривалості лопаток до 210–240 МПа, що, в свою чергу, обмежує залишковий ресурс лопаток числом циклів $N=10^7$.

При ерозійних пошкодженнях титанових лопаток радіус в усті поглиблення зазвичай становить близько 0,02–0,05 мм, що також викликає концентрацію напружень, але не таку велику, як при виникненні утомної тріщини. За таких умов характер пошкоджень виявляється близьким до малих забоїн і пилової ерозії. Ці типи пошкоджень досліджені для компресорних лопаток з титанових сплавів більш докладно [9]. Це дає можливість використовувати результати аналізу впливу пошкоджень компресорних лопаток з титанових сплавів на зниження межі витривалості титанових сплавів (табл. 2).

Подібні дослідження дозволили отримати уявлення про зміну меж витривалості, що, в свою чергу, впливає на зміну ресурсу лопаток з титанових сплавів залежно від терміну напрацювання.

Таблиця 2. Зміна межі витривалості при пошкодженнях лопаток з титанових сплавів [9]

Сплав	Глибина забоїни, мкм	Межа витривалості σ_{-1} , МПа		Ступінь зниження межі витривалості
		початкова	при пошкодженні	
BT3-1	300 – 800	320 – 350	140 – 200	1,75 – 2,27
BT8	300 – 500	450 – 520	220 – 238	1,98 – 2,63
BT9	500	520	253	2,05

Згідно з результатами цих досліджень можна припустити, що для того щоб ресурс лопаток досягав числа $10^7 - 10^8$ циклів, амплітуди напружень σ_a не повинні перевищувати певних величин. Такі допустимі амплітуди вібраційних напружень для компресорних лопаток з різних титанових сплавів [9]: для сплаву BT3-1 $\sigma_a=300-350$ МПа, для BT8 $\sigma_a=450-500$ МПа, для BT9 $\sigma_a=500-520$ МПа.

Загальним для кривих утоми лопаток компресорів з титанових сплавів є відсутність точок перетину до числа циклів $N=10^8$. В роботі [9] наведені криві утоми для компресорних лопаток з титанових сплавів BT3-1, BT8 і BT9 для різних ступенів і двигунів. Водночас зміна межі витривалості та ресурсу істотно залежить від типу сплавів і обробки поверхонь, схильних до ерозії перед подальшою експлуатацією.

Такими видами механічної обробки є згладжування зони пошкоджень за допомогою точіння та фрезерування. Ще більш ефективним є подальше шліфування та полірування. В табл. 3 наведені дані з підвищення межі утоми, що забезпечують ресурс $N=10^8$ циклів під час механічної обробки зони ерозійних пошкоджень для сплаву BT3-1.

Такі підвищення межі утоми спостерігаються для сплавів, що мають порівняно низькі її значення. Це є характерним для сплаву BT3-1, що є найбільш вразливим до її зниження при ерозійних пошкодженнях. Навіть для цього сплаву після механічної обробки зони пошкоджень межа утоми підвищується до 360–450 МПа, що забезпечує залишковий ресурс біля $N=10^8$ циклів [9].

Таблиця 3. Підвищення межі утоми σ_{-1} завдяки механічній обробці зони ерозійних пошкоджень для сплаву BT3-1 [9]

Межа утоми після пошкоджень σ_{-1} , МПа	Межа утоми після обробки зони пошкоджень σ_{-1} , МПа	Вид механічної обробки
140 – 200	300 – 310	точіння та фрезерування
	360 – 370	теж саме + шліфування
	450 – 470	теж саме + полірування, вальцівка або гідрообробка

Титановий сплав TC5 належить до псевдо α -сплавів. Такі сплави мають хороші технологічні властивості, досить високу корозійну та ерозійну стійкість. Вони також входять в групу сплавів з низькою щільністю й теплопровідністю та високою питомою міцністю. Сплав також схильний до високого деформаційного зміцнення [7, 8]. Тому він був обраний для лопаток останніх ступенів турбін для АЕС, що працюють в середовищі вологої пари.

В ІЕЗ ім. С. О. Патона НАН України були взяті зразки матеріалу безпосередньо біля зони пошкодження лопатки після відпрацювання 180 тис. год. На цих зразках було проведено статичні та утомні випробування з використанням машини MTS 810 за амплітуд навантаження 350 МПа. Результати цих випробувань наведені в табл. 4.

Таблиця 4. Механічні властивості матеріалу лопатки (сплаву TC5) біля зони пошкодження

№ зразків	Межа текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	Межа міцності σ_b , МПа	Межа утоми σ_{-1} , МПа	Залишковий ресурс
1–3	832 – 838	911 – 920	–	–
4–6	–	–	350 – 450	$N > 10^7$

За результатами проведених утомних випробувань було встановлено, що за заданих амплітуд навантаження після досягнення 10^7 циклів руйнування зразків № 4–6 не спостерігалось, а отже, межа утоми $\sigma_{-1} > 350$ МПа. З метою проведення фрактографічних досліджень зразок № 6 був зруйнований після $N=6 \cdot 10^7$ циклів навантаження.

Ознаки руйнування було виявлено після досягнення числа циклів $N > 10^7$. Тому навіть після напрацювання 180 тис. год. лопатки мають залишковий ресурс $N=10^7$ циклів, що також було виявлено

в результаті числових розрахунків. Таким чином, різні підходи до оцінки зниження межі утоми матеріалу лопаток після пошкоджень, а також залишкового ресурсу дають однакові результати.

