

УДК 539.3

ВІБРОНАПРУЖЕНІСТЬ ПОШКОДЖЕНИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЇ ТУРБИНИ ПІСЛЯ ВІДНОВЛЮВАЛЬНОГО РЕМОНТУ

М. Г. Шульженко,

д-р техн. наук

mklshulzhenko@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1386-0988

А. С. Ольховський

tosky94@gmail.com

ORCID: 0000-0001-5741-4990

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

Лопатки останніх ступенів парових турбін типу К-1000-60/3000 працюють в умовах вологого парового середовища, що призводить до ерозійних пошкоджень і зниження їх залишкового ресурсу. Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю продовжити безпечну експлуатацію робочих лопаток таких турбін. Розглядається декілька варіантів скінченно-елементних моделей окремих лопаток та лопаток в системі диск-лопатки останнього ступеня турбіни зазначеного типу. Наводяться результати чисельного дослідження впливу видалення частин лопаток в зонах ерозійних пошкоджень після відновлювального ремонту на вібраційні характеристики окремих лопаток та лопаток в системі диск-лопатки. Проведено аналіз напружено-деформованого стану за умовного навантаження від паропотоку при вимушених коливаннях окремих лопаток та лопаток в системі диск-лопатки. Навантаження задаються рівномірно розподіленими та лінійно змінними по поверхнях лопаток. Визначається залежність максимальних еквівалентних вібраційних напружень від частоти збудження. Приймається, що фізико-механічні властивості матеріалу лопаток зберігаються (як для вихідного варіанта) після ремонту лопаток і обробки їх поверхонь. Спостерігається значно більше зниження вібронпруженості лопаток в системі диск-лопатки, ніж на окремих лопатках. Наводяться графіки залежності максимальних напружень від частоти збудження для непошкоджених окремих лопаток і лопаток в системі диск-лопатки після їх відновлювального ремонту. Розглядаються різні варіанти видалення частин лопаток в зонах їх вхідних та вихідних кромок. Показано, що зі зменшенням хорд лопаток після ремонту у їх нижніх частинах можуть з'являтися частотні області підвищеної вібрації. В окремих лопатках та лопатках в системі диск-лопатки в нижніх частинах значення максимальних напружень збільшуються в порівнянні зі значеннями в лопатках без пошкоджень. Зі зміною напруженості робочих лопаток в порівнянні з вихідним варіантом лопаток без пошкоджень оцінюється можливість продовження їх ресурсу безпечної експлуатації за багаточислової втоми. Цей ресурс розглянутих лопаток з хордою не менше 150 мм після відновлювального ремонту може бути продовжений за даними напружень, якщо не порушується циклічна симетрія системи диск-лопатки та зберігаються фізико-механічні властивості матеріалу після обробки зон видалення пошкоджень на вихідних кромках лопаток.

Ключові слова: лопатка, коливання, ерозійні пошкодження, відновлювальний ремонт, продовження ресурсу, тривимірна скінченно-елементна модель, система диск-лопатки, вимушені коливання, амплітудно-частотна характеристика.

Вступ

Система диск-лопатки сучасних турбін є їх найбільш відповідальною і напруженою частиною. На робочі лопатки діють інтенсивні статичні й динамічні навантаження. Коливання системи диск-лопатки суттєво впливають на надійність турбіни.

В роботі розглядаються виготовлені з титанового сплаву лопатки останніх ступенів турбіни К-1000-60/3000.

Лопатки ступенів циліндра низького тиску цих турбін працюють у вологому паровому середовищі, де виникає крапельна ударна ерозія. Після відпрацювання понад 180 тисяч годин виявляється помітна ерозія на низці лопаток [1]. Під поверхню розвинених ерозійних пошкоджень іноді спостерігаються сліди локалізації пластичних деформацій, що можуть призводити до появи мікротріщин, що в свою чергу призводить до аварійних ситуацій. Ерозійні пошкодження в лопатках останніх ступенів турбін, що працюють в умовах вологої пари, розташовані доволі щільно у верхніх третинах вхідних кромок лопаток та у нижніх третинах вихідних кромок [1].

Стаття доступна за ліцензією Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.

© М. Г. Шульженко, А. С. Ольховський, 2021

Ерозійні пошкодження мають пилкоподібний характер з кавернами з глибиною 400–500 мкм, відстані між якими складають 400–700 мкм. В устях каверн радіуси заокруглення становлять близько 0,02–0,05 мкм, що також викликає концентрацію еквівалентних вібраційних напружень (далі напружень), але не таку значну, як при виникненні утомної тріщини (рис. 1) [1]. При цьому характер пошкодження виявляється близьким до малих забоїв і пилової ерозії, які спостерігаються, наприклад, у вироблених з титанових сплавів компресорних лопатках газотурбінних двигунів [2].

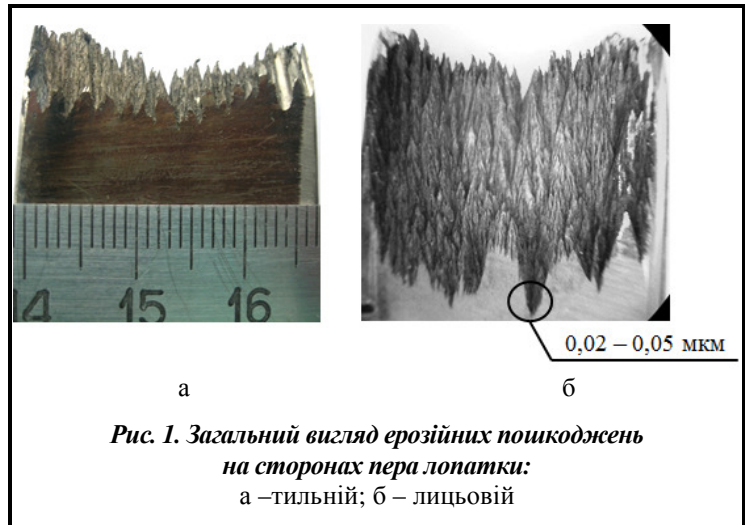


Рис. 1. Загальний вигляд ерозійних пошкоджень на сторонах пера лопатки:
а – тильній; б – лицьовий

Для таких лопаток рекомендується проводити згладжування всієї зони пошкодження під час профілактичних зупинок турбін шляхом різних видів механічної обробки: точіння, фрезерування, шліфування, поліровки та ін. [1, 3]. При цьому змінюються геометричні розміри та форма поперечних перерізів лопаток.

У [3] розглядається скінченно-елементна модель вібрацій окремих робочих лопаток та результати чисельного аналізу частот і форми власних коливань, розподілення відносних напружень з урахуванням відцентрових сил.

