

УДК 539.319:534.1:62-253.5

doi: 10.32620/aktf.2020.8.06

А. П. ЗІНЬКОВСЬКИЙ<sup>1</sup>, В. М. МЕРКУЛОВ<sup>2</sup>, І. Г. ТОКАР<sup>1</sup>,  
О. Л. ДЕРКАЧ<sup>1</sup>, Р. Ю. ШАКАЛО<sup>2</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 ВПЛИВУ ГНУЧКОСТІ ПЕРА НА ОПТИМАЛЬНІ УМОВИ СПРЯЖЕННЯ ПОЛИЦЬ ПОПАРНО БАНДАЖОВАНИХ ЛОПАТОК ТУРБІН

В роботі розглядаються результати досліджень з визначення впливу гнучкості пера на оптимальні умови спряження полиць попарно бандажованих лопаток турбін. Конструктивною особливістю таких лопаток є те, що в паз диска ялинкового типу вільно встановлюється складений хвостовик, кожна половина якого має перо з беззиговою бандажною полицею. Викладено приклади використання попарно бандажованих лопаток в турбінах авіаційних газотурбінних двигунів (АГТД), а також результати аналізу початкових умов спряження по бандажних полицях таких лопаток. Встановлено, що в умовах експлуатації двигуна по бандажних полицях може бути як натяг, так і проміжок. Наведено опис розроблених методик експериментального визначення початкових умов спряження бандажних полиць парних лопаток та дослідження їх демпфівальної здатності і вібронапруженості. Представлено результати аналізу умов спряження бандажних полиць комплектів лопаток робочих коліс, експериментальних досліджень з визначення їх впливу на вібронапруженість та демпфівальну здатність попарно бандажованих лопаток і їх стержневих моделей як системи з суворою регулярністю, яка характеризується пружно-дисипативним зв'язком, обумовленим як бандажним, так і замковим з'єднаннями, з урахуванням гнучкості пера. Показано, що існує оптимальне значення параметра спряження бандажних полиць, при якому досягаються максимальна демпфівальна здатність парних лопаток і відповідно їх мінімальна вібронапруженість. При цьому його значення залежить від гнучкості пера лопатки. За результатами проведених експериментальних досліджень комплекту парних лопаток трьох ступеней турбіни АГТД АІ-25 та першої ступені АГТД Д-36 побудована залежність оптимального значення параметра  $\Delta_{н,опт}$  спряження бандажних полиць від гнучкості пера, яка дозволяє прогнозувати його величину для лопаток інших ступеней АГТД. Оскільки лопатки перших ступеней турбін АГТД АІ-322 та Д-36 характеризуються близькими величинами гнучкості, то можна з великою вірогідністю прогнозувати, що оптимальні значення параметра спряження їх бандажних полиць будуть одного рівня.

**Ключові слова:** попарно бандажовані лопатки; гнучкість; спряження полиць; демпфівальна здатність; вібронапруженість.

### 1. Постановка задачі

Одним зі способів підвищення надійності лопаткового апарату робочих коліс турбін сучасних авіаційних газотурбінних двигунів (АГТД) є поличне бандажування лопаток.

Відомо [1], що основне призначення такого бандажування робочих лопаток турбін при об'єднанні полиць в замкнуте кільце або пакети полягає у зменшенні перетікання газу через радіальний проміжок і зменшенні кінцевих втрат. Однак воно, внаслідок взаємних переміщень контактуючих поверхонь полиць при циклічному деформуванні лопаток, представляє собою також конструкційний демпфер їх коливань [2]. Основною умовою його функціонування є забезпечення гарантованого притиснення контактуючих поверхонь полиць або їх натягу на

усіх режимах експлуатації двигуна.

Існують як різні типи бандажних полиць [3]: Z-подібні та беззигові, так і способи поличного бандажування: кільцеве та пакетне. Особливим видом останнього є так зване попарне бандажування лопаток, коли використовуються тільки беззигові полиці. Такий спосіб бандажування може бути для лопаток як із суцільним, так і складеним ялинковим хвостовиком.

В практиці авіадвигунобудування, в першу чергу в конструкціях турбін АГТД розробки ДП «Івченко-Прогрес», широкого застосування знайшла схема попарного бандажування робочих лопаток турбін зі складеним ялинковим хвостовиком. В цьому випадку джерелом конструкційного демпфування коливань лопаток є як бандажне, так і замкове з'єднання.

Як свідчать результати експериментально-розрахункових досліджень, існують оптимальні умови спряження контактних поверхонь полиць, які забезпечують максимальну демпфувальну здатність і відповідно мінімальну вібронапруженість попарно бандажованих лопаток [4, 5]. При цьому встановлено, що вони суттєво залежать від багатьох конструктивно-технологічних та експлуатаційних факторів. Так, зокрема, з даних досліджень як попарно бандажованих лопаток, так і їх стержневих моделей витікає, що оптимальна величина натягу по полицях залежить від гнучкості пера та кроку лопаток, а також номера форми їх згинних коливань [6]. Однак такий висновок зроблено за умови, що лопатки мають однакові геометричні та механічні характеристики і, відповідно, власні частоти коливань, як це передбачається при їх проектуванні. В дійсності, внаслідок технологічних допусків на виготовлення, має місце неминучий розлад частот коливань лопаток, про що свідчать результати їх частотного контролю [7]. Це явище спричиняє можливість збудження двох форм (синфазної та антифазної) коливань пари лопаток як системи з пружно-дисипативним зв'язком за рахунок поличного та замкового з'єднань, що суттєво впливає на їх демпфувальну здатність та вібронапруженість [8].

