## УДК 621.452.3.037-752

### doi: 10.32620/aktt.2021.4sup1.07

# А. П. ЗІНЬКОВСЬКИЙ<sup>1</sup>, В. М. МЕРКУЛОВ<sup>2</sup>, О. Л. ДЕРКАЧ<sup>1</sup>, І. Г. ТОКАР<sup>1</sup>, К. В. САВЧЕНКО<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна <sup>2</sup> ДП ЗМКБ «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

# ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ МІЖПАЗОВИХ ВИСТУПІВ ДИСКА РОБОЧОГО КОЛЕСА КОМПРЕСОРА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ ТА РОЗЛАДУ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК

В роботі представлені результати розрахункового дослідження впливу розладу частот коливань лопаток вінця робочого колеса компресора на напружений стан міжпазових виступів диска при дії відцентрових сил і порівняння одержаних результатів з даними експериментальних випробувань в лабораторних умовах. Аналіз раніше виконаних експериментально-розрахункових досліджень зі з'ясування можливих причин руйнування міжпазових виступів диска показав, що їх напруженість залежить від товшини ободу диска та форми коливань лопаток і неминучого їх розладу, а також вказує на необхідність проведення подальших досліджень з визначення причин появи тріщин та можливих руйнувань міжпазових виступів дисків компресорів авіаційних газотурбінних двигунів. Для вирішення задачі було обрано робоче колесо 1-ї ступені компресора низького тиску авіаційного газотурбінного двигуна Д-36, для якого характерна відсутність бандажних полиць між лопатками та наявність їх кріплення з диском за допомогою трапецієвидного пазу типу «ластівкин хвіст» з плоскими робочими поверхнями. Для досягнення мети роботи розглядалось дві модифікації диска робочого колеса з різною товщиною ободу. Для проведення обчислювальних експериментів з визначення характеристик напруженого стану міжпазових виступів використано тривимірне скінченноелементне моделювання робочого колеса. Достовірність розробленої скінченноелементної моделі підтверджена добрим узгодженням отриманих результатів розрахунку напруженості міжпазових виступів дисків компресора обох модифікацій при дії відцентрових сил з даними експериментальних випробувань в лабораторних умовах, а також порівнянням з результатами розрахунку частот коливань диска за допомогою стержневих моделей робочих коліс, що розглядаються. Представлені результати обчислювальних експериментів вказують на можливість зниження вібронапруженості шляхом аналізу і вибору характеристик, які впливають на жорсткість зв'язку лопаток, що має важливе практичне значення для підвищення вібраційної надійності компресорів робочих коліс авіаційних газотурбінних двигунів.

Ключові слова: робоче колесо компресора; міжпазовий виступ диска; розлад частот лопаток; частотна функція; відцентрова сила; вібронапруженість.

### 1. Постановка задачі

Аналіз результатів стендових випробувань ряду авіаційних газотурбінних двигунів (АГТД) і їх експлуатації після різного наробітку показує, що одним з найнебезпечніших дефектів робочих коліс компресорів є поява тріщини в міжпазових виступах дисків деяких ступеней, інколи навіть їх руйнування [1, 2]. При цьому дані металографічного аналізу поверхонь руйнування свідчать, що вони мають втомний характер.

Найбільш вірогідною причиною появи тріщини та подальшого її розвитку є дія високих циклічнозмінних напружень. Проте при тензометруванні за методиками та засобами підприємств-виробників їх не було виявлено в міжпазових виступах диска.

