

Савченко К. В.

Круглий Я. Д.

Зиньковский А. П.

*Институт проблем  
прочности  
имени Г.С. Писаренко  
НАН Украины*

Savchenko K. V.

Krugliy Y. D.

Zinkovskii A. P.

*G.S. Pisarenko Institute  
for Problems of Strength  
of the National Ac. Sci.  
of Ukraine*

УДК 620.178.5

## ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БЕЗЗИГОВЫХ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК НА РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА

*Приведены результаты вычислительных экспериментов по определению влияния угла наклона контактных поверхностей беззиговых бандажных полок на закономерности формирования собственных частот колебаний лопаточного венца.*

*Ключевые слова: лопаточный венец, контактное взаимодействие, ориентация контактных поверхностей, собственные колебания.*

**Введение и постановка задачи.** В практике конструирования современных турбомашин установление закономерностей вибронпряженности рабочих лопаток компрессоров и турбин для повышения их вибрационной надежности остается актуальной задачей [1 – 4]. Правильность решения данной задачи определяется учетом характерных для указанных агрегатов конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов.

В современном турбостроении полочное бандажирование рабочих лопаток турбин получило широкое применение для повышения их надежности и работоспособности за счет уменьшения чувствительности к возбуждению колебаний, что достигается с помощью объединения лопаток в замкнутую на круг систему или пакеты.

При решении задачи о колебаниях венцов с полочной бандажной связью необходимо учитывать возможность нестабильности их динамических свойств. От конкретно реализующегося характера взаимодействия полок сильно зависит спектр собственных колебаний лопаточного венца.

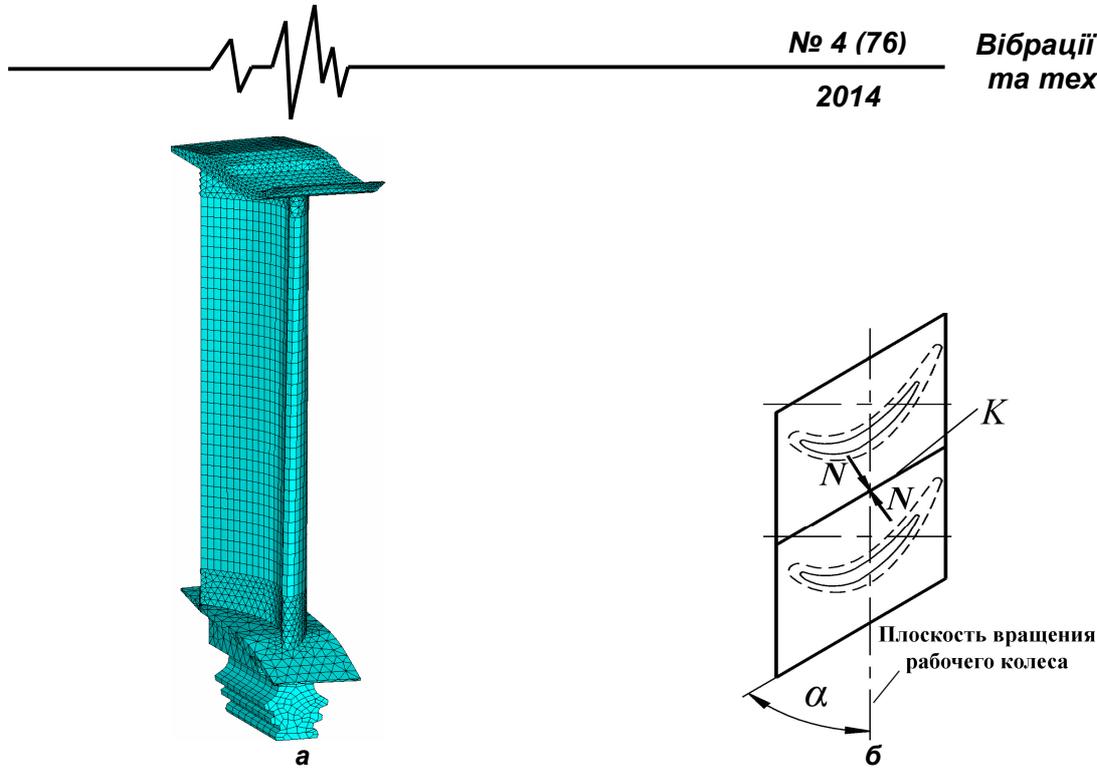
Целью данной работы является расчетное исследование влияния ориентации контактных поверхностей беззиговых

бандажных полок, которая определяется углом их наклона к плоскости вращения рабочего колеса, на спектр собственных частот колебаний лопаточного венца.