Аналіз відомих досліджень динамічної міцності попарно бандажованих лопаток, свідчить, що кожне з них, як правило, стосується окремих ступеней турбін різних двигунів [9-12]. Це затрудняє їх порівняння та використання для вибору оптимальних умов спряження бандажних полиць при проектуванні нових лопаток.

Метою роботи є встановлення впливу на оптимальні умови спряження полиць лопаток такої геометричної характеристики як гнучкість їх пера на основі узагальнення проведених в Інституті проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України в співдружності з ДП «Івченко-Прогрес» та ПАТ «Мотор Січ» результатів досліджень коливань попарно бандажованих лопаток з врахуванням їх зв'язаності та взаємодії по контактним поверхням замкового та бандажного з'єднань на характерних режимах експлуатації двигунів.

## 2. Об'єкти дослідження та їх характеристики

На рис. 1 показані попарно бандажовані лопатки турбіни зі складеним ялинковим хвостовиком (а) та їх конструктивна схема (б).

Конструктивною особливістю таких лопаток є те, що в паз диска ялинкового типу вільно встановлюється складений хвостовик, кожна половина якого має перо з беззиговою бандажною полицею. Оче-

видно, що після складання робочого колеса між контактними поверхнями бандажних полиць і хвостовиків будуть проміжки.

В умовах експлуатації під дією відцентрових сил відбувається притиснення контактних поверхонь полиць та хвостовиків між собою та з диском із зусиллям, при якому можна припускати їх абсолютно жорсткий зв'язок з диском. При цьому умови затиснення лопаток в диск, як правило, такі, що вони не перешкоджають відносному проковзуванню контактуючих поверхонь половинок хвостовика і бандажних полиць, внаслідок чого при циклічному деформуванні лопаток відбувається розсіювання енергії. Тобто замкове і бандажне з'єднання лопаток є природними конструкційними демпферами коливань.

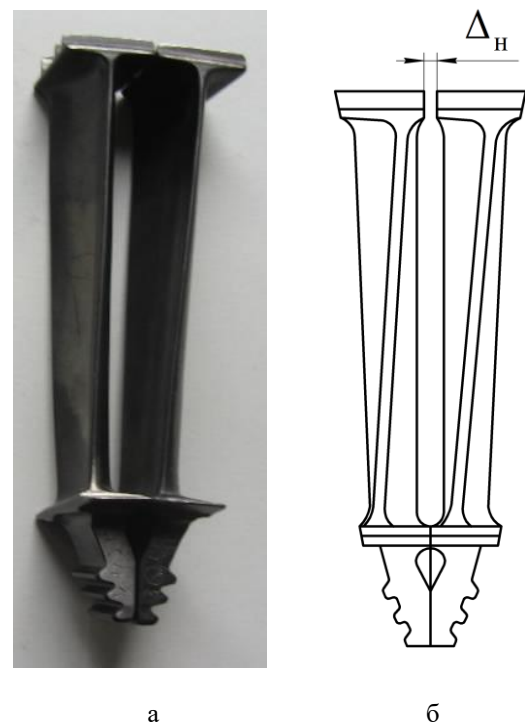


Рис. 1. Попарно бандажовані лопатки зі складеним ялинковим хвостовиком (а) та їх конструктивна схема (б)

Однією з геометричних характеристик пера лопаток є його гнучкість  $\lambda = l/i$  – відношення його висоти  $l$  до мінімального радіуса інерції і кореневого перерізу. Оскільки вона є відносною величиною, то може використовуватися для порівняння результатів досліджень лопаток різних ступеней турбін.

В умовах роботи АГТД при дії відцентрових сил і температури між контактними поверхнями бандажних полиць може виникнути як натяг, так і проміжок. Умови спряження бандажних полиць будемо характеризувати параметром  $\Delta_n$ . Якщо  $\Delta_n > 0$ ,

то в цьому випадку по контактних поверхнях полиць буде натяг, а при  $\Delta_n < 0$  – проміжок.

Визначити безпосередньо чисельні значення параметра  $\Delta_n$  в умовах експлуатації неможливо. Тому встановлюють так зване його початкове значення, яке будемо також позначати як  $\Delta_n$  та визначати в лабораторних умовах. З урахуванням силових, теплових та інших факторів воно дозволяє наближено оцінити експлуатаційні умови спряження бандажних полиць. На рис. 1, (б) представлена пара лопаток з проміжком. Схема визначення початкового натягу  $\Delta_n = (\Delta_n' + \Delta_n'')/2$  по полицях попарно бандажованих лопаток показана на рис. 2.