За результатами проведених експериментально-розрахункових досліджень зі з'ясування можливих причин руйнування міжпазових виступів диска було встановлено, що розвиток тріщини починається з гострого кута міжпазового виступу, а його напруженість залежить від товщини ободу диска та форми коливань лопаток [3]. Ці висновки були підтверджені результатами обчислювальних експериментів [4, 5]. При цьому було встановлено суттєвий вплив на вібронапруженість міжпазових виступів розладу частот лопаток як неминучого фактору, що супроводжує експлуатацію робочих коліс. Однак слід зазначити, що розрахунки проводились з використанням стержневої скінченноелементної та дискретної моделей обраного робочого колеса. В цьому випадку неможливо встановити розподіл напружень в міжпазовому виступі по його об'єму, а також достовірно визначити динамічну напруженість. Тобто можна стверджувати тільки про якісне співпадання результатів експериментальних і розрахункових

досліджень. Ця обставина обумовлює необхідність проведення подальших досліджень з визначення причин появи тріщин та можливих руйнувань міжпазових виступів дисків компресорів АГТД. Зокрема, представляється за необхідне проведення розрахункових досліджень напружено-деформованого стану міжпазових виступів диска з використанням сучасних підходів до моделювання об'єкту вивчення з урахуванням характерних для його експлуатації факторів.

Таким чином, метою роботи є розрахункове дослідження впливу розладу частот коливань лопаток вінця робочого колеса компресора на напружений стан міжпазових виступів диска при дії відцентрових сил і порівняння його результатів з даними експериментальних випробувань в лабораторних умовах.

## 2. Об'єкти дослідження та його моделювання

Для вирішення задачі було обрано робоче колесо компресора 1-ї ступені компресора низького тиску (КНТ) АГТД Д-36, для якого характерна відсутність бандажних полиць між лопатками та наявність їх кріплення з диском за допомогою трапецієвидного пазу типу «ластівкин хвіст» з плоскими робочими поверхнями. На диску зазначеного робочого колеса встановлено 35 лопаток (N = 35).

Диск і лопатки виготовлені з титанового сплаву ВТ-3-1, якому властиві такі механічні характеристики: модуль пружності 1-го роду Е = 115 ГПа; густина  $\rho = 4500$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0.3$ .

Для досягнення мети роботи розглядалось дві модифікації диска робочого колеса з різною товщиною ободу l:  $1 - l_1 = 22$  мм та  $2 - l_2 = 30$  мм. Таким чином, для модифікації 2 порівняно з 1 має місце потовщення ободу диска приблизно в 1.364 рази.

Однотипні лопатки робочого колеса, як вже зазначалось, характеризуються розладом частот коливань внаслідок технологічних допусків на виготовлення, які обумовлюють відмінність їх геометричних характеристик, таких як розміри поперечного перерізу пера та його висота. Крім того, лопатки можуть мати різні кути встановлення в диску, дещо відрізнятися формою поверхні та ін. Все це викликає так звану геометричну неоднорідність лопаткового вінця. Механічні характеристики матеріалу лопаток також можуть відрізнятися. Перераховані конструктивно-технологічні чинники обумовлюють відмінність пружних, інерційних, дисипативних і аеродинамічних характеристик лопаток вінця. Оскільки пружні та інерційні характеристики лопатки визначають спектр її власних частот коливань, то асиметрію вінця можна інтегрально охарактеризувати розладом частот коливань лопаток і відмінністю їх дисипативних характеристик.

Необхідною умовою проведення обчислювального експерименту при вивченні будь-якої механічної системи є вибір її розрахункової моделі, яка має в повному обсязі враховувати геометрію об'єкта вивчення, властивості матеріалу та діюче навантаження (механічне, відцентрове, газове і температурне).