**Объект исследования и его моделирование.** Для проведения вычислительных экспериментов было выбрано рабочее колесо, венец которого содержит 136 лопаток ( $S = 136$ ), изготовленных из жаропрочного сплава ЖС 26 – ВИ, обладающих беззиговой бандажной полкой. Общий вид лопатки показан на рис. 1, а.

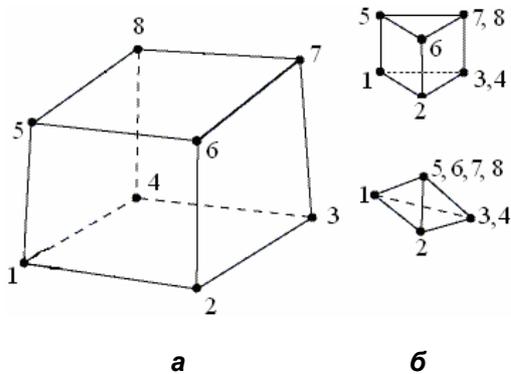
Рабочие лопатки исследуемого венца взаимодействуют по контактными поверхностям  $K$  и образуют бандажную связь, как показано на рис. 1, б. Здесь  $\alpha$  – угол наклона поверхностей  $K$  бандажных полок к плоскости вращения рабочего колеса;  $N$  – равнодействующая нормальных сил, действующих на поверхностях  $K$ .

Бандажированные лопаточные венцы представляют собой системы с конструктивной поворотной симметрией [5], связь лопаток которых обуславливается их контактным взаимодействием по полкам. В этом случае при проведении вычислительных экспериментов можно ограничиться рассмотрением только одного периода венца, число которых совпадает с числом лопаток.



**Рис.1. Рабочая лопатка с нанесенной КЭ сеткой (а) и схема взаимодействия контактирующих поверхностей бандажных полок лопаток (б)**

Для построения конечноэлементной (КЭ) модели периода исследуемого венца, основные положения которого предложены в [6, 7], был использован линейный 8-узловой конечный элемент SOLID 45 и его модификации (рис. 2).



**Рис. 2. Линейный 8-узловой конечный элемент (а) и его модификации (б)**

При моделировании периода исследуемого венца необходимо учитывать условия взаимодействия лопатки с диском по контактными поверхностям замкового соединения, поскольку они могут оказать влияние на характер контактирования бандажных полок [8, 9]. Поэтому в качестве граничных условий принималась жесткая заделка хвостовика лопатки в пазе диска в соответствии с постановкой задачи.

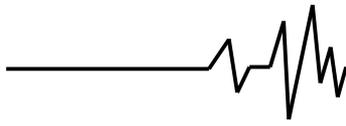
**Результаты вычислительных экспериментов.** Был проведен комплекс

расчетных исследований по определению влияния угла наклона контактных поверхностей беззиговых бандажных полок на спектр собственных частот лопаточного венца при таких значениях физико-механических характеристик материала: модуль упругости 1-го рода  $E = 1,9 \cdot 10^{11}$  Па; плотность –  $8570 \text{ кг/м}^3$ ; коэффициент Пуассона – 0,3.

Решение задачи по определению спектра собственных частот исследуемого лопаточного венца проводилось в линейной постановке с использованием разработанной КЭ модели его периода (рис. 1, а).

На динамические характеристики лопаточного венца и спектр собственных частот колебаний оказывает существенное влияние его статическое напряженное состояние. Поэтому предварительно была решена задача по определению характеристик статического НДС с учетом действия температурно-силовых факторов. Основные результаты решения данной задачи приведены в [7].

Моделирование контактного взаимодействия бандажных полок осуществлялось путем наложения условия совместности перемещений на узлы в области контакта, которая определялась решением статической задачи. При этом рассматривались два варианта выбора узлов для наложения условия совместности перемещений: 1 – на все узлы, которые находятся в зоне контактного взаимодействия; 2 – на постоянное количество узлов, которые равномерно распределены по



зоне контакта. Такой выбор объясняется тем, что при воздействии на лопаточный венец поля центробежных сил, характеризующегося скоростью вращения  $\omega$  рабочего колеса, происходит ужесточение бандажной связи и, соответственно, рост значений его собственных частот колебаний. При этом площадь контакта сосредотачивается в области нижней кромки поля, а значения контактного давления повышаются [7].