Вимушені коливання окремих лопаток після відновлювального ремонту

У даній роботі досліджуються вимушені коливання окремих лопаток та лопаток у системі диск-лопатки без ерозійних пошкоджень та після видалення пошкоджень і необхідної обробки зон видалення у верхніх і нижніх частинах лопаток під час відновлювального ремонту. Розглядається кілька варіантів можливого видалення зон найбільших ерозійних пошкоджень в лопатках, оцінюється вплив зміни геометрії лопаток на вібраційні характеристики та їх напружений стан. При цьому розміри вирізів в нижній та верхній частинах лопаток в системі диск-лопатки вважаються однаковими для всіх лопаток, що не порушує циклічної симетрії системи. Розроблено скінченно-елементні моделі лопаток з видаленими зонами ерозійних пошкоджень.

Скінченно-елементна модель окремої лопатки та модель лопатки в системі диск-лопатки складаються відповідно з майже 15 та 60 тисяч елементів і понад 38 та 175 тисяч вузлів. Використовувались призматичні та тетраедральні криволінійні скінченні елементи. На рис. 2 наведено загальний вигляд скінченно-елементної моделі системи диск-лопатки і скінченно-елементного елемента.

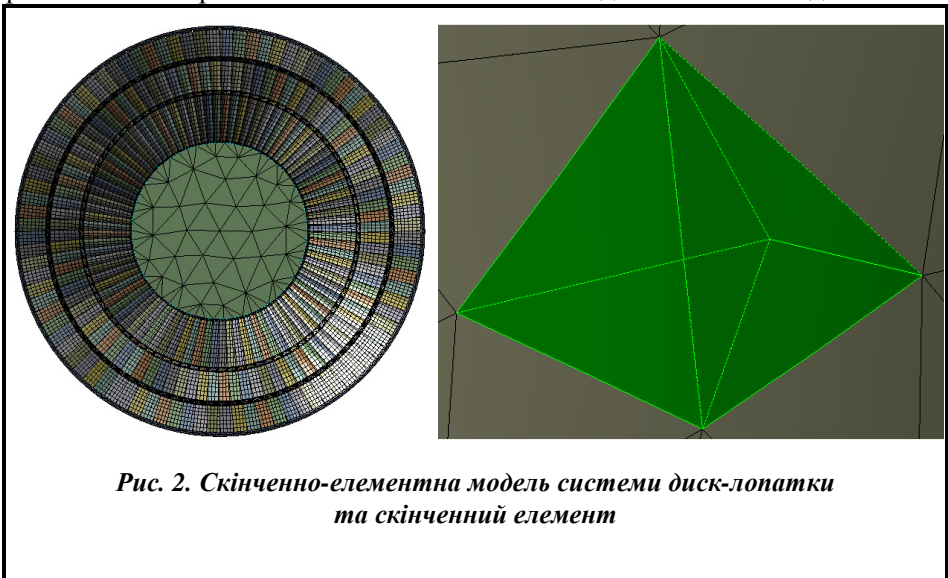


Рис. 2. Скінченно-елементна модель системи диск-лопатки та скінченний елемент

В зоні ерозійних пошкоджень поблизу вихідних кромek у нижніх третилах лопаток розглядаються три варіанти вибірки матеріалу (рис. 3): виріз глибиною до 8 мм (рис. 3, а) ; до 28 мм (рис. 3, б); до 48 мм (рис. 3, в).

Зазначимо, що в лопатках без пошкоджень хорда становить 175 мм.

В моделі кожної окремої лопатки у верхній третині вхідної кромки враховувалась зміна геометрії в порівнянні з непошкодженою лопаткою, а саме, вибірка матеріалу в зоні максимальних напружень (максимальна глибина вибірки 18 мм), вирізи на спинці та коритці лопатки під кутами до хорди профілю (рис. 3, г, д). Зазначимо, що за такого варіанта вирізу у верхній частині лопатки значення максимальних напружень вищі на 10% в порівнянні з непошкодженою лопаткою в цій зоні. Для всіх випадків приймалось, що при видаленні пошкодженого матеріалу в лопатках після відновлювального ремонту його фізико-механічні властивості такі ж, як і у непошкоджених лопаток. Умовне навантаження від паропотоку на лопатку задається рівномірно розподілим (1 МПа) по поверхні коритця лопатки та лінійно змінним від 1 МПа від пера до кореня лопатки, де приймається нульове значення навантаження [4].

Розрахунок напружено-деформованого стану окремої лопатки (жорстко закріпленої біля кореня) під дією змінного умовного лінійного навантаження від нуля до 1 МПа з частотою 2100 Гц показує, що максимальні значення напружень

в зоні вибірки матеріалу після відновлювального ремонту окремої лопатки зменшуються. У верхніх третинах лопаток (вибірка у вихідних кромках) було отримано такі значення напружень (рис. 4): 12,24 МПа (ця область знаходиться на спинці лопатки) (рис. 4, а); 2,15 МПа (рис. 4, б); 2,21 МПа (рис. 4, в); 2,1 МПа (рис. 4, г).

Зони максимальних напружень в усіх варіантах мають схоже розташування і знаходяться ліворуч від центрів верхніх третин лопаток. Слід відмітити, що зі зменшенням хорд у нижніх частинах лопаток (вибірка у вихідних кромках) зони максимальних напружень у верхніх частинах лопаток збільшуються.

Для нижніх третин лопаток отримано такі значення максимальних напружень (рис. 5): 0,44 МПа (рис. 5, а); 0,38 МПа (рис. 5, б); 0,36 МПа (рис. 5, в); 0,44 МПа (рис. 5, г).

Максимальні значення напружень в усіх варіантах вибірки матеріалу знаходяться на вихідній кромці лопатки біля області її кріплення (рис. 5). Також можна відзначити, що зі зменшенням хорди лопатки зона підвищених напружень збільшується, але максимальні значення напружень зменшуються зі зменшенням хорди лопатки за лінійного зменшення навантаження.

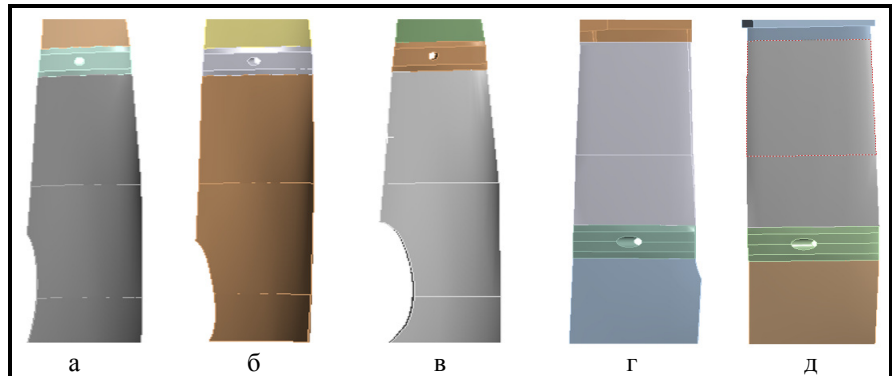


Рис. 3. Моделі лопатки (після вибірки матеріалу):