Якщо після напрацювання 180 тис. год турбіни зупиняються на профілактичний огляд, то доцільно провести ремонт лопаток з ерозійними пошкодженнями шляхом фрезерування, шліфування та наступного полірування зони пошкодження.

Можна рекомендувати такі заходи щодо запобігання небезпечним вібраційним напруженням в лопатках останнього ступеня турбіни К-1000-60/3000:

- періодична перевірка частот коливань лопаток і робочих коліс, у разі відхилення частот від еталонних на 8–10% необхідна зупинка та ремонт;
- за можливості перевірка рівномірності натягу поличкових зв'язків на периферії робочого колеса;
- перевірка якості та можливих пошкоджень демпферних дротових зв'язків у колесі;
- при пошкодженнях, що мають глибину понад 500 мкм, провести згладжування зони пошкоджень шляхом фрезерування, шліфування і наступного полірування;
- за можливості рекомендується заміна комплекту лопаток робочого колеса з пошкодженнями.

Висновки

На основі розроблених тривимірних моделей лопаток та робочого колеса проведено багатоваріантні дослідження коливань лопаток з різною кількістю пошкоджень, що розташовані в різних місцях по їх довжині.

1. Розроблено скінченноелементну модель лопатки, яка має більш густу сітку в області пошкоджень, та перевірено збіжність результатів під час зростання кількості вузлів сітки, що забезпечує більшу ефективність багатоваріантних чисельних розрахунків.

2. Показано, що збільшення числа пошкоджень не приводить до підвищення локалізації напружень, а тільки до розширення зони пошкоджень.

3. Розглянуто коливання лопаток під час дії навантажень умовної величини, що дозволило виявити реальні коефіцієнти концентрації вібраційних напружень в місцях пошкоджень.

Характер пошкоджень та коефіцієнтів концентрації виявлено близькими до таких, що спостерігаються за пилової ерозії компресорних лопаток з титанових сплавів. Це дає можливість використати досвід аналізу коливань компресорних лопаток з титанових сплавів з пошкодженнями. Виявлено ступінь зниження межі витривалості лопаток з титанових сплавів з пошкодженнями.

4. В ІЕЗ НАН України на основі експериментальних досліджень зразків матеріалу лопаток з пошкодженнями на утомну витривалість за амплітуд навантаження з напруженнями 350 МПа виявлено, що залишковий ресурс матеріалу лопаток становить не менш $N=10^7$ циклів. Це підтверджує висновки, що зроблено на основі досвіду експлуатації компресорних лопаток з титанових сплавів із пошкодженнями.

5. Розроблено рекомендації щодо запобігання небезпечним режимам роботи лопаток турбін К-1000-60/3000 з пошкодженнями за рахунок перевірки частот коливань лопаток із можливими пошкодженнями та механічної обробки зони пошкоджень.

Література

1. Шубенко А. Л., Ковальський А. Э., Воробьев Ю. С., Картмазов Г. Н., Романенко В. Н. Влияние эрозии на основные эксплуатационные характеристики рабочей лопатки последней ступени цилиндра низкого давления мощной паровой турбины. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т.13. №1. С. 3–10.
2. Шубенко А. Л., Ковальський А. Э., Воробьев Ю. С., Канило С. П., Романенко В. Н. Влияние эрозии на вибрационные характеристики рабочих лопаток влажно-паровых турбин. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т.6. №1. С.10–26.
3. Зиньковский А. П., Токарь И. Г., Круц В. А., Круглий Я. Д. Влияние рассеяния энергии в материале на колебания лопаток с неоднородностями. *Авиац.-косм. техника и технология*. 2012. № 9 (96). С. 132–137.
4. Токарь, И. Г., Зиньковский А. П. Влияние параметров локального повреждения регулярной системы на спектр собственных частот колебаний и вибронапряженность однотипных элементов. *Проблемы прочностн*. 2010. № 2. –С. 55–64.
5. Боровков В. М., Гецов Л. Б., Воробьев Ю. С., Копсов А. Я., Петин С. В., Пигрова Г. Д., Рыбников А. И. Материалы и прочность оборудования ТЭС. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 612 с.

6. Воробьев Ю. С., Махненко О. В., Овчарова Н. Ю., Берлизова Т. Ю., Кулаков П. Н. Проблемы использования новых материалов для лопаточного аппарата турбомашин. *Вісн. НТУ «ХПИ»*. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2016. № 9(1181). С. 44–49.
7. Канель Г. И., Разоренов С. В., Уткин А. В., Фортон В. Е. Ударно-волновые явления в конденсированных средах. М.: Янус-К, 1996. 408 с.
8. Крылов Н. А., Скотникова М. А., Цветкова Г. В., Иванова Г. В. Влияние структуры и фазового состава материала лопаток паровых турбин из титанового сплава на их устойчивость к эрозионному разрушению. *Науч.-техн. ведомости СПбПУ*. Естественные и инженерные науки. 2016. Вып. 3(249). С.86–92.
9. Петухов А. Н. Сопrotивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993. 232 с.
10. ТУ 1-5-130-78. Прутки катаные и кованые из титанового сплава. Марка ТС5. Введ. 10.05.78. – 17 с.

Надійшла до редакції 13.07.2018