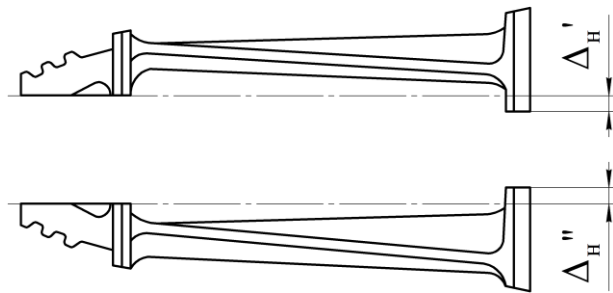


Рис. 2. Схема визначення початкового натягу по полицях попарно бандажованих лопаток

В табл. 1 наведено деякі чисельні значення основних характеристик попарно бандажованих лопаток окремих ступеней турбін ряду АГТД, де зверху – для лопаток без каналів, а знизу – з каналами для охолодження. Вони свідчать, що геометричні характеристики пера лопаток, а також їх перша власна частота коливань змінюються в доволі широких межах.

Для визначення впливу умов спряження по полицях на динамічну та статичну напруженість попарно бандажованих лопаток використовувалась також їх стержнева модель. На рис. 3 представлено стержень з полицею та хвостовиком (а) як елемент розробленої моделі пари лопаток (б). Пери лопатки представляється стержнем постійного поперечного прямокутного перерізу  $b \times h = 15 \text{ мм} \times 3 \text{ мм}$ . Бандажне з'єднання лопаток моделюється наявністю на одному із кінців стержнів полиць також постійного поперечного перерізу. Їх особливістю є те, що контактуючі поверхні мають деяке зміщення  $\Delta_n$  відносно площини стику хвостовиків, що забезпечує необхідну величину натягу.

Враховуючи той факт, що основною задачею роботи є визначення впливу параметрів бандажного з'єднання лопаток на їх вібронапруженість та демпфівальну здатність, конструкція хвостового з'єднання стержнів в порівнянні із замковим з'єднанням натурних лопаток суттєво спрощена.

Таблиця 1

Чисельні значення деяких характеристик попарно бандажованих лопаток турбіни ряду АГТД

Характеристика лопатки	№ ступені турбіни АГТД						
	1 ст. АИ-25	2 ст. АИ-25	3 ст. АИ-25	1 ст. Д-36	1 ст. Д-436	1 ст. Д-18Т	1 ст. АИ-322
Хорда (середній переріз) Н, мм	15,5	16,5	18,4	23,4	25,3	29,6	23
Висота пера l, мм	37	56	77	39	39	59	36
Площа кореневого перерізу F, мм <sup>2</sup>	$\frac{48,3}{-}$	$\frac{34,4}{-}$	$\frac{38,4}{-}$	$\frac{128,5}{105,2}$	$\frac{127,8}{89,2}$	$\frac{193,5}{128,9}$	$\frac{92,8}{62,8}$
Мінімальний момент інерції кореневого перерізу J, мм <sup>4</sup>	$\frac{112,9}{-}$	$\frac{49,2}{-}$	$\frac{54}{-}$	$\frac{770,6}{707,5}$	$\frac{767,25}{637,4}$	$\frac{1980}{1614}$	$\frac{477,4}{370,6}$
Мінімальний радіус інерції кореневого перерізу i, м	$\frac{1,53}{-}$	$\frac{1,19}{-}$	$\frac{1,18}{-}$	$\frac{2,45}{2,6}$	$\frac{2,45}{2,67}$	$\frac{3,2}{3,54}$	$\frac{2,27}{2,43}$
Гнучкість пера лопатки λ	$\frac{24,18}{-}$	$\frac{47}{-}$	$\frac{65,25}{-}$	$\frac{15,9}{15}$	$\frac{15,9}{14,6}$	$\frac{18,43}{16,67}$	$\frac{15,85}{14,8}$
Частота першої згинної форми коливань, Гц	1935±75	680±40	375±25	1980±240	1925± 275	1350±210	2340±260

Так, хвостовики лопаток моделюються потовщенням на протилежних відносно полиць кінцях стержнів.

Розміри конструктивних елементів бандажного та хвостового з'єднань стержнів наведені також на рис. 3. Вони обрані таким чином, щоб забезпечити варіювання кроку  $t_n$  моделі лопаток, який в даному випадку може дорівнювати 10 мм, 15 мм та 20 мм.

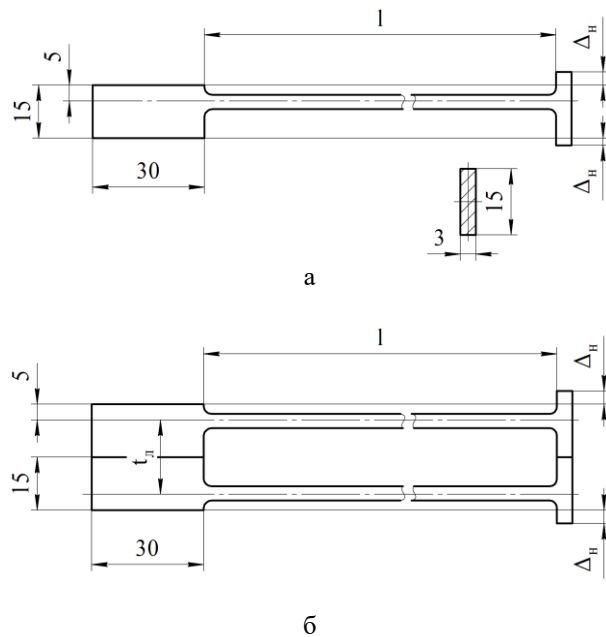


Рис. 3. Стержень з полицею і хвостовиком (а) та стержнева модель попарно бандажованих лопаток турбіни (б)