а – з хордою 170 мм; б – з хордою 150 мм; в – з хордою 130 мм;
г – з вирізом у верхній третині; д – непошкодженої

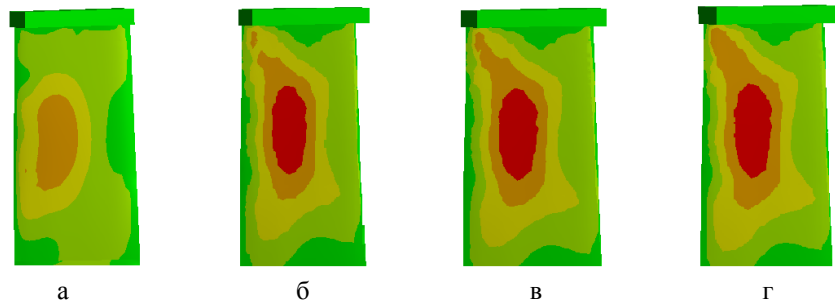


Рис. 4. Розподілення напружень у верхній частині лопатки:

а – без пошкоджень; б – з хордою 170 мм; в – з хордою 150 мм;
г – з хордою 130 мм, у нижній частині після обробки

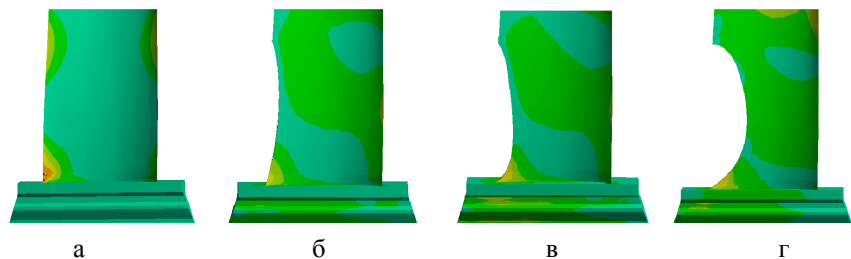


Рис. 5. Розподілення напружень у нижній частині лопатки:

а – без пошкоджень; б – з хордою 170 мм; в – з хордою 150 мм;
г – з хордою 130 мм, у нижній частині після обробки

Дослідження вимушених коливань лопаток з умовним навантаженням від паропотоку дозволяють оцінити коефіцієнти концентрації напружень. Вони дорівнюють відношенню максимального напруження в пошкодженій лопатці до максимального напруження в непошкодженій лопатці і мають такі значення: у верхній частині лопатки: коефіцієнт концентрації для першого варіанта обробки у нижній частині лопатки – $K_{1в}=2,15/12,24=0,2$, для другого – $K_{2в}=2,21/12,24=0,18$, для третього – $K_{3в}=2,1/12,24=0,17$. У нижній частині лопатки коефіцієнт концентрації для першого варіанта обробки – $K_{1н}=0,38/0,44=0,86$ для другого – $K_{2н}=0,36/0,44=0,82$, для третього – $K_{3н}=0,44/0,44=1$. Слід відмітити, що за рівномірного навантаження 1 МПа по всьому кориту лопатки значення коефіцієнтів концентрації суттєво не змінюється.

За результатами розрахунків амплітудно-частотних характеристик для напружень окремих лопаток при лінійному навантаженні визначено резонансні частоти та напруження в зонах видалення матеріалу на цих частотах. Різде збільшення напружень в нижніх частинах лопаток спостерігається двічі в діапазоні від 100 до 200 Гц, причому для лопатки з хордою 130 мм воно має найбільші значення у цьому діапазоні.

Також різке збільшення напружень спостерігається на частоті 345–355 Гц, а для лопаток з хордами 170, 150 та 130 мм – ще й на частоті 541–550 Гц (рис. 6).

Резонансні частоти та напруження в зонах видалення матеріалу на цих частотах для верхніх частин лопаток наведені на рис. 7. На частотах 100 та 200 Гц спостерігається збільшення напружень в лопатках без пошкоджень, а на частоті 350 Гц – для всіх варіантів лопаток. Наступне збільшення напружень відбувається в діапазонах від 508 до 552 Гц та 791–800 Гц. Починаючи з частоти 1020 Гц напруження в лопатках без пошкоджень збільшуються до значення 41,2 МПа на частоті 2258 Гц. Напруження в нижніх третинах лопаток з видаленими зонами пошкоджень теж збільшуються, але несуттєво. Максимальне значення напружень для цих лопаток спостерігається на частоті приблизно 2400 Гц і становить 10,83 МПа.

За рівномірного навантаження 1 МПа амплітудно-частотна характеристика несуттєво відрізняється за формою в порівнянні з лінійно-змінним навантаженням. Значення максимальних напружень теж несуттєво зростають.

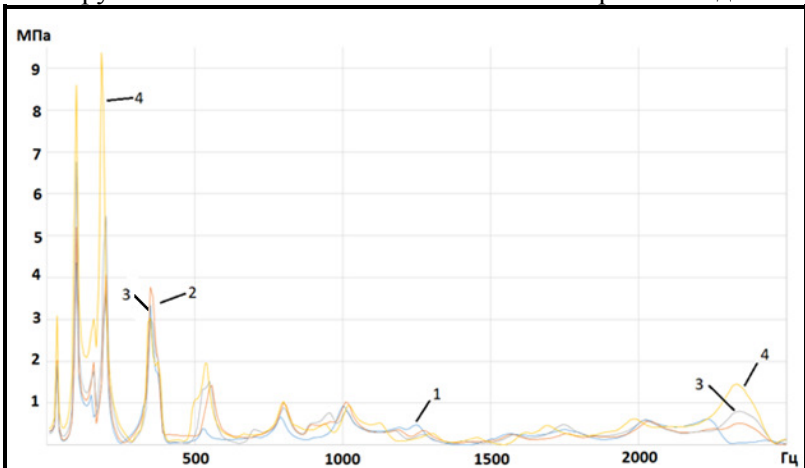


Рис. 6. Амплітудно-частотна характеристика для напружень у нижній частині лопатки:

1 – без пошкоджень; 2 – з хордою 170 мм; 3 – з хордою 150 мм; 4 – з хордою 130 мм, за лінійно-змінного навантаження

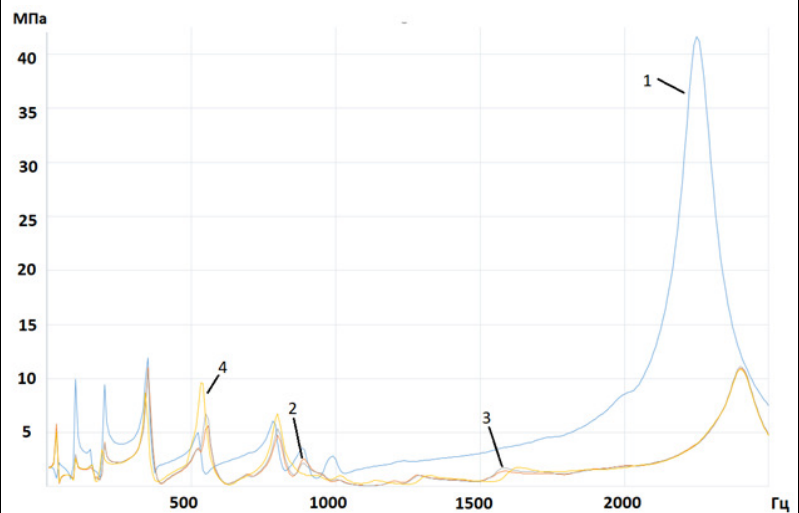


Рис. 7. Амплітудно-частотна характеристика для напружень у верхній частині лопатки (за лінійно-змінного навантаження):