Робоче колесо 1-ї ст. КНТ АГТД Д-36 має доволі складну геометрію. Тому для проведення обчислювальних експериментів з визначення характеристик їх напруженого стану використовується тривимірне скінченноелементне (СЕ) моделювання. В практиці такого моделювання робочих коліс турбомашин використовуються лінійні 8-вузлові і квадратичні 20-вузлові скінченні елементи та їх модифікації. Досвід проведення розрахунків напруженодеформованого стану елементів конструкцій турбомашин показав, що 20-вузлові скінченні елементи є найбільш ефективними для побудови СЕ сітки, оскільки у цьому разі досягається більш точна апроксимація складних криволінійних поверхонь, областей з різкою зміною форми і зон концентрації напружень [6]. Тому з використанням такого типу елементів для обох модифікацій ободу побудовано СЕ моделі лопатки та диска. На рис. 1 такі моделі приведені для модифікації 1. Моделі лопатки і диска для робочих коліс обох модифікацій відрізняються лише шириною хвостовика та ободу відповідно. При побудові розрахункових СЕ моделей лопаток і дисків робочих коліс переважно використовувалась регулярна сітка. Її згущення проводилося в можливих зонах концентрації напружень, зокрема в хвостовиках лопаток та ободі диска, в першу чергу його міжпазових виступах.



Рис. 1. Скінченноелементні моделі лопатки (а) та диску (б) робочого колеса 1-ї ст. КНТ АГТД Д-36 для модифікації 1 диска

При дослідженні напруженого стану робочих коліс 1-ї ст. КНТ АГТД Д-36 обраних модифікацій як систем з суворою циклічною симетрією була використана СЕ модель їх одного періоду (рис. 2, а) з відповідними граничними умовами спряження вузлів сусідніх періодів. Під періодом мається на увазі частина робочого колеса, обмежена двома площинами, кут між якими складає  $2\pi/S$ , де S – порядок симетрії. Для робочих коліс, що розглядаються, порядок симетрії співпадає з числом лопаток вінця (S = N). Однак при порушенні поворотної симетрії робочого колеса, зокрема внаслідок розладу частот коливань лопаток, виникає необхідність розгляду не одного періоду, а системи в цілому (рис. 2, б).



Рис. 2. Скінченноелементні моделі періоду робочого колеса 1-ї ст. КНТ АГТД Д-36 (а) та його в цілому (б) для модифікації 1 диска

# 3. Схема препарування тензодавачами міжпазових виступів диска робочого колеса

Враховуючи постановку задачі, в даній роботі не будемо зупинятися на положеннях методики експериментальних випробувань, яка детально описана в [3]. Основну увагу приділимо схемі препарування тензодавачами міжпазових виступів диска робочого колеса як необхідної умови порівняння розрахункових та експериментальних результатів досліджень. Так, при побудові СЕ моделі диска КНТ у пазах було виділено площадки у відповідних точках розміщення тензодавачів, як показано на рис. 3: шість (від №1 до №3 – праворуч і від №4 до №6 – ліворуч) вздовж ширини пазу в зоні спряження його похилої площини з циліндричною поверхнею ободу і чотири на торці диска (№7 та №9 зі сторони вхідної і №8 та №10 – вихідної кромок пера лопаток). Розміщення площадок, яке відповідає схемі препарування тензодавачами міжпазових виступів натурного диска, одержано їх циклічним поворотом. Розроблена у такий спосіб СЕ модель з виділеними площадками дозволяє одержувати коловий розподіл напружень у подібних точках міжпазових виступів диска. Реєстрація статичних та динамічних деформацій при проведенні лабораторних випробувань проводилась за допомогою препарованих у відповідних локаціях диска тензодавачів КФ5Ц-1-100-В-12 з базою 1 мм і опором 100 Ом.



Рис. 3. Схема препарування тензодавачами по ширині міжпазового виступа диска (а)

б

#### та на його торцевій поверхні (б)

### 4. Результати досліджень

Було проведено комплекс розрахункових досліджень з визначення впливу відцентрових сил та розладу частот коливань лопаток на напружений стан міжпазових виступів обраних модифікацій диска робочого колеса.