### 3. Методологічне забезпечення проведення експериментальних досліджень

Для досягнення мети роботи використовувались розроблені експериментальні методики вимірювання параметра  $\Delta_n$  за допомогою спеціального пристрою і визначення демпфівальної здатності та вібронапруженості попарно бандажованих лопаток та їх моделей в статичних умовах з використанням електродинамічного вібратора, тобто без врахування дії відцентрових сил. Обидві з них реалізовані в ряді створених в Інституті проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України установок, детально описаних в [6, 8, 13, 14]. При цьому вони дозволяють забезпечити такі умови випробувань об'єктів дослідження:

а) мінімізацію втрат енергії, не пов'язаних з її розсіюванням в їх матеріалі та з'єднаннях;

б) резонансний принцип збудження згинних коливань за допомогою електродинамічного вібратора;

в) визначення кінематичних характеристик коливань (амплітуди і частоти) та декремента коливань методом резонансної кривої [4].

### 4. Результати досліджень

Для проведення досліджень з визначення впливу початкових умов спряження бандажних полиць використовувались натурні пари попарно бандажованих лопаток зі складеним хвостовиком різних ступеней турбін АГТД (див. табл. 1) та їх стержневі моделі (див. рис. 3). Зміна гнучкості стержнів досягалась варіюванням їх довжини. В даному випадку розглядалися стержні довжиною  $l = 50$  мм,  $100$  мм і  $200$  мм, гнучкість яких  $\lambda = 57,7$ ;  $115,4$  і  $230,8$  відповідно.

Як відзначалось, на демпфівальну здатність парних лопаток, а відповідно і їх вібронапруженість, суттєво впливають умови спряження бандажних полиць. Тому було проведено вимірювання параметра  $\Delta_n$  спряження бандажних полиць комплектів лопаток обраних ступеней турбін АГТД. Як приклад, на рис. 4 представлена гістограма розподілу його значень для комплекту лопаток робочого колеса 1-ї ступені АГТД Д-36. Отримані дані свідчать, що значення параметра  $\Delta_n$  змінюються в широких межах від  $-0,69$  мм, тобто проміжку, до натягу величиною  $+0,035$  мм, а середнє значення  $\Delta_{n,ср} = -0,32$  мм та середнє квадратичне відхилення  $S_{\Delta} = 0,167$  мм. При цьому 95 % пар лопаток комплекту мають проміжки по полицях.

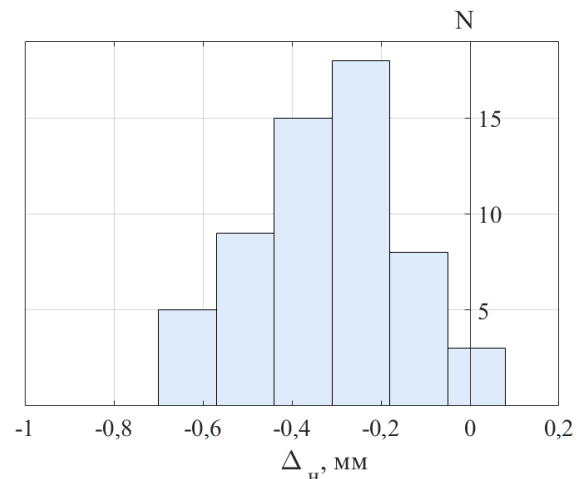


Рис. 4. Гістограма розподілу значень параметра  $\Delta_n$  спряження бандажних полиць комплекту лопаток 1-ї ступені турбіни АГТД Д-36

Таким чином, можна зробити однозначний висновок про суттєвий розкид значень параметра  $\Delta_n$  спряження бандажних полиць комплектів парних лопаток ступеней турбін АГТД. Це обумовлює необхідність проведення комплексних досліджень з

визначення оптимальних значень  $\Delta_{н,опт}$  вказаного параметра, які забезпечували б максимальну демпфірувальну здатність лопаток і відповідно мінімальний рівень їх вібронапруженості.

Були проведені випробування стержневих моделей та натурних попарно бандажованих лопаток обраних ступеней турбіни ряду АГТД за згаданими вище методиками в такій послідовності:

1) для встановленого в гідрозажимі об'єкта дослідження, який характеризується гарантованим натягом по полицях, реєструються початкове значення параметра  $\Delta_n$  і відповідні йому статичні напруження згину  $\sigma_{ст}$  в кореновому перерізі стержня (пера лопатки), які виникають внаслідок стискання контактних поверхонь бандажних полиць;

2) визначаються максимальні амплітуди динамічних напружень згину  $\sigma_r$  в кореновому перерізі стержня (пера лопатки);

3) здійснюється зміна величини  $\Delta_n$  шляхом шліфуванням контактних поверхонь бандажних полиць;

4) повторюються випробування у відповідності з пунктами 1 і 2.

Слід зазначити, що випробування проводяться при постійній інтенсивності динамічного навантаження обраного об'єкта дослідження.