1 – без пошкоджень; 2 – з хордою 170 мм; 3 – з хордою 150 мм; 4 – з хордою 130 мм, у нижній частині після обробки

Вимушені коливання лопаток в системі диск-лопатки після відновлювального ремонту

Для дослідження коливань лопаток в системі диск-лопатки створено скінченно-елементну модель цієї системи (рис. 2). Лопатки у верхній частині системи мають бандажні полиці. Можливе зміщення сусідніх бандажних полиць між собою та вплив демпферного дроту не враховувались. Питання щодо можливого впливу цих факторів на коливання лопаток розглядається в роботі [4].

Дослідження вимушених коливань лопаток у системі диск-лопатки з навантаженнями від паропотоку дозволяють оцінити коефіцієнти концентрації напружень. Для цього приймається, що на робочому режимі діє збурююча сила, що викликана паропотоком від напрямних лопаток, частота якого є кратною частоті обертання 50 Гц та числу напрямних лопаток (42) і становить 2100 Гц. Навантаження від парового потоку з частотою 2100 Гц приймається рівним 1 МПа у верхній частині лопатки. Воно лінійно зменшується до нуля біля кореня лопатки та рівномірно розподілене по її поверхні [4]. Ці навантаження є умовними, вони прийняті для того, щоб оцінити їх напруження в порівнянні з напруженнями в непошкоджених лопатках. Демпфування в системі враховувалось за Фойхтом за відповідними коефіцієнтами. Розрахунками визначено коефіцієнти концентрації напружень в лопатках після відновлювального ремонту, які дорівнюють відношенню вказаних вище напружень.

Спочатку наведемо результати, отримані за розподіленого навантаження, що лінійно зменшується до нуля біля кореневої частини лопатки.

В лопатках без пошкоджень максимальні напруження становлять 2 кПа у верхній частині верхньої третини лопатки, а мінімальні 0,2 кПа в центрі верхньої третини. В лопатках з хордою 170 мм напруження не перевищують 2,3 кПа та знаходяться біля бандажних полиць, де мінімальне значення напружень становить 1 кПа. В лопатках з хордою 150 мм напруження досягають 2,5 кПа, тоді як їх мінімальне значення становить 1,8 кПа. В лопатках з хордою 130 мм напруження лежать в діапазоні від найменшого 1,8 кПа до 2,2 кПа. В усіх перерахованих вище випадках максимальні значення напружень спостерігаються ближче до бандажних полиць та біля вхідних кромek лопаток, а мінімальні значення – ближче до середини у верхніх третинах лопаток. Зауважимо, що розмір зони максимальних напружень у верхній третині лопатки при видаленні пошкодженого матеріалу в нижній третині збільшується в 2–4 рази, а значення мінімальних напружень зменшується (рис. 8).

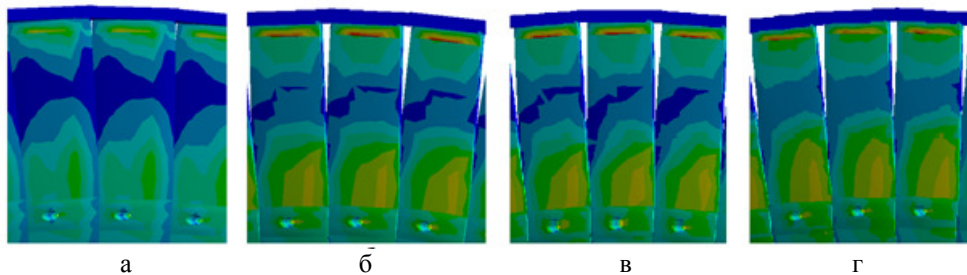


Рис. 8. Розподілення напружень у верхній частині лопатки (при обробці нижньої частини її вихідної кромки):
а – без пошкоджень; б – з хордою 170 мм; в – з хордою 150 мм; г – з хордою 130 мм

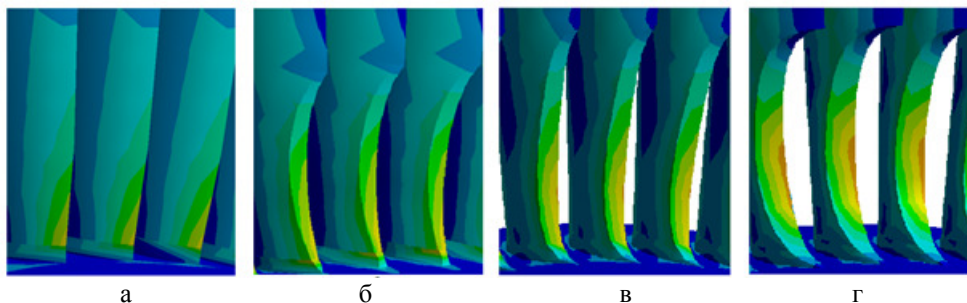


Рис. 9. Розподілення напружень в нижній частині лопатки (при обробці нижньої частини її вихідної кромки):
а – без пошкоджень; б – з хордою 170 мм; в – з хордою 150 мм; г – з хордою 130 мм

Для кореневої частини лопаток отримано такі результати: в лопатках без пошкоджень максимальні напруження становлять 2,2 кПа біля кореня вихідної кромки лопатки, а мінімальні, 1,3 кПа, спостерігаються ближче до середини нижньої третини лопатки; в лопатках з хордою 170 мм напруження досягають 1,7 кПа і зафіксовані далі від кореня, ніж максимальні значення напружень в лопатках без пошкоджень, а їх мінімальне значення становить 1 кПа; в лопатках з хордою 150 мм мінімальні значення напружень лежать в діапазоні від 0,8 кПа до 1,9 кПа, а максимальних значень вони набувають зі сторони корита лопатки та трохи нижче середини вирізу; в лопатках з хордою 130 мм максимальні напруження досягають 2,4 кПа та спостерігаються в тій же зоні, що й максимальні напруження в лопатках з хордою 150 мм, а їх мінімальне значення становить 1,3 кПа (рис. 9).

При видаленні пошкодженого матеріалу в нижній третині лопатки зона максимальних напружень збільшується та переміщується від кореня лопатки до середини зони вирізу. Можна відмітити відносну схожість розподілення напружень для цих варіантів, але водночас суттєво відрізняються рівні напружень.

