

К вопросу о возможностях повышения демпфирующей способности рабочих лопаток современных газотурбинных двигателей

И. Г. Токарь, А. П. Зиньковский, В. В. Матвеев

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

Представлены результаты выполненных в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины экспериментальных исследований по оценке влияния конструктивно-технологических факторов на демпфирующую способность замковых соединений компрессорных лопаток и возможности применения встроенных в бандажное соединение турбинных лопаток демпферов. Сформулированы некоторые рекомендации относительно повышения демпфирующей способности рабочих лопаток современных ГТД.

Ключевые слова: демпфирующая способность, рабочая лопатка, замковое соединение, фрикционный демпфер.

Введение. В практике создания газотурбинных двигателей (ГТД), несмотря на совершенствование известных и внедрение высоких (критических) технологий, проблема обеспечения вибропрочности лопаток рабочих колес остается актуальной [1–3]. Важным фактором, ограничивающим уровень резонансных и окolorезонансных амплитуд колебаний рабочих лопаток ГТД, является их демпфирующая способность, которая определяется рассеянием энергии в материале, сухим трением в замковом и бандажном соединениях, представляющих собой конструкционные демпферы, и сопротивлением воздушного потока [4]. Известно, что уровень рассеяния энергии в турболопаточных материалах весьма ограничен [4], а уровень аэродемпфирования, хотя и более высокий, все же недостаточный для предотвращения опасных уровней резонансных колебаний [5].

Цель настоящей работы заключалась в анализе и обобщении результатов проведенных в последнее время в Институте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины экспериментальных исследований по повышению демпфирующей способности замковых соединений компрессорных лопаток с помощью конструктивно-технологических средств и применению специальных встроенных в бандажное соединение турбинных лопаток рабочих колес ГТД фрикционных демпферов.

Объекты исследования и методики их испытаний. Рассматриваются два типа замковых соединений компрессорных лопаток: “ласточкин хвост” и “ручейковое”, а также встроенный в бандажное соединение фрикционный демпфер (рис. 1). Выбор таких объектов исследования обусловлен общим для них свойством, а именно: их демпфирующая способность определяется трением при взаимном проскальзывании контактирующих (рабочих) поверхностей.

Испытания проводились на установке КД-4М [6], которая позволяет исследовать демпфирующую способность рабочих лопаток в реальных условиях воздействия центробежных сил. Для определения характеристик

демпфирования колебаний лопаток использовался метод резонансного пика амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) [4]. Амплитудно-частотные характеристики лопаток записывались по сигналу тензорезистора, препарированного в корневой части пера, при их колебаниях по первой изгибной форме. По ширине резонансных пиков определялся логарифмический декремент колебаний δ , соответствующий резонансной амплитуде σ_r , максимальных изгибных напряжений σ в корневой части пера лопатки.

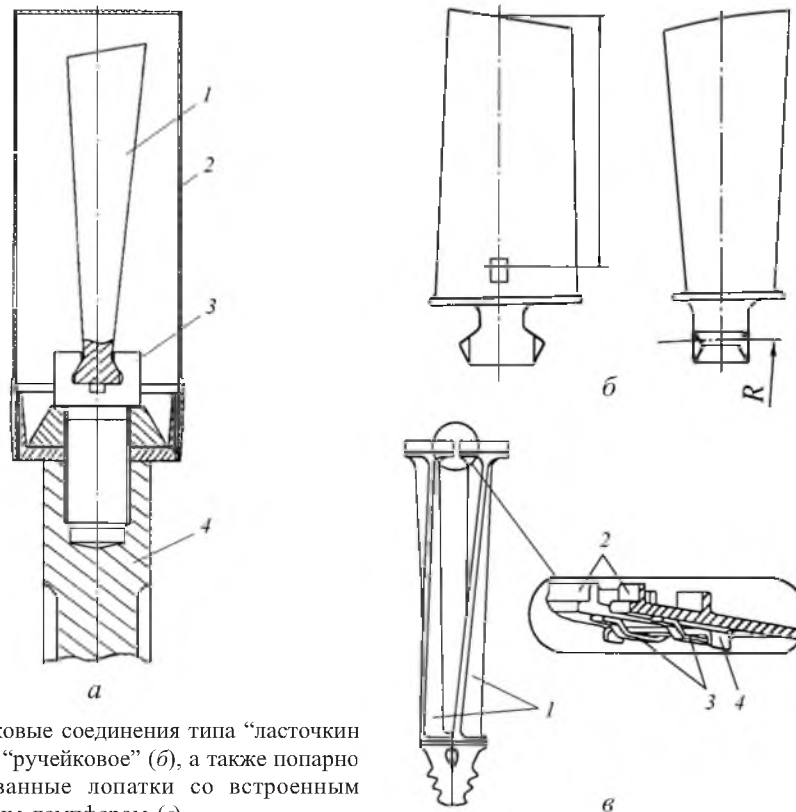


Рис. 1. Замковые соединения типа “ласточкин хвост” (а) и “ручейковое” (б), а также попарно бандажированные лопатки со встроенным фрикционным демпфером (в).