Розглянемо наведені на рис. 5 залежності максимальних динамічних напружень згину  $\sigma_r$  стержнів від статичних напружень  $\sigma_{ст}$  моделі попарно бандажованих лопаток при варіюванні гнучкості  $\lambda$  [6]. Їх аналіз показує, що вони характеризуються мінімумом динамічних напружень, який відповідає  $\sigma_{ст} = \sigma_{ст,опт}$ , що еквівалентно оптимальним умовам спряження полиць стержнів ( $\Delta_n = \Delta_{н,опт}$ ).

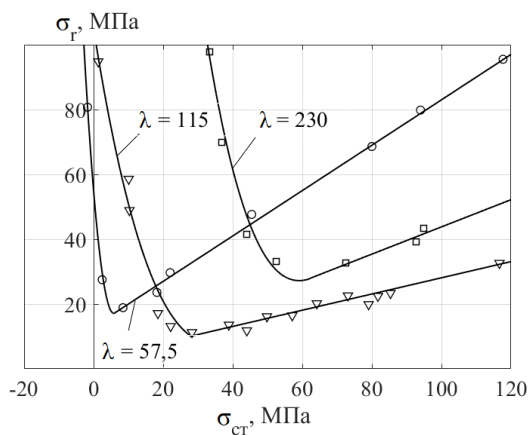
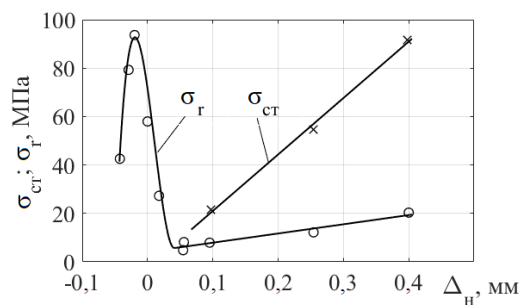


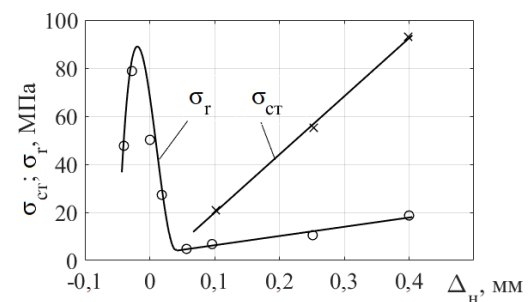
Рис. 5. Залежності максимальних динамічних напружень стержневої моделі пари лопаток від статичних напружень для різних значень гнучкості  $\lambda$  при  $t_n = 20$  мм

Саме при таких умовах реалізується найвищий рівень розсіювання енергії при резонансних коливаннях системи. Але одночасно видно, що величина  $\Delta_{н,опт}$  залежить від гнучкості  $\lambda$ .

Таким чином, за результатами проведених досліджень можна зробити однозначний висновок, що хоча при зміні гнучкості лопаток характер залежностей максимальних динамічних напружень  $\sigma_r$  від параметра  $\Delta_n$  залишається без якісних змін, однак його оптимальне значення  $\Delta_{н,опт}$  визначається саме гнучкістю. Для підтвердження такого висновку були визначені залежності максимальних динамічних  $\sigma_r$  і статичних  $\sigma_{ст}$  напружень згину пера обраних попарно бандажованих лопаток від параметра  $\Delta_n$  при заданому коефіцієнті пришвидшення стола вібратора  $K_g$ , як характеристики їх динамічного навантаження. Як приклад, на рис. 6 наведені такі залежності для 2-ї ступені турбіни АГТД АИ-25 при  $K_g = 0,66$  [10]. Чітко видно, що вони характеризуються мінімумом максимальних динамічних напружень.



а



б

Рис. 6. Залежності максимальних динамічних  $\sigma_r$  і статичних  $\sigma_{ст}$  напружень згину пера лівої (а) і правої (б) лопаток ( $\lambda = 47$ ) 2-ї ступені турбіни АГТД АИ-25 від параметра  $\Delta_n$  спряження бандажних полиць при  $K_g = 0,66$

За результатами аналізу встановлених залежностей максимальних динамічних напружень від  $\Delta_n$  для натурних попарно бандажованих лопаток обраних ступеней турбін АГТД АИ-25 та Д-36 були визначені оптимальні значення  $\Delta_{н,опт}$ , які наведено на рис. 7.

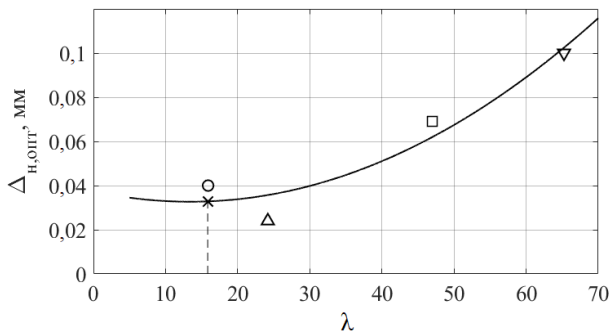


Рис. 7. Оптимальні значення  $\Delta_{n,opt}$  умов спряження по полицях попарно бандажованих робочих лопаток турбін 1-ї ( $\Delta$ ), 2-ї ( $\square$ ) і 3-ї ( $\nabla$ ) ступеней АГТД АІ-25 та 1-ї ступені АГТД Д-36 ( $\circ$ ) і апроксимаційна залежність  $\Delta_{n,opt}$  від гнучкості  $\lambda$  пера лопатки (суцільна лінія).  $\times$  – прогнозоване значення  $\Delta_{n,opt}$  для попарно бандажованих робочих лопаток ( $\lambda = 15,85$ ) 1-ї ступені турбіни АГТД АІ-322

Отримані дані було апроксимовано поліномом другого ступеня

$$\Delta_{n,opt}(\lambda) = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \lambda + \alpha_2 \cdot \lambda^2, \quad (1)$$

де  $\alpha_0 = 3,73 \cdot 10^{-2}$  мм;  $\alpha_1 = -6,955 \cdot 10^{-4}$  мм;  
 $\alpha_2 = 2,595 \times 10^{-5}$  мм.