Коефіцієнти концентрації напружень, що дорівнюють відношенню напруження в пошкоджених лопатках до максимального напруження в непошкоджених лопатках такі: у верхніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанта обробки – $K_{1в}=2,3/2=1,15$ для другого – $K_{2в}=2,5/2=1,25$, для третього – $K_{3в}=2,2/2=1,1$. У нижніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанта обробки – $K_{1н}=1,7/2=0,85$, для другого – $K_{2н}=1,9/2=0,95$, для третього – $K_{3н}=2,4/2=1,2$. Зазначимо, що при частоті збудження 2100 Гц коефіцієнти концентрації напружень в корневих частинах лопаток біля диску для лопаток з хордами 170, 150 та 130 мм становлять 1,3, 1,32 та 1,6 відповідно.

Наявність вирізу в нижній третині лопатки з хордою 150 мм впливає на напруження також у верхній третині лопатки, значення напружень в цій зоні збільшується на 10–25%. При цьому спостерігається зменшення рівня напружень в нижніх третинах вихідних кромок лопаток з хордою 170 та 150 мм до значень, які є меншими, ніж в лопатках без пошкоджень.

Зменшення значень напружень в окремих випадках можна пояснити тим, що зі зміною геометрії лопаток змінюються також вібраційні характеристики системи, що підтверджується проведенням дослідженням амплітудно-частотних характеристик за максимальними значеннями напружень лопаток в системі диск-лопатки для різних варіантів видалення пошкодження. Залежність максимальних напружень в нижніх третинах лопаток системи диск-лопатки від частоти збудження зображено на рис. 10. Результати наводяться для значень частот до 175 Гц, оскільки для більших частот спостерігається плавне зменшення напружень.

За результатами розрахунків амплітудно-частотних характеристик системи диск-лопатки можна визначити резонансні частоти та напруження в зонах видалення матеріалу на цих частотах. Для всіх варіантів системи диск-лопатки максимум амплітуд спостерігається в діапазоні від 30 до 32,5 Гц. У цьому інтервалі частот для лопаток без пошкоджень максимальне значення напружень дорівнює 1,08 МПа при частоті 32,5 Гц; для лопаток з хордою 170 мм – 1,65 МПа при частоті 31 Гц; для лопаток з хордою 150 мм – 1,51 МПа при частоті 31,25 Гц; для лопаток з хордою 130 мм – 3,12 МПа при частоті 30 Гц.

Наступне різке підвищення напружень спостерігається в діапазоні від 45 до 57,5 Гц. У цьому інтервалі частот максимальне значення напружень для лопаток без пошкоджень дорівнює 0,245 МПа при частоті 57,5 Гц; для лопаток з хордою 170 мм – 0,313 МПа при частоті 56 Гц; для лопаток з хордою 150 мм – 0,269 МПа при частоті 53,75 Гц; для лопаток з хордою 130 мм – 0,351 МПа при частоті 45 Гц. Слід відмітити, що при зменшенні хорди від 150 до 130 мм резонансні частоти зменшуються (наприклад від 53,75 до 45 Гц та від 136,5 до 121,25 Гц), а максимальні напруження збільшуються, при цьому значне їх збільшення спостерігається при частоті 50 Гц (рис. 10).

Ще одне різке підвищення напружень спостерігається в інтервалі від 121,25 до 143,75 Гц. Максимальне значення напружень для лопаток без пошкоджень дорівнює 0,18 МПа при частоті 143,75 Гц; для лопаток з хордою 170 мм – 0,329 МПа при частоті 141 Гц; для лопаток з хордою 150 мм – 0,14 МПа при частоті 136,25 Гц; для лопаток з хордою 130 мм – 0,295 МПа при частоті 121,25 Гц. Зі збільшенням частоти зовнішньої сили значення напружень плавно зменшуються для всіх варіантів лопаток.

На частоті збудження вібрацій лопаток 2100 Гц максимальне значення напружень для варіанта 1, без пошкодження, дорівнює 2,2 кПа; для варіанта 2 – 1,7 кПа; для варіанта 3 – 1,9 кПа; для варіанта 4 – 2,4 кПа.

Для лопаток з хордою 130 мм значний вплив на напружено-деформований стан чинять напруження відцентрових сил. При цьому спостерігається підвищення напружень біля кореня лопаток. Крім того, в діапазоні частот від 0 до 2100 Гц максимальні напруження в лопатках з хордою 130 мм на окремих частотах у 2–2,5 рази вищі, ніж в лопатках з хордою 150 мм.

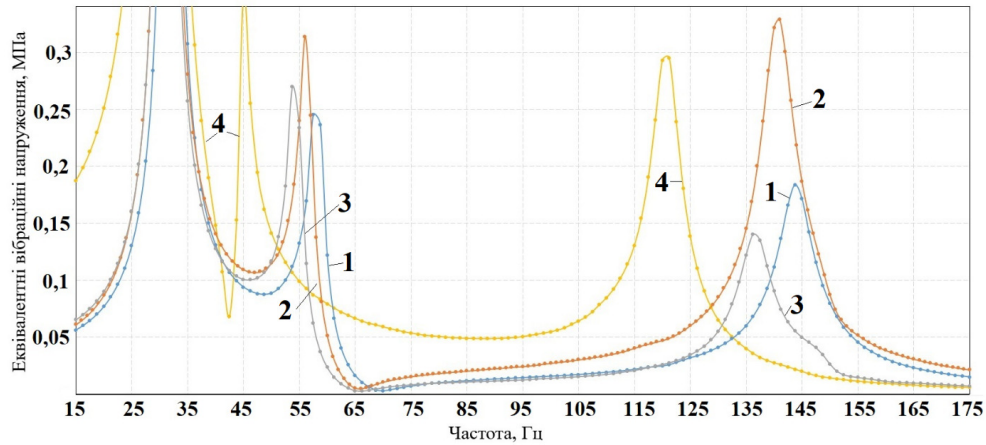


Рис. 10. Амплітудно-частотна характеристика для максимальних напружень у нижній частині лопатки на диску:

1 – без пошкоджень; 2 – з хордою 170 мм; 3 – з хордою 150 мм; 4 – з хордою 130 мм, у нижній третині лопатки