Розглянемо спочатку результати досліджень статичного напруженого стану міжпазових виступів диска у полі відцентрових сил при умові суворої симетрії робочого колеса. На рис. 4 представлено залежності статичних напружень у 3-й і 4-й точках, для яких характерна максимальна напруженість міжпазових виступів обраних модифікацій диска вздовж їх ширини, від частоти обертання робочого колеса. Для порівняння також наведено аналогічні залежності, отримані на основі експериментальних



50

Рис. 4. Розрахункові (суцільні лінії) і експериментальні (штрихові) залежності статичних напружень у точках 3 (○, ●) і 4 (△, ▲) міжпазових виступів диска модифікацій 1 (світлі точки) і 2 (темні)

випробувань. Аналіз одержаних результатів дозволяє зробити такі висновки. По-перше, видно, що характер розрахункових та експериментальних залежностей співпадає, що є непрямим підтвердженням достовірності розроблених СЕ моделей. Подруге, отримані дані добре узгоджуються з раніше зробленим висновком [3], що максимальна концентрація напружень має місце біля вершини гострих кутів міжпазових виступів. По-третє, спостерігається деяка розбіжність розрахункових та експериментальних даних, яка збільшується зі зростанням частоти обертання і зменшується з потовщенням ободу диска. Найімовірніше, це пояснюється тим, що розрахунки проводились без врахування розладу частот коливань лопаток, а експериментальні випробування - з використанням тільки фрагменту робочого колеса. І нарешті, по-четверте, при потовщенні ободу диска максимальний рівень напруженості міжпазових виступів в околі їх гострих кутів знижується незалежно від частоти обертання, наприклад при ω  $= 800 \text{ c}^{-1} - \text{ в } 1.9 \text{ раз, що також добре узгоджується з }$ експериментальними результатами.

Найбільш вірогідною причиною встановленої зміни напруженості міжпазових виступів є те, що зі зростанням товщини ободу диска, а також частоти обертання робочого колеса зменшується вплив розладу частот коливань лопаток, що й стало предметом подальших досліджень.

Розглянемо спочатку результати обчислювальних експериментів з визначення спектру частот коливань робочих коліс для випадку їх суворої циклічної симетрії без врахування дії відцентрових сил ( $\omega = 0 \text{ c}^{-1}$ ). При їх проведенні було прийнято припущення про жорстке з'єднання лопаток з диском по контактним поверхням хвостовика, що характерно для робочих режимів експлуатації двигуна.

Як приклад результатів розрахунків, на рис. 5 представлені перші чотири частотні функції робочих коліс обраних модифікацій. Під частотною функцією розуміють залежність власних частот системи  $p_{mn}^{(0)}$  ( $\overline{p}_{mn}^{(0)} = p_{mn}^{(0)}/p_{01}$ ) від числа хвиль деформацій т (вузлових діаметрів) диска, де верхній індекс «0» означає сувору циклічну симетрію системи, а п – номер частотної функції, який відповідає даному числу вузлових діаметрів т. Форми коливань ізольованих лопаток з частотою  $p_{0n}$  та лопаток, розміщених на диску, при його парасольковій формі коливань показано на рис. 5 ліворуч та праворуч відповідно.



Рис. 5. Частотні функції робочого колеса у випадку його суворої циклічної симетрії для модифікацій 1 (штрихові лінії) і 2 (суцільні лінії) диска

Кожній із розглянутих частотних функцій відповідає одна форма коливань лопаток, тип якої визначається близькістю до частоти ізольованої лопатки p<sub>0n</sub>. До того ж для частотних функцій n = 2 і 3 та 3 і 4 спостерігається явище інтерференції частот [7]. За результатами проведених розрахункових досліджень як за допомогою СЕ, так і стержневих моделей, встановлено, що другій частотній функції (n = 2) відповідають небезпечні коливання робочого колеса, при яких деформації лопаток обумовлюють переміщення диска у напрямку його осі.

Аналіз представлених частотних функцій показує, що щільність спектру частот робочого колеса, що визначається як [4]

$$\Delta \overline{p}_{n}^{(0)} = \left| \left( \overline{p}_{mn}^{(0)} \right)_{m=N/2} - \left( \overline{p}_{mn}^{(0)} \right)_{m=0} \right|,$$

залежить як від форми коливань лопаток, так і жорсткості диска. Про це також свідчать дані, отримані з використанням 3D та стержневих моделей (СТМ) [4], наведені в табл. 1.