Видно, що експериментальні значення  $\Delta_{n,opt}$  добре узгоджуються з апроксимаційною залежністю (1). Це є підставою для встановлення прогнозованого значення  $\Delta_{n,opt}$  для попарно бандажованих робочих лопаток ( $\lambda = 15,85$ ) 1-ї ступені АГТД АІ-322, яке також наведено на рис. 7.

## Висновки

1. На основі узагальнення проведених в Інституті проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України в співдружності з ДП «Івченко-Прогрес» і ПАТ «Мотор Січ» результатів комплексних експериментально-розрахункових досліджень коливань попарно бандажованих лопаток як системи з суворою регулярністю встановлена залежність характеристики оптимальних умов спряження полиць, при яких досягається максимальна демпфівальна здатність парних лопаток і відповідно їх мінімальна вібронапруженість, від гнучкості пера лопатки.

2. За даними експериментальних досліджень динамічної міцності комплектів парних лопаток трьох ступеней турбіни АГТД АІ-25 та 1-ї ступені АГТД Д-36 побудована залежність оптимального значення  $\Delta_{n,opt}$  параметра спряження бандажних полиць від гнучкості пера, яка дозволяє прогнозувати його величину для лопаток інших ступеней АГТД. Так, наприклад, оскільки лопатки перших ступеней турбін АГТД АІ-322 та Д-36 характери-

зуються близькими величинами гнучкості, то можна з великою вірогідністю прогнозувати, що оптимальні значення параметра спряження їх бандажних полиць будуть одного рівня.

## Література

1. Влияние радиального зазора и бандажирования рабочих лопаток турбины на потери КПД в высоконагруженных охлаждаемых турбинах [Текст] / К. М. Попов, М. Х. Мухтаров, Л. И. Киселеви др. // Тр. ЦИИМ. – 1980. – № 911. – С. 41-57.
2. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / под ред. И. А. Бургера, Б. Ф. Шорра. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.
3. Меркулов, В. М. О выборе способа бандажирования рабочих лопаток турбин ГТД [Текст] / В.М. Меркулов, Ф. Д. Ильющенко // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 114-117.
4. Матвеев, В. В. Демпфирование колебаний деформируемых тел [Текст] / В. В. Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1985. – 264 с.
5. Несущая способность рабочих лопаток ГТД при вибрационных нагружениях [Текст] / В. Т. Троценко и др. – Киев : Наук. думка, 1981. – 316 с.
6. Evaluating the vibrational stress state of turbine blades with paired shrouding [Text] / I. G. Tokar', A. P. Zin'kovskii, A. Ya. Adamenko et all // Strength of Materials. – 1986. – Vol. 18, No. 4. – P. 511-515.
7. Calculation-and-experimental investigation on natural frequencies and oscillation modes of pairwise-shrouded cooled turbine blades [Text] / R. P. Pridorozhnyi, A. P. Zinkovskii V. M. Merkulov et all // Strength of Materials. – 2019. – Vol. 51, No. 6. – P. 817-827.
8. Resonant vibrations of shrouded blades with differing frequencies with clapper interference [Text] / A. P. Zin'kovskii, A. Ya. Adamenko, I. N. Buslenko et all // Strength of Materials. – 1994. – Vol.26, No. 11. – P. 821-824.
9. Городецкий, С. С. Исследование закономерностей распределения вибронапряжений и частот колебаний парных лопаток турбины [Текст] / С. С. Городецкий, Б. А. Грязнов, Ю. С. Налимов // Проблемы прочности. – 1974. – № 9. – С. 57-60.
10. Исследование демпфирующей способности попарно бандажированных турбинных лопаток в зависимости от условий сопряжения их бандажных полок [Текст] / В. В. Матвеев, И. Г. Токарь, С. В. Городецкий и др. // Проблемы прочности. – 1978. – № 8. – С. 93-97.
11. Резонансные колебания стержневых моделей турбинных лопаток с составным хвостовиком [Текст] / А. П. Зиньковский, М. В. Смертюк,

В. В. Матвеев и др. // Проблемы прочности. – 1984. – № 9. – С. 85-89.

12. Демпфирование колебаний охлаждаемых попарно бандажированных рабочих лопаток турбин [Текст] / Р. Ю. Шакало, Р.П. Придорожный, Ю. В. Якушеви др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2019. – № 7 (159). – С. 109–113.

13. Адаменко, А. Я. К методике исследования демпфирующей способности лопаток турбомашин в условиях воздействия температуры и центробежных сил [Текст] / А. Я. Адаменко, И. Г. Токарь, В. В. Матвеев // Проблемы прочности. – 1983. – № 7. – С. 54-57.