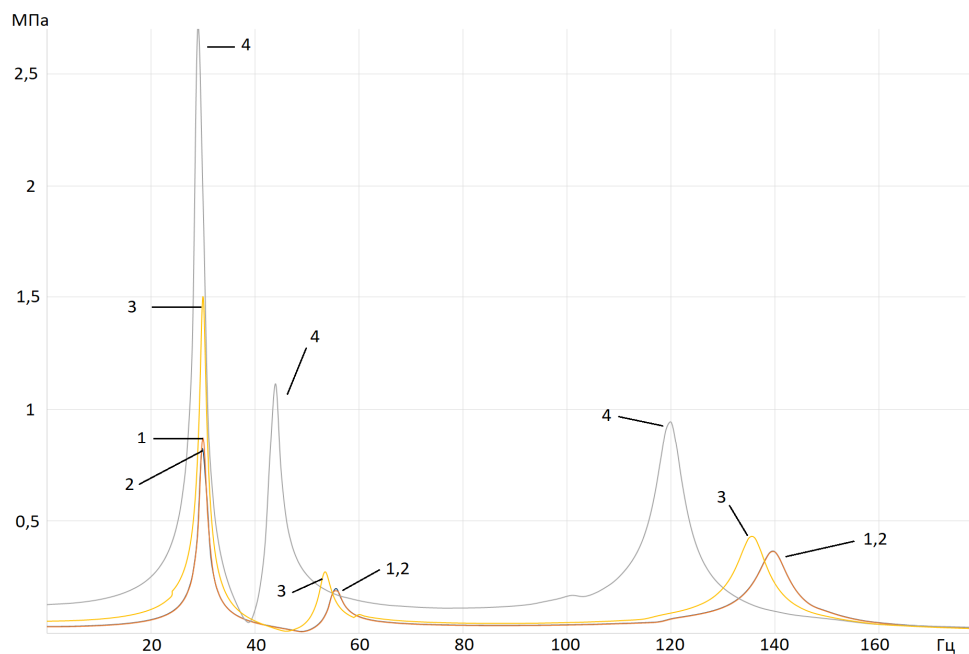


Рис. 11. Амплітудно-частотна характеристика для максимальних напружень у верхній третині лопатки в системі диск-лопатки:

1 – без пошкоджень; 2 – з хордою 170 мм; 3 – з хордою 150 мм; 4 – з хордою 130 мм, у нижній третині лопатки

Також було отримано амплітудно-частотну характеристику за максимальними напруженнями для верхніх третин лопаток при різних видах вибірки матеріалу в їх нижніх третинах.

Різке підвищення значень максимальних напружень до 0,87 МПа спостерігається при частоті 31 Гц в лопатках без пошкоджень. Для лопаток з хордою 170 мм максимальні напруження спостерігаються при частоті 31 Гц і дорівнюють 0,816 МПа. Для лопаток з хордою 150 мм максимальні напруження спостерігаються при частоті 30,9 Гц і дорівнюють 1,47 МПа. Для лопаток з хордою 130 мм максимальні напруження спостерігаються при частоті 30 Гц і дорівнюють 2,7 МПа.

Наступне різке підвищення напружень лежить в діапазоні частот від 45 до 57 Гц. У цьому діапазоні максимальне значення напружень для лопаток без пошкоджень дорівнює 0,19 МПа при частоті 57 Гц, для лопаток з хордою 170 мм – 0,2 МПа при частоті 56,6 Гц, для лопаток з хордою 150 мм – 0,264 МПа при частоті 54,8 Гц, для лопаток з хордою 130 мм – 1,12 МПа при частоті 45 Гц.

Ще одне різке підвищення напружень спостерігається в діапазоні частот від 121 до 144 Гц. У цьому діапазоні максимальне значення напружень для лопаток без пошкоджень – 0,36 МПа при частоті 141 Гц; для лопаток з хордою 170 мм – 0,36 МПа при частоті 140 Гц; для лопаток з хордою 150 мм – 0,43 МПа при частоті 137 Гц; для лопаток з хордою 130 мм – 0,94 МПа при частоті 121 Гц. Зі збільшенням частоти зовнішньої сили значення напружень плавно зменшуються для всіх варіантів лопаток (рис. 11).

На рис. 12 зображено амплітудно-частотну характеристику за максимальними напруженнями у верхніх третинах лопаток під час видалення пошкодженого матеріалу у їх верхніх та нижніх третинах. Слід відмітити, що наявність вирізу лише у верхній третині лопатки (нижня третина при цьому не пошкоджена) суттєво збільшує максимальні напруження у верхній частині лопатки в порівнянні з аналогічною частиною в непошкодженій лопатці (крива 1) та з лопаткою з вирізом у нижній та верхній третині (крива 4). Це збільшення напружень спостерігається на частоті 30,8 Гц. Максимальні значення напружень становлять 0,67 МПа для лопаток без пошкоджень; 0,816 МПа – для лопаток з вирізами у верхній та нижній третинах; 5,16 МПа – для лопаток з вирізом лише у верхній частині. Також істотне збільшення напружень для цього типу вирізів спостерігається на частотах 58,8 та 145,4 Гц. На робочій частоті обертання (50 Гц) для лопаток без пошкоджень максимальні значення напружень становлять 25 кПа, а для лопаток з вирізом у верхній третині – 62 кПа.

Наведені вище результати отримано також при рівномірному навантаженні по всій площині коритця лопатки для оцінки впливу на результати цього виду навантаження. Результати порівняння амплітудно-частотних характеристик за максимальними напруженнями наводяться на рис. 13.

Так, для лопаток з рівномірним навантаженням у системі диск-лопатки виявлено три резонансних режими в діапазонах частот від 29 до 31 Гц, від 55 до 58 Гц та від 136 до 146 Гц. Для лопаток без пошкоджень перше резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частоті 30,83 Гц при рівномірному навантаженні 1 МПа (крива 1), для навантаження від 0 до 1 МПа (крива 2) – на частоті 30,8 Гц. Значення напружень становлять 4,8 та 4,1 МПа відповідно. Друге резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частотах 57,5 та 56,7 Гц для кривих 1 та 2. Значення напружень становлять 0,2 та 0,53 МПа відповідно. Третє резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частотах 144, 17 та 145,8 Гц. Значення напружень становлять 0,73 та 0,51 МПа для кривих 1 та 2 відповідно. Зміна максимальних значень напружень залежно від частоти навантаження для різних розрахункових варіантів пояснюється зміною форм вимушених коливань, від яких залежить формування відгуку (реакції) системи.

Для лопаток з хордою 150 мм перше резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частоті 30,86 Гц для рівномірного навантаження 1 МПа (крива 3), для варіанта зі змінним навантаженням (крива 4) частота дорівнює 31,25 Гц. Значення напружень становлять 1,54 та 1,5 МПа, відповідно. Друге резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частотах 53,71 та 53,75 Гц, а напруження дорівнюють 0,2 та 0,27 МПа для кривих 3 та 4, відповідно. Третє резонансне максимальне значення напруження спостерігається на частотах 136 та 136,25 Гц, а значення напружень становлять 0,2 та 0,14 МПа для кривих 3 та 4 відповідно.

З наведених вище результатів випливає, що при рівномірному розподіленому та лінійно-змінному навантаженні на лопатки спостерігається (рис. 11) якісна відповідність амплітудно-частотної характеристики за максимальними значеннями напружень з несуттєвою зміною їх величини.