Замковое соединение типа “ласточкин хвост” (рис. 1,а) широко применяется для крепления лопаток на дисках рабочих колес компрессора авиационных ГТД. Основными элементами соединения являются трапециевидные пазы на ободу диска и соответствующие им хвостовики лопаток. Между пазами образуются выступы, которые воспринимают статические и динамические нагрузки от смежных лопаток. Известно [4], что такой тип замкового соединения обладает сравнительно невысоким уровнем рассеяния энергии при резонансных колебаниях пера лопатки. Поэтому желательно рассмотреть факторы, влияющие на его демпфирующую способность, к которым, в частности, относятся наносимые на рабочие поверхности хвостовиков лопаток покрытия и отклонение от прямолинейности паза диска.

Проводились испытания компрессорных лопаток с тонкими покрытиями рабочих поверхностей хвостовиков из таких материалов, как латунь, серебро, антифрикционный пленкообразующий состав ВАП-2. Для каждого

типа покрытия, наносимого по технологии АО “Мотор Сич”, испытывалось по три лопатки. Лопатку 1 (рис. 1,а) устанавливали в паз захвата 3, геометрия которого идентична геометрии паза диска, и фиксировали соответствующей контрольной пластинкой. Захват резьбовым соединением крепился на модельном диске 4, установленном на валу установки. При этом для обеспечения идентичности условий испытаний использовался один и тот же паз захвата. Чтобы исключить влияние аэродинамического воздействия, перо лопатки было защищено цилиндрическим кожухом 2.

Следующим фактором, оказывающим влияние на демпфирующую способность указанных замковых соединений, является отклонение от прямолинейности левых $\Delta_{л}$ и правых $\Delta_{п}$ рабочих поверхностей трапециевидных пазов диска, которые выполняются в ободке путем протягивания с помощью специального инструмента, называемого протяжкой. По мере износа протяжки происходит изменение геометрии пазов, в частности их отклонение от прямолинейности. При изношенной протяжке отклонение от прямолинейности Δ может существенно превысить допустимое значение, равное 8 мкм. В этом случае нарушаются условия прилегания контактирующих поверхностей паза диска и хвостовика лопатки, вследствие чего изменяется демпфирующая способность замкового соединения.

Компрессорные лопатки с рассматриваемым замковым соединением без покрытий устанавливались в специально изготовленные захваты 3 с пазами, имеющими различную степень отклонения от прямолинейности. Кроме того, дополнительно к испытаниям с исходной длиной хвостовика лопатки испытывали также лопатки, длина хвостовика которых была увеличена в 1,3 раза. В каждом случае толщина захвата соответствовала длине хвостовика испытываемой лопатки. Выбор таких модификаций захвата объясняется тем, что одним из внедренных мероприятий по повышению ресурса двигателей является усиление диска компрессора за счет утолщения его обода [7].

Характерная особенность замкового соединения “ручейкового” типа (рис. 1,б) состоит в том, что все лопатки рабочего колеса устанавливаются в единый кольцевой паз диска радиусом $R_{д}$, а рабочие поверхности хвостовиков лопаток выполнены по некоторому радиусу R . Демпфирующая способность рассматриваемого замкового соединения, как фрикционного демпфера лопаток, зависит от условий относительного проскальзывания контактирующих поверхностей паза диска и хвостовиков лопаток, которые определяются соотношением радиусов $R_{д}$ и R этих поверхностей. Чтобы оценить степень влияния этого фактора на потери энергии в таком соединении, испытания проводились на полностью облопаченном рабочем колесе компрессора с номинальным радиусом $R_{д}$ рабочей поверхности паза диска и тремя модификациями лопаток, отличающихся радиусом R рабочих поверхностей хвостовиков. Из полного комплекта лопаток (43 шт.) 10 лопаток имели радиус R рабочей поверхности хвостовика, равный $0,8365R_{д}$, 10 – $0,9125R_{д}$, остальные – $R_{д}$.

Для снижения опасного уровня вибронпряженности бандажированных турбинных лопаток при наличии зазора по полкам рассмотрен встроенный в бандажное соединение фрикционный демпфер. Испытания проводились с использованием пакета из двух натуральных бандажированных лопаток 1 с

составным хвостовиком (рис. 1,в) при кинематическом возбуждении их колебаний. Между полками 2 лопаток предварительно обеспечивали гарантированный зазор, что исключало соударение полок в резонансном режиме колебаний. Демпфер 4, изготовленный из титанового сплава ВТЗ-1, устанавливали под бандажными полками лопаток и фиксировали скобками 3 из титановой фольги. Такое крепление обеспечивало свободу тангенциального перемещения демпфера относительно полок лопаток в пределах 1,5–2 мм. Для обеспечения сухого трения контактирующие поверхности лопаток и демпфера предварительно обезжировали.