Вычислительные эксперименты проводились для каждого выбранного значения угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей бандажных полок в диапазоне его изменения  $45^\circ \div 65^\circ$ . По их результатам определялись собственные частоты колебаний лопаточного венца, на основании которых строились частотные функции как зависимости собственных частот колебаний  $p_{mn}$  лопаточного венца от числа узловых диаметров  $m$ , где  $n$  – число узловых окружностей. Все представленные в работе результаты расчетов получены при  $n = 0$ .

Как пример результатов расчетов, на рис. 3 приведены частотные функции исследуемого лопаточного венца при выбранных вариантах моделирования контактного взаимодействия бандажных полок, как при отсутствии ( $\omega = 0$  об/мин), так и воздействии ( $\omega = 5850$  об/мин) поля центробежных сил, для  $0 \leq m \leq 8$ . Их сравнение показывает, что в случае варианта 1 наблюдается уменьшение собственных частот колебаний лопаточного венца при воздействии поля центробежных сил. Это объясняется тем, что в данном случае не учитывается установленное в [7] возрастание контактного давления по полкам, несмотря на уменьшение площади их контакта при повышении скорости вращения рабочего колеса. Этого противоречия позволяет избежать вариант 2, обеспечивающий, несмотря на уменьшение площади контакта полок, ужесточение бандажной связи рассматриваемого венца и, соответственно, повышение его собственных частот с увеличением скорости вращения рабочего колеса, что согласуется с известными ранее результатами [5]. Поэтому для последующих расчетов использовался вариант 2 контактного взаимодействия бандажных полок.

На рис. 4 приведены частотные функции венца для трех значений угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей бандажных полок для случая отсутствия поля центробежных сил ( $\omega = 0$ ) при комнатной температуре ( $T = 20^\circ\text{C}$ ).

Из представленных результатов следует, что с увеличением угла наклона контактных поверхностей собственные частоты колебаний

лопаточного венца возрастают, что связано с расширением площади контакта и ростом максимальных значений контактных давлений. Максимальные их значения наблюдаются при колебаниях с числом узловых диаметров  $m$  от 26 до 28.

На следующем этапе работы вычислительные эксперименты проводились с учетом влияния поля центробежных сил и температуры, характерных для основных эксплуатационных режимов работы выбранного объекта исследования, а именно  $\omega = 5850$  об/мин;  $T = 905^\circ\text{C}$  [10]. Расчеты в данном случае выполнялись в предположении, что температура равномерно распределена по длине лопатки, а модуль упругости материала в этих условиях  $E_T = 1,05 \cdot 10^{11}$  Па.

Анализ частотных функций лопаточного венца с учетом действия поля центробежных сил и температуры при выбранных значениях угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей бандажных полок, которые представлены на рис. 5, позволяет сделать следующие выводы:

– при комнатной температуре ( $T = 20^\circ\text{C}$ ) с увеличением угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей полок происходит рост значений собственных частот колебаний рассматриваемого венца, что объясняется увеличением максимальных значений контактного давления, обуславливающим ужесточение бандажной связи лопаток;

– температура эксплуатации обуславливает снижение собственных частот колебаний венца из-за уменьшения модуля упругости материала, хотя площадь контакта и максимальные значения контактных давлений возрастают.

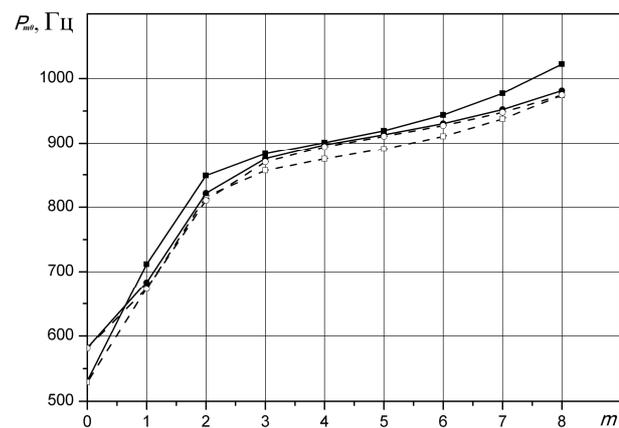
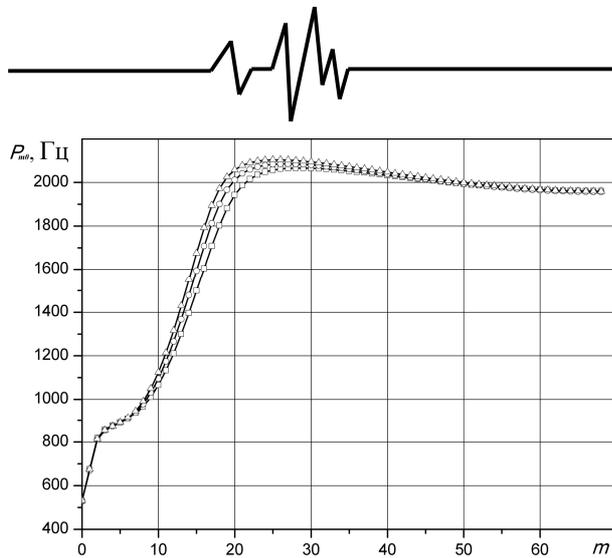