14. Демпфирование колебаний моделей турбинных лопаток с составным хвостовиком [Текст] / А. Я. Адаменко, И. Г. Токарь, А. П. Зинковский и др. // Проблемы прочности. – 1984. – № 11. – С. 94-98.

## References

1. Popov, K. M., Mukhtarov, M. Kh., Kiselev, L. I., Safronov, I. V. Vliyanie radial'nogo zazora i bandazhivaniya rabochikh lopatok turbiny na poteri KPD v vysokonagruzhennykh okhlazhdaemykh turbinakh [Effect of radial clearance and banding of turbine blades on efficiency losses in highly loaded cooled turbines]. *Trudy CIAM*, 1980, no. 911, pp. 41-57. (In Russian).

2. Birger, I. A., Shorr, B. F. *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Dynamics of aviation turbo-engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1981. 232 p. (In Russian).

3. Merkulov, V. M., Il'yushchenko, F. D. O vybore sposoba bandazhivaniya rabochikh lopatok turbin GTD [Choice of turbine blades shrouding method]. *Vestnik dvigatelestroeniya – Herald of aeroenginebuilding*, 2005, no. 2, pp. 114-117. (In Russian).

4. Matveev, V. V. *Dempfirovaniye kolebanii deformiruemykh tel* [Damping vibrations of deformable bodies]. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1985. 264 p. (in Russian).

5. Troshchenko, V. T. *Nesushchaya sposobnost' rabochikh lopatok GTD pri vibratsionnykh nagruzheni-yakh* [Bearing capacity of GTE working blades under vibration loads]. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1981. 316 p.

6. Tokar', I. G., Zin'kovskii, A. P., Adamenko, A. Ya., Rzhavin, L. N., Konovalov, V. I. Evaluating the vibrational stress state of turbine blades with paired shrouding. *Strength of Materials*, 1986, vol. 18, no. 4, pp. 511-515.

7. Pridorozhnyi, R. P., Zinkovskii, A. P. Merkulov, V. M., Sheremet'ev, A. V., Shakalo, R. Yu. Calculation-and-experimental investigation on natural frequencies

and oscillation modes of pairwise-shrouded cooled turbine blades. *Strength of Materials*, 2019, vol. 51, no. 6, pp. 817-827.

8. Zin'kovskii, A. P., Adamenko, A. Ya., Buslenko, I. N., Tokar', I. G. Resonant vibrations of shrouded blades with differing frequencies with clapper interference. *Strength of Materials*, 1994, Vol. 26, No. 11, pp. 821-824.

9. Gorodetskii, S. S., Gryaznov, B. A., Nalimov, Yu. S. Issledovaniye zakonornostey raspredeleniya vibronapryazhenij i chastot kolebanij parnykh lopatok turbiny [Investigation of the laws of distribution of vibratory stresses and frequencies of vibration of paired turbine blades]. *Problemy prochnosti – Strength of Materials*, 1974, vol. 6, no.9, pp. 1096-1100.

10. Matveev, V. V., Tokar, I. G., Gorodetskii, S. S., Roitman, A. B. Issledovaniye dempfirujushhej sposobnosti poparno bandazhivannykh turbinnnykh lopatok v zavisimosti ot uslovij soprjazheniya ih bandazhnykh polok [Damping capacity of paired shrouded turbine blades in relation to shroud contact conditions]. *Problemy prochnosti – Strength of Materials*, 1978, vol. 10, no. 10, pp. 962-966.

11. Zin'kovskii, A. P., Smertyuk, M. V., Matveev, V. V., Tokar', I. G., Adamenko, A. Ya. Rezonansnye kolebanija sterzhnevnykh modelej turbinnnykh lopatok s sostavnym hvostovikom [Resonance vibrations of rod models of turbine blades with sectional christmas-tree roots]. *Problemy prochnosti – Strength of Materials*, 1984, vol. 16, no. 9, pp. 1314-1319.

12. Shakalo R. Yu., Pridorozhnyy R. P., Yakushev Yu. V., Merkulov V. M., Zin'kovskii A. P. Dempfirovaniye kolebanij ohlazhdaemykh poparno bandazhivannykh rabochih lopatok turbin [Damping of vibrations of pairwise shrouded cooled turbine blades]. *Aviatsionno-kosmichna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2019, no. 7 (159), pp. 109–113. (in Russian).

13. Adamenko, A. Ya., Tokar', I. G., Matveev, V. V. K metodike issledovaniya dempfirujushhej sposobnosti lopatok turbomashin v uslovijah vozdejstviya temperatury i centrobezhnykh sil [A method of examining the damping capacity of vanes of turbomachines under the effect of temperature and centrifugal forces]. *Problemy prochnosti – Strength of Materials*, 1983, vol. 15, no. 7, pp. 949-953.

14. Adamenko, A. Ya., Tokar', I. G., Zin'kovskii, A. P., Matveev, V. V. Dempfirovaniye kolebanij modelej turbinnnykh lopatok s sostavnym hvostovikom [Vibration damping in models of turbine blades with a composite root]. *Problemy prochnosti – Strength of Materials*, 1984, vol. 16, no. 11, pp. 1617-1622.