Результаты исследований и их обсуждение. В соответствии с постановкой задачи исследовалось влияние конструктивно-технологических факторов на демпфирующую способность выбранных объектов.

Замковое соединение типа “ласточкин хвост”. Влияние типа покрытия на демпфирующую способность замкового соединения иллюстрируют диаграммы изменения величины декремента колебаний δ лопаток (рис. 2). Логарифмический декремент колебаний δ определялся для трех значений амплитуды изгибных напряжений σ_r , равных 60, 40 и 20 МПа. Из представленных данных следует, что при выбранных параметрах испытаний лопаток без покрытий рабочих поверхностей хвостовиков величина декремента колебаний находится в пределах 0,14...0,35%. Нанесение на рабочие поверхности хвостовиков покрытий из выбранных материалов приводит к некоторому повышению демпфирующей способности лопаток, при этом наиболее эффективным является покрытие из ВАП-2. Например, если при нанесении покрытия из латуни декремент колебаний лопаток при $n = 9000$ об/мин и $\sigma_r = 60$ МПа возрастает только в 1,07 раза, то из ВАП-2 – в 1,4 раза. С повышением скорости вращения диска декремент колебаний лопаток независимо от амплитуды изгибных напряжений σ_r уменьшается.

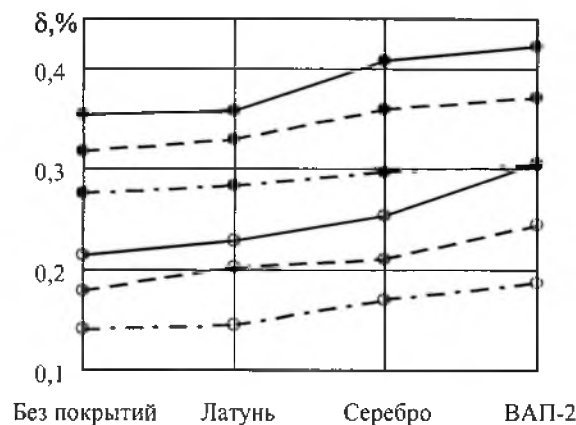


Рис. 2. Влияние типа покрытия хвостовика лопатки на изменение ее логарифмического декремента колебаний при $\sigma_r = 60$ МПа (сплошные линии), 40 МПа (штриховые линии) и 20 МПа (штрихпунктирные линии) для скоростей вращения диска 5000 об/мин (темные точки) и 9000 об/мин (светлые точки).

Для оценки влияния отклонений от прямолинейности рабочих поверхностей паза диска на демпфирующую способность указанного соединения было выбрано три варианта соотношения значений отклонения Δ левых ($\Delta_{л}$) и правых ($\Delta_{п}$) рабочих поверхностей (таблица).

Значения отклонений от прямолинейности рабочих поверхностей паза захватов

Вариант захвата	Значения отклонений Δ , мкм	
	$\Delta_{п}$	$\Delta_{л}$
I	12	8
II	13	15
III	110	80

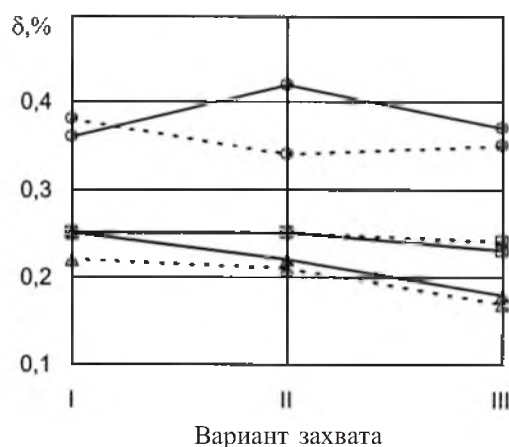


Рис. 3. Влияние варианта захвата лопатки на изменение ее логарифмического декремента колебаний при $\sigma_r = 40$ МПа и скоростях вращения диска 4200 (○), 6600 (□) и 8750 об/мин (△). (Штриховые линии – исходная длина хвостовика, сплошные – увеличенная.)

В качестве примера на рис. 3 для трех вариантов захвата и модификаций хвостовика лопаток приведены диаграммы изменения декремента колебаний δ при амплитуде изгибных напряжений $\sigma_r = 40$ МПа и различных скоростях вращения диска. Видно, что при выбранных условиях испытаний для каждого варианта захвата как при исходной, так и увеличенной длине хвостовика лопатки ее декремент колебаний уменьшается с ростом скорости вращения диска. Таким образом, подтверждается