Таблиця 1

# Значення параметра $\Delta \overline{p}_n^{(0)}$ щільності частот для скінченноелементної моделі робочого колеса 1 ст. КНТ АГТД Д-36

Номер частотної функції	Вид СЕ моделі	Значення $\Delta \overline{p}_n^{(0)}$ для модифікацій диска:	
		1	2
1	3D	0.045	0.021
	CTM 1	0.165	0.103
	CTM 2	0.151	_
2	3D	1.513	1.010
	CTM 1	0.415	0.483
	CTM 2	2.297	—
3	3D	1.051	1.033
	CTM 1	0.205	0.181
	CTM 2	0.285	—
4	3D	2.643	3.147
	CTM 1	0.009	0.005
	CTM 2	2.283	_

Відмінність стержневих моделей полягає в тому, що СТМ 1 враховує проміжок між основою хвостовика лопактки і пазом диска, який з'являється внаслідок дії відцентрових сил. В СТМ 2 взаємодія між диском і хвостовиком відбувається по всій поверхні міжпазового виступа. Видно, що деякі частотні функції робочого колеса, наприклад, перша, або окремі їх ділянки характеризуються дуже щільним спектром частот. В цьому разі при наявності розладу частот лопаток можливим є виникнення явища локалізації коливань [7], яке може суттєво вплинути на напружений стан міжпазових виступів робочого колеса. Зі зростанням жорсткості диска внаслідок збільшення товщини його ободу ширина спектра частот, за виключенням частотної функції n = 4, зменшується, тобто щільність частот зростає.

Було проведено комплекс обчислювальних експериментів зі встановлення впливу можливого розладу частот лопаток на формування спектру власних частот коливань обраних робочих коліс. Дослідження виконувались при розладі  $\Delta p_{01} = p_j/p_{01} - 1$ частоти  $p_j$  основної форми коливань однієї (j = 5) лопатки вінця, де  $p_{01}$  – частота основної форми коливань лопаток налаштованого вінця ( $p_{01} = 354.8 \ \Gamma u$ ). Розлад частоти лопатки обумовлений зменшенням висоти її пера. Дослідження проводились для  $\Delta p_{01} = 0.5\%$ , 1% і 3%.

Результати проведених розрахунків з визначення перших власних частот коливань робочих коліс для обраних випадків розладу частот лопаток вінця, а також при його відсутності, наведені на рис. 6. Вони наочно підтверджують висновки, сформульовані на основі моделі парних форм коливань [7] щодо особливостей формування спектру частот системи з порушеною циклічною симетрією. Так, при виконанні умови 0<m<S/2, має місце розщеплення частот парних форм  $p_{mn}^{(I)}$  і  $p_{mn}^{(II)}$ , тобто  $p_{mn}^{(I)} \neq p_{mn}^{(II)}$ . Представлені дані свідчать, що найбільші його значення мають місце для m = 2 і 17.

Результати обчислювальних експериментів робочих коліс з порушеною симетрією для обох модифікацій ободу диска вказують на можливість зростання вібронапруженості його міжпазових виступів внаслідок розладу частот лопаток вінця. Для підтвердження цього було проведено розрахунки резонансних напружень в міжпазових виступах диску, за результатами яких отримано залежності колових розподілів максимальних резонансних напружень  $\sigma_{_{\mathrm{rb},j}}^{_{\mathrm{max}}}$  у відповідних точках розміщення тензодавачів (див. рис. 3). Вони показали, що зростання рівня резонансних напружень в міжпазових виступах має локальний характер і відбувається в області розміщення лопатки із розладом частот. Розподіл максимальних резонансних напружень  $\sigma_{r_B}^{max}$  та їх амплітуд ( $\sigma_{r_{B0}}^{max} = \left[ max \left( \sigma_{r_{B,j}}^{max} \right) - min \left( \sigma_{r_{B,j}}^{max} \right) \right] / 2$ ) за всіма точками міжпазового виступу, де проведено препарування тензодавачами, показано на рис. 7.