Рис. 3. Частотные функции лопаточного венца для варианта 1 (сплошные линии) и варианта 2 (штриховые) контактного взаимодействия бандажных полок при  $\alpha = 52^\circ$  и частоте вращения  $\omega$  рабочего колеса, равного 0 (■, □) и 5850 об/мин (●, ○)



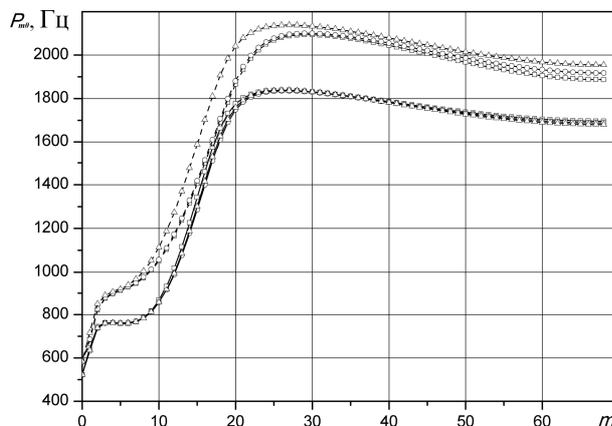
**Рис. 4. Частотные функции лопаточного венца при угле наклона  $\alpha$  контактных поверхностей, равном  $45^\circ$  ( $\square$ );  $55^\circ$  ( $\circ$ ) и  $65^\circ$  ( $\Delta$ )**

### Выводы

На основании выполненных вычислительных экспериментов проведено обоснование моделирования контактного взаимодействия бандажных полок с учетом влияния условий эксплуатации рабочих колес и установлены следующие закономерности:

1. С увеличением угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей бандажных полок собственные частоты колебаний лопаточного венца возрастают независимо от учета температурно-силовых факторов.

2. Во всем диапазоне изменения угла наклона  $\alpha$  контактных поверхностей бандажных полок возрастание скорости вращения рабочего колеса приводит к повышению, а температуры – снижению собственных частот колебаний лопаточного венца.



**Рис. 5. Частотные функции лопаточного венца для  $\alpha = 45^\circ$  ( $\square$ );  $55^\circ$  ( $\circ$ ) и  $65^\circ$  ( $\Delta$ ) при  $\omega = 5850$  об/мин и температуре  $T$ , равной  $20^\circ\text{C}$  (штриховые линии) и  $905^\circ\text{C}$  (сплошные)**

### Список использованных источников

1. Sokolowski J. Frequencies and modes of rotating flexible shrouded bladed discs-shaft assemblies / J. Sokolowski, R. Rzakowski, L. Kwapisz // TASK Quarterly. - 2003. - Vol. 7, № 2. - P. 215-231

2. Воробьев Ю. С. Колебания бандажированного рабочего колеса ГТД / Ю. С. Воробьев, К. Ю. Дьяконенко, В. Н. Романенко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 8 (34). – С. 87-90.

3. Herzog A. Nonlinear vibrations with friction: a multiharmonic approach / A. Herzog, L. Panning // Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. - 2010. - Vol. 10, №. 1. - P. 245-246

4. N. Bachschmid On impulsive vibration tests of shrouded blade row / N. Bachschmid, E. Pesatori, S. Bistolfi, M. Ferrante, S. Chatterton // Proc of the 6th International Conference Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques: 25-26 October 2011. – Compiègne: 2011. - P. 1-10

5. Иванов В. П. Колебания рабочих колес турбомашин / В. П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

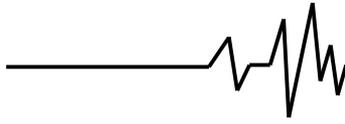
6. Зиньковский А. П. Влияние нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок на характеристики статического и динамического напряженного состояния лопаточных венцов / А. П. Зиньковский, Я. Д. Круглий // Пробл. прочности. – 2012. – № 2. – С. 44-60.

7. Савченко К. В. Влияние ориентации контактных поверхностей бандажных полок на статическое напряженное состояние рабочих лопаток турбин / К. В. Савченко, А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, Я. Д. Круглий // Пробл. прочности. – 2014. – № 3. – С. 46-61.