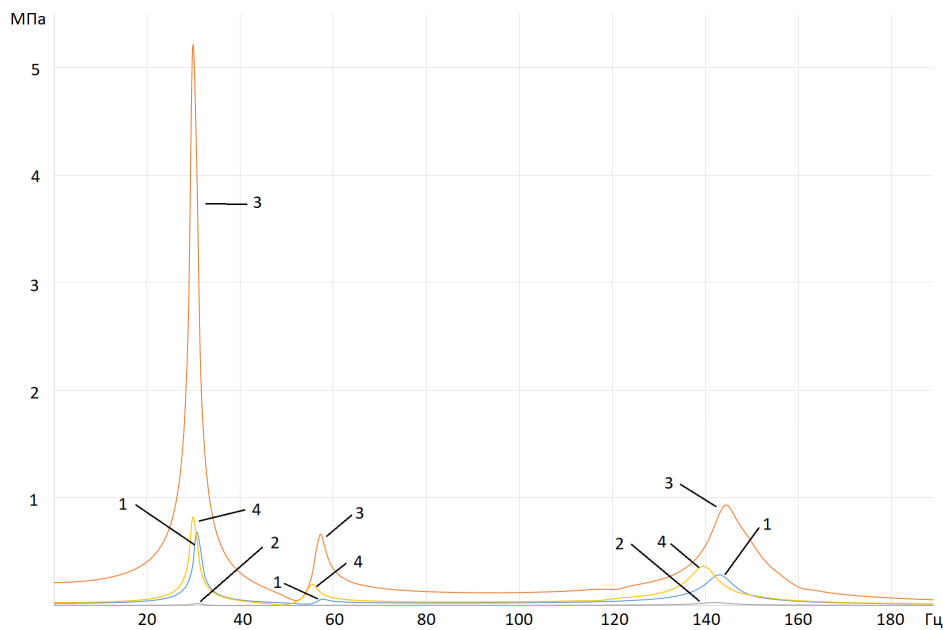


Рис. 12. Амплітудно-частотна характеристика для максимальних напружень у верхній третині лопатки в системі диск-лопатки:

1 – без пошкоджень у верхній та нижній третинах; 2 – з хордою 170 мм внизу, верхня частина без пошкоджень; 3 – нижня третина без пошкоджень, верхня з вирізом; 4 – з вирізом у верхній та нижній третинах

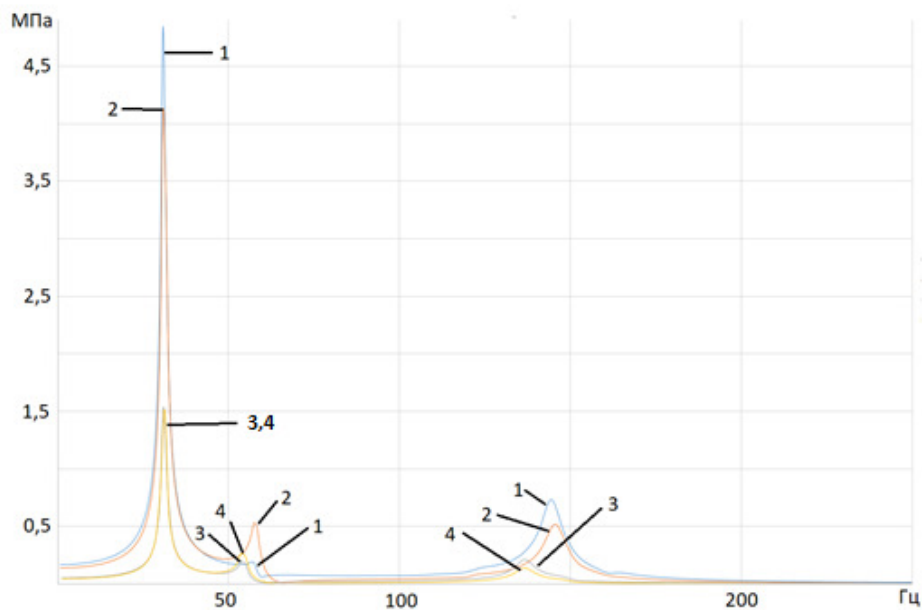


Рис. 13. Амплітудно-частотна характеристика для максимальних напружень лопатки в системі диск-лопатки:

1 – без пошкоджень з рівномірним навантаженням; 2 – з лінійно-змінним навантаженням; 3 – з хордою 150 мм у нижній третині з рівномірним навантаженням; 4 – з лінійно-змінним навантаженням

Оцінюючи отримані результати дослідження напруженого стану окремих лопаток та лопаток в системі диск-лопатки, можна відмітити таке.

Напружено-деформований стан окремих лопаток та лопаток в системі диск-лопатки суттєво відрізняється як за формою, так і за значеннями максимальних напружень, оскільки система диск-лопатки більш жорстка. Тому для вирішення питань їх надійності більш доцільним є вивчення ре-

зультатів досліджень напруженого стану лопаток в системі диск-лопатки. Така система має інші динамічні властивості, ніж у окремих лопатках.

Результати досліджень свідчать, що при зменшенні площі перерізу біля кореневої частини лопатки з хордою 150 мм після відновлювального максимальні напруження мало змінюються при частоті 2100 Гц через зміну амплітудно-частотної характеристики системи. З подальшим зменшенням площі перерізу, коли хорда лопатки досягає 130 мм, спостерігається збільшення напруження на 10% відносно його значення для вихідного варіанта перерізу лопатки. На вказаних вище діапазонах частот мають місце максимальні значення напружень для лопатки з хордою 130 мм, які вищі у 2–3 рази, ніж для лопатки без пошкоджень.

Для оцінки впливу рівня напруження на межу витривалості матеріалу лопаток при багатоцикловогому навантаженні доцільно використати результати дослідження втомної витривалості матеріалу цих лопаток з титанового сплаву ТС-5, що наводяться в [1]. Згідно з ними межа витривалості перевищує 350 МПа, а за даними [5] вона дорівнює 350–460 МПа за температури 20–25 °С. Відомо, що при підвищенні температури межа витривалості титанових сплавів суттєво знижується [2]. В парових турбінах теплових електростанцій у циліндрах високого та середнього тиску температура досягає 540 °С і більше. При цьому в зонах концентраторів напруження з'являються пластичні деформації і ресурс таких елементів визначається за методикою накопичення пошкоджень на різних режимах роботи [6, 7]. Для елементів останніх ступенів циліндрів низького тиску турбін теплових і атомних електростанцій, де температура не перевищує 30–65 °С, зміна межі витривалості буде незначною відносно діапазону 20–25 °С. Тому для оцінки їх ресурсу після відновлювального ремонту можна використати значення втомної витривалості для титанових сплавів [1, 2, 5], які лежать в межах 350–460 МПа.