Так, одержаний розподіл максимальних резонансних напружень має максимальне значення для тензодавача № 3, який розміщено біля вершини гострого кута міжпазового виступу диска, що узгоджується зі спостереженнями щодо місця зародження втомних тріщин в міжпазових виступах дисків компресорів АГТД.



Рис. 6. Частотні функції p<sup>(I)</sup><sub>m1</sub> (лінії) і p<sup>(II)</sup><sub>m1</sub> (маркери) робочого колеса при розладі частот однієї лопатки 0,5% (〇), 1% (□) та 3% (Х) модифікації 1 (а) і 2 (б) ободу диска



52

Рис. 7. Розподіл максимальних резонансних напружень (а) та їх амплітуд (б) в міжпазовому виступі модифікації 2 ободу диска при збудженні коливань лопаткового вінця за другою (○) і третьою (△) гармонікою при розладі частоти 1% однієї лопатки

### Висновки

Результати проведеного комплексу розрахунково-експериментальних досліджень показують, що вібронапруженість міжпазових виступів дисків робочого колеса компресора, що розглядається, залежить від величини пружної зв'язаності лопаток з диском, яка визначається його жорсткістю. Представлені результати обчислювальних експериментів вказують на можливість зниження вібронапруженості шляхом аналізу і вибору характеристик, які впливають на жорсткість зв'язку лопаток, що має важливе практичне значення для підвищення вібраційної надійності компресорів робочих коліс АГТД.

Робота підготовлена у рамках проєкту «Розробка методів діагностики та аналізу причин руйнувань і зниження вібронапруженості робочих лопаток та їх систем при експлуатації газотурбінних установок», що виконується за напрямом «Підтримка пріоритетних для держави наукових досліджень і науково-технічних (експериментальних) розробок» бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень» у 2020-2021 рр. (Договір № 240/2021-03/03).

### Література

1. Shlyannokov, V. N. Analysis of the stress-strain state of components of the lock joint of a compressor disk in a gas turbine engine in the three dimensional elastic statement. Report 1 [Text] / V. N. Shlyannokov, B. V. Il'chenko, N. V. Stepanov // Strength of Materials. – 1992. – Vol. 24, No. 12. – P. 716-721.

2. Life of GTE disks with cracks [Text] / N. V. Stepanov, V. N. Shlyannokov, V. V. Omel'chenko [et al.] //

Strength of Materials. – 1988. – Vol. 20, No. 4. – P. 550-553.

3. Evaluation of vibration-induced stresses in teeth of rotor disks of compressors of gas- turbines engines [Text] / I. G. Tokar', A. Ya. Adamenko, A. P. Zinkovskii [et al.] // Strength of Materials. – 1997. – Vol. 29, No. 6. – P. 638-643.

4. Zinkovskii, A. P. Numerical investigation of intercoupling vibration of a mistuned turbomachinery compressor wheel [Text] / A.P. Zinkovskii // Strength of Materials. – 1997. – Vol. 29, No. 2. – P. 150-158.

5. Zinkovskii, A. P. Estimation of vibrational state of mistuned blade assemblies of gas turbine compressor rotor wheel [Text] / A. P. Zinkovskii // Flow-induced vibration: Proc. of the 7th Intern. conf. on flow-induced vibration - FIV 2000 (Lucerne, Switzerland, 19-22 June 2000). Rotterdam; Brookfield: Publ. A. A. Balkema, 2000. – P. 727-731.