Надійшла до редакції 05.05.2020, розглянута редколегією 15.08.2020

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИБКОСТИ ПЕРА НА ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ СОПРЯЖЕНИЯ ПОЛОК ПОПАРНО БАНДАЖИРОВАННЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН

*А. П. Зиньковский, В. М. Меркулов, И. Г. Токарь,  
О. Л. Деркач, Р. Ю. Шакало*

В работе рассматриваются результаты исследований по определению влияния гибкости пера на оптимальные условия сопряжения полок попарно бандажированных лопаток турбин. Конструктивной особенностью таких лопаток является то, что в паз диска елочного типа свободно вставляется составной хвостовик, каждая половинка которого имеет перо с беззиговой бандажной полкой. Изложены примеры применения попарно бандажированных лопаток в турбинах авиационных газотурбинных двигателей (АГТД), а также результаты анализа начальных условий сопряжения по бандажным полкам таких лопаток. Показано, что в условиях эксплуатации двигателя по бандажным полкам может быть как натяг, так и зазор. Приведено описание разработанных методик экспериментального определения начальных условия сопряжения бандажных полок парных лопаток и исследования их демпфирующей способности и вибронпряженности. Представлены результаты анализа условий сопряжения бандажных полок комплектов лопаток рабочих колес, экспериментальных исследований по определению их влияния на вибронпряженность и демпфирующую способность попарно бандажированных лопаток и их стержневых моделей как системы со строгой регулярностью, которая характеризуется упруго-диссипативной связью, обусловленной как бандажным, так и замковыми соединениями, с учетом гибкости пера. Показано, что существует оптимальное значение параметра сопряжения бандажных полок, при котором достигается максимальная демпфирующая способность парных лопаток и соответственно их минимальная вибронпряженность. При этом, его значение зависит от гибкости пера лопатки. По результатам проведенных экспериментальных исследований комплектов парных лопаток трех ступеней турбины АГТД АИ-25 и первой ступени турбины АГТД Д-36 построена зависимость оптимального значения параметра  $\Delta_{н,опт}$  сопряжения бандажных полок от гибкости пера, которая позволяет прогнозировать его величину для лопаток других ступеней АГТД. Поскольку лопатки первых ступеней турбин АГТД АИ-322 и Д-36 характеризуются близкими величинами гибкости, то можно с большой вероятностью прогнозировать, что оптимальные значения параметра сопряжения их бандажных полок будут одного уровня.

**Ключевые слова:** попарно бандажированные лопатки; гибкость; сопряжение полок; демпфирующая способность; вибронпряженность.

### RESEARCH OF THE INFLUENCE OF PEN FLEXIBILITY ON OPTIMUM REQUIREMENTS LINKINGS OF SHELVES PAIRWISE SHROUDED BLADES OF TURBINES

*A. Zinkovsky, V. Merkulov, I. Tokar,  
O. Derkach, R. Shakalo*

In the article outcomes of probes by definition of influencing the flexibility of pen on optimum requirements of linking of shelves pairwise shrouded blades of turbines are considered. A design feature of such blades is that a composite shank, each half of which has a pen with a bezigless shroud platform, is freely inserted into the groove of disk. The application examples pairwise shrouded blades in turbines of a gas turbine engine (GTD), and also outcomes of the analysis of initial conditions of linking on shroud platforms of such blades are set up. It is shown that under the conditions of operation of the engine, there can be both an interference fit and a clearance on the shroud platform. A description is given of the developed methods for the experimental determination of the initial conditions for pairing the retaining shelves of pairwise shrouded blades and the study of their damping ability and vibration stress. Outcomes of the analysis of requirements of linking of bandage shelves of blading of impellers, experimental researches by definition of their influencing on vibrational stresses and a damping current capacity pairwise shrouded blades and their beam models as systems with a rigorous regular which one is characterized by the elastic-dissipative connection caused both bandages, and tool joints, taking into account flexibility of pen are introduced. It is displayed, that there is the best value of the argument of linking of bandage shelves at which one the maximum



damping current capacity of twin blades and according to their minimum of vibrational stresses is reached. Thus, its meaning depends on the flexibility of the pen of a blade. By results of the conducted experimental researches of packages of pairwise shrouded blades of three turbine stages GTD AI-25 and turbine GTD D-36 first stage the relation of the best value of argument  $\Delta n$ , wholesale of linking of bandage shelves from the flexibility of pen which one allows to forecast its value for blades of other stages GTD is constructed. As blades of first stages of turbines GTD AI-322 and D-36 are characterized by flexibility neighbors it is possible to forecast with a high probability, that best values of the argument of linking of their shroud platforms will be one level.

**Keywords:** pairwise shrouded blades; flexibility; linking of shelves; a damping current capacity; vibrational stresses.

**Зінковський 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.

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

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

**Шакало Руслан Юрійович** – інженер-конструктор 1 категорії ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, 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 Author ID: 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 Author ID: 0000-0001-9062-1297.

**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 Author ID: 0000-0003-0540-0241, Scopus Author ID: 7003625586.

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

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

**Ruslan Shakalo** – Design Engineer of the 1st Category of SE "Ivchenko-Progress", Zaporizhia, Ukraine, e-mail: ShakaloRYu@zmdb.ua, ORCID Author ID: 0000-0003-4324-9191.