Якщо вважати, що напруження в досліджуваних лопатках без пошкоджень менші, ніж 300 МПа [1], то при зменшенні хорди лопаток від 150 мм в нижній частині вихідної кромки до 130 мм напруження можуть зростати в 2–2,5 рази, що значно зменшує залишкову кількість циклів до руйнування. Отримані дані розрахунків показують, що напруження при частоті збудження 30 Гц збільшуються майже в 3 рази та в 1,6 рази при частоті 121 Гц відносно напружень в непошкоджених лопатках. Максимальні напруження в лопатках з хордою 150 мм більші в 1,1 рази, а з хордою 130 мм – в 1,43 рази при частоті 45 Гц, в порівнянні з напруженнями в лопатках без пошкоджень. При зміні перерізу лопатки при зменшенні хорди з 150 до 130 мм максимальні значення напружень можуть спостерігатись і при частоті 50 Гц. Коливання цих лопаток під час обертання диска будуть кінематично збуджуватись при вібрації валопроводу з частотою 50 Гц від залишкового небалансу. Нормовані попереджувальні значення розмаху вібропереміщення валопроводу в підшипниках ковзання для таких агрегатів дорівнюють 165, а для аварійних – 260 мкм.

Зі зменшенням хорди лопаток, починаючи з 150 мм, можуть з'являтися зони підвищеної вібрації лопаток. Як зазначалось вище, на окремих частотах до 2100 Гц для лопаток з хордою 130 мм напруження в 2–2,5 рази більші, ніж для лопаток з хордою 150 мм, а на деяких частотах – у 2–3 рази для непошкоджених лопаток. Все це свідчить про можливе підвищення напружень в лопатках з хордою, що є меншою, ніж 150 мм. Враховуючи, що після відновлювального ремонту такі лопатки повинні відпрацювати значну кількість циклів навантаження, доданих до відпрацьованих за 180 тисяч годин експлуатації (біля 10^{12}), подальше їх використання з огляду на вищесказане є недоцільним [8].

Крім того, необхідно враховувати, що більша зміна геометрії лопаток призводить до суттєвого погіршення їх аеродинамічних властивостей, що негативно впливає на коефіцієнт корисної дії ступеня турбіни і може породжувати додаткові вібраційні навантаження на систему диск-лопатки.

Висновки

З наведених результатів можна зробити висновок, що ресурс безпечної експлуатації виготовлених з титанового сплаву робочих лопаток, з хордою не менше 150 мм, останнього ступеня циліндра низького тиску турбіни К-1000-60/3000 після відновлювального ремонту може бути продовжений за даними напружень, якщо внаслідок цього не порушується циклічна симетрія системи диск-лопатки та зберігаються фізико-механічні властивості матеріалу лопаток після обробки зон видалення.

На практиці спостерігається нерівномірне ерозійне зношення різних лопаток останніх ступенів турбін, тому актуальною є оцінка впливу нерівномірної зміни перерізів у різних лопатках після відновлювального ремонту на їх напружено-деформований стан в системі диск-лопатки.

Література

1. Тороп В. М., Махненко О. В., Сапрыкина Г. Ю., Гопкало Е. Е. Результаты исследований причин образования трещин в лопатках из титанового сплава паровых турбин типа К-1000-60/3000. *Техн. диагностика и неразрушающий контроль*. 2018. № 2. С. 3–15.
2. Петухов А. Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993. 232 с.
3. Vorobiov Yu. S., Ovcharova N. Yu., Olkhovskiy A. S., Makhnenko O. V., Torop V. M., Hopkalo O. Ye. Vibration Featuring of Titanium Alloy Blades with Erosive Damages. *J. Mech. Eng.* 2018. No. 4. P. 13–21. <https://doi.org/10.15407/pmach2018.04.013>.
4. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Машиностроение, 1982. 264 с.
5. ТУ 1-5-130-78. Прутки катаные и кованные из титанового сплава. Марка ТС-5. М., 1978. 17 с.
6. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов. Модели, методы, результаты исследований. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. 370 с.
7. Шульженко М., Гонтаровський П., Матюхін Ю., Мележик І., Пожидаєв О. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки. СОУ-НМЕВ 40.1-21677681-52:2011. ОЕП «ГРІФРЕ». – 2011. 42 с.
8. Шульженко М. Г., Ольховський А. С. Розробка рекомендацій щодо подовження ресурсу робочих лопаток після відновлювального ремонту останнього ступеня парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоків ВВЕР-1000. *Надійність і довговічність матеріалів, конструкцій, обладнання та споруд*: Зб. наук. статей за результатами, отриманими в 2016–2020 рр. К.: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, 2020. 733 с.

Надійшла до редакції 11.02.2021

Вибронапряженность поврежденных лопаток паровой турбины после восстановительного ремонта

Н. Г. Шульженко, А. С. Ольховский

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

Лопатки последних ступеней паровых турбин типа К-1000-60/3000 работают в условиях влажной паровой среды, что приводит к эрозионным повреждениям и снижению их остаточного ресурса. Актуальность данной работы связана с необходимостью продлить безопасную эксплуатацию рабочих лопаток таких турбин. Рассматривается несколько вариантов конечно-элементных моделей отдельных лопаток и лопаток в системе диск-лопатки последней ступени турбины указанного типа. Приводятся результаты численного исследования удаления частей лопаток в зонах эрозионных повреждений после восстановительного ремонта на вибрационные характеристики отдельных лопаток и лопаток в системе диск-лопатки. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния при условной нагрузке от паропотока при вынужденных колебаниях отдельных лопаток и лопаток в системе диск-лопатки. Нагрузки задаются равномерно распределенными и линейно переменными по поверхностям лопаток. Определяются зависимости максимальных эквивалентных вибрационных напряжений от частоты возбуждения. Принимается, что физико-механические свойства материала лопаток сохраняются (как для исходного варианта) после ремонта лопаток и обработки их поверхностей. Наблюдается значительно большее снижение вибронпряженности лопаток в системе диск-лопатки, чем на отдельных лопатках. Приводятся графики зависимости максимальных напряжений от частоты возбуждения для неповрежденных отдельных лопаток и лопаток в системе диск-лопатки после их восстановительного ремонта. Рассматриваются различные варианты удаления части лопаток в зонах их входных и выходных кромок. Показано, что при уменьшении хорд лопаток после ремонта в их нижних частях могут появляться частотные области повышенной вибрации. В отдельных лопатках и лопатках в системе диск-лопатки в нижних частях значения максимальных напряжений увеличиваются по сравнению со значениями в лопатках без повреждений. По изменению напряженности рабочих лопаток в сравнении с исходным вариантом лопаток без повреждений оценивается возможность продления их ресурса безопасной эксплуатации при многоциклового усталости. Этот ресурс рассматриваемых лопаток с хордой не менее 150 мм после восстановительного ремонта может быть продлен по данным напряжений, если не нарушается циклическая симметрия системы диск-лопатки и сохраняются физико-механические свойства материала после обработки зон удаления повреждений на выходных кромках лопаток.

Ключевые слова: лопатка, колебания, эрозионные повреждения, восстановительный ремонт, продление ресурса, трехмерная конечно-элементная модель, система диск-лопатки, вынужденные колебания, амплитудно-частотная характеристика.