6. Zinkovskii, A. P. Effect of identity violations of contact interaction between shrouds on the static and dynamic stress state characteristics of blade rings [Text] / A. P. Zin'kovskii, Ya. D. Kruglii // Strength of Materials. 2012. – Vol. 44, No. 2. – P. 144-150.

7. Иванов, В. П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В. П. Иванов. – М. : Машиностроение, 1983. – 224 с.

### References

1. Shlyannokov, V. N., Il'chenko, B. V., Stepanov, N. V. Analysis of the stress-strain state of components of the lock joint of a compressor disk in a gas turbine

engine in the three dimensional elastic statement. Report 1. *Strength of Materials*, 1992, vol. 24, no. 12, pp. 716-721.

2. Stepanov, N. V., Shlyannokov, V. N., Omel'chenko, V. V., Shkanov, I. N. Life of GTE disks with cracks. *Strength of Materials*, 1988, vol. 20, no. 4, pp. 550-553.

3. Tokar', I. G., Adamenko, A. Ya., Zinkovskii, A. P., Matveev, V. V. Evaluation of vibration-induced stresses in teeth of rotor disks of compressors of gasturbines engines. *Strength of Materials*, 1997, vol. 29, no. 6, pp. 638-643.

4. Zinkovskii, A. P. Numerical investigation of intercoupling vibration of a mistuned turbomachinery compressor wheel. *Strength of Materials*, 1997, vol. 29, no. 2, pp. 150-158.

5. Zinkovskii, A. P. Estimation of vibrational state of mistuned blade assemblies of gas turbine compressor rotor wheel // *Flow-induced vibration: Proc. of the 7th Intern. conf. on flow-induced vibration - FIV 2000* (Lucerne, Switzerland, 19-22 June 2000). Rotterdam ; Brookfield : Publ. A.A. Balkema, 2000, pp. 727-731.

6. Zinkovskii, A. P., Kruglii, Ya. D. Effect of identity violations of contact interaction between shrouds on the static and dynamic stress state characteristics of blade rings. *Strength of Materials*, 2012, vol. 44, no. 2, pp. 144-150.

7. Ivanov, V. P. *Kolebaniya rabochih koles turbomashin* [Vibrations of the wheels of turbomachines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 224 p.

Надійшла до редакції 15.03.2021, розглянута редколегією 16.08.2021

### ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ МЕЖПАЗОВЫХ ВЫСТУПОВ ДИСКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЦЕНРОБЕЖНЫХ СИЛ И РАССТРОЙКИ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК

## А. П. Зиньковский, В. М. Меркулов, О. Л. Деркач, И. Г. Токарь, К. В. Савченко

В роботе представлены результаты расчетного исследования влияния расстройки частот колебаний лопаток венца рабочего колеса компрессора на напряженное состояние межпазовых выступов диска при действии центробежных сил и сравнение полученных результатов с данными экспериментальных испытаний в лабораторных условиях. Анализ ранее выполненных экспериментально-расчетных исследований для определения возможных причин разрушения межпазовых выступов диска показал, что их напряженность зависит от толщины обода диска, формы колебаний лопаток и их неизбежной расстройки, а также указывает на необходимость выполнения дальнейших исследований для определения причин возникновения трещин и возможных разрушений межпазовых выступов дисков компрессоров авиационных газотурбинных двигателей. Для решения задачи было выбрано рабочее колесо 1-й ступени компрессора низкого давления авиационного газотурбинного двигателя Д-36, для которого характерны отсутствие бандажных полок между лопатками и наличие их крепления с диском при помощи трапециевидного паза типа «ласточкин хвост» с плоскими рабочими поверхностями. Для достижения цели работы рассматривалось две модификации диска рабочего колеса с разной толщиной обода. При проведении численных экспериментов для определения характеристик напряженного состояния межпазовых выступов использовано трехмерное конечноэлементное моделирование рабочего колеса. Достоверность разработанной конечноэлементной модели подтверждается хорошим совпадением полученных результатов расчета напряженного состояния межпазовых выступов дисков компрессора обоих модификаций при действии центробежных сил с данными экспериментальных исследований в лабораторных условиях, а также их сравнением с результатами расчета частот колебаний диска с помощью стержневых моделей рассматриваемых рабочих колес. Представленные результаты вычислительных экспериментов указывают на возможность снижения вибронапряженности путем анализа и