8. Придорожный Р. П. Оценка напряженного состояния замковых соединений рабочих лопаток турбин с учетом возможных отклонений их размеров / Р. П. Придорожный, А. В. Шереметьев, А. П. Зиньковский и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8 (44). – С. 81-85.

9. Жовдак В.А. Влияние контактного взаимодействия в замковом соединении на собственные колебания лопаток / В. А. Жовдак, А. А. Дегтев, А. Ф. Кабанов, А. С. Степченко // Проблемы машиностроения. – 2003. – 6, № 4. – С. 52-60.

10. Меркулов В. М., Трипольский С. С., Якушев Ю. В. К выбору параметров бандажной связи рабочих лопаток турбин с беззиговыми полками / В. М. Меркулов, С. С. Трипольский, Ю. В. Якушев // Авиационно-космическая



техника и технология. – 2007. – № 9 (45). – С. 48-51.

#### Список источников в транслитерации

1. Sokolowski J. Frequencies and modes of rotating flexible shrouded bladed discs-shaft assemblies / J. Sokolowski, R. Rzadkowski, L. Kwapisz // TASK Quarterly. - 2003. - Vol. 7, № 2. - P. 215-231

2. Vorobev Yu. S. Kolebaniya bandazhrovannogo rabochego koleasa GTD / Yu. S. Vorobev, K. Yu. Dyakonenko, V. N. Romanenko i dr. // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – 2006. – № 8 (34). – С. 87-90.

3. Herzog A. Nonlinear vibrations with friction: a multiharmonic approach / A. Herzog, L. Panning // Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. - 2010. - Vol. 10, №. 1. - P. 245-246

4. N. Bachschmid On impulsive vibration tests of shrouded blade row / N. Bachschmid, E. Pesatori, S. Bistolfi, M. Ferrante, S. Chatterton // Proc of the 6th International Conference Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques: 25-26 October 2011. – Compiegne: 2011. - P. 1-10

5. Ivanov V. P. Kolebaniya rabochikh koles turbomashin / V. P. Ivanov. – М.: Mashinostroenie, 1983. – 224 s.

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

7. Savchenko K. V. Vliyanie orientatsii kontaknykh poverkhnostey bandazhnykh polok na staticheskoe napryazhennoe sostoyanie rabochikh lopatok turbin / K. V. Savchenko, A. P. Zinkovskiy, I. G. Tokar, Ja. D. Krugliy // Probl. prochnosti. – 2014. – № 3. – С. 46-61.

8. Pridorozhnyy R. P. Otsenka napryazhennogo sostoyaniya zamkovykh soedineniy rabochikh lopatok turbin s uchetom vozmozhnykh otkloneniy ih razmerov / R. P.

Pridorozhnyy, A. V. Sheremetev, A. P. Zinkovskiy i dr. // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – 2007. – № 8 (44). – С. 81-85.

9. Zhovdak V. A. Vliyanie kontaktnogo vzaimodeystviya v zamkovom soedinenii na sobstvennye kolebaniya lopatok / V. A. Zhovdak, A. A. Degtev, A. F. Kabanov, A. S. Stepchenko // Problemy mashinostroeniya. – 2003. – 6, № 4. – С. 52-60.

10. Merkulov V. M. K vyboru parametrov bandazhnoy svyazi rabochikh lopatok turbin s bezzigovymi polkami / V. M. Merkulov, S. S. Tripolskiy, Yu. V. Yakushev // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – 2007. – № 9 (45). – С. 48-51.

#### ВПЛИВ ОРІЄНТАЦІЇ КОНТАКТНИХ ПОВЕРХОНЬ БЕЗЗІГОВИХ БАНДАЖНИХ ПОЛОК НА РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКОВОГО ВІНЦЯ

**Анотація.** Наведені результати чисельних досліджень з визначення впливу кута нахилу контактних поверхонь беззігових бандажних полок на закономірності формування власних частот коливань лопаткового вінця.

**Ключові слова:** лопатковий вінець, контактна взаємодія, орієнтація контактних поверхонь, власні коливання.

#### INFLUENCE OF THE ORIENTATION OF CONTACT SURFACES IN SHROUD FLANGES ON NATURAL FREQUENCIES OF BLADE ROW

**Annotation.** The paper presents the results of the computational investigations for determining effect of the inclination angle value of the contact surfaces on the regularities of the variation of the natural frequencies of blade row.

**Key words:** blade row, contact interaction, orientation of contact surfaces, natural frequencies.