выбора характеристик, влияющих на жесткость связи лопаток, что имеет важное практическое значение для повышения вибрационной надежности компрессоров рабочих колес авиационных газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: рабочее колесо компрессора; межпазовый выступ диска; расстройка частот лопаток; частотная функция; центробежная сила; вибронапряженность.

### STRESS STATE ANALYSIS OF COMPRESSOR BLADE-DISK JOINT WITH THE INFLUENCE OF CENTRIFUGAL FORCES AND BLADE MISTUNING

### A. Zinkovskii, V. Merkulov, O. Derkach, I. Tokar, K. Savchenko

The authors present the results of the numerical experiments on the determination of the effect of compressor blade mistuning on the stress state of a blade-disk joint under the action of the centrifugal forces and their comparison with results of full-scale experiments. The analysis of the results of the previously performed experimental and numerical experiments on the determination of the possible sources of blade-disk joints failure shows their stress state strongly depends on the disk rim thickness and the blade vibration mode and their mistuning. It indicates the need for further studies to determine the causes of cracks and possible fracture of blade-disk joints in the compressor of a gas-turbine engine. The task is solved in the variation of the dovetail-rim region thickness of the disk of the 1st stage of the low-pressure compressor of the gas-turbine engine D-36, which has blades without shrouds. The finite element models of the blade assembly, are used to perform the investigation. Obtained results of the vibration stress analysis of blade-disk joints in the compressor both modifications under the action of the centrifugal forces have good agreement with the data of full-scale experiments and numerical data using rod models. The presented results of the numerical experiments indicate the possibility of reducing vibration stresses by analyzing and choosing parameters that affect the rigidity of the coupling of the blades, which is of practical importance for increasing the vibration reliability of the compressors of gas-turbine engines.

Keywords: compressor bladed disk; blade-disk joint; blade mistuning; frequency function; centrifugal forces; vibration stress state.

Зіньковський Анатолій Павлович – д-р техн. наук, проф., заступник директора з наукової роботи, завідувач відділу коливань і вібраційної надійності, Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна.

Меркулов Вячеслав Михайлович – канд. техн. наук, Головний конструктор ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Деркач Олег Леонідович – канд. техн. наук, ст. наук. співроб., Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна.

**Токар Іван Гордійович** – канд. техн. наук, ст. наук. співроб., Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна.

Савченко Кирило Валентинович – канд. техн. наук, ст. наук. співроб., Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна.

Anatoliy Zinkovskii – Doctor of Technical Science, prof., Deputy Director in Science, Head of the department of oscillations and vibration reliability, G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine,

e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua, ORCID: 0000-0003-0803-7054, Scopus Author ID: 14066898800.

**Vyacheslav Merkulov** – Candidate of Technical Science, Chief Designer of SE "Ivchenko-Progress" Zaporizhia, Ukraine,

e-mail: MerkulovVM@zmdb.ua, ORCID: 0000-0001-9062-1297.

**Oleh Derkach** – Candidate of Technical Science, senior researcher, G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine,

e-mail: derkach@ipp.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-6783-8516, Scopus Author ID: 57217115124.

**Ivan Tokar** – Candidate of Technical Science, senior researcher, G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine,

e-mail: tokar@ipp.kiev.ua, ORCID: 0000-0003-0540-0241, Scopus Author ID: 7003625586.

**Kyrylo Savchenko** – Candidate of Technical Science, senior researcher, G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine,

e-mail: savchenko@ipp.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-9690-9758, Scopus Author ID: 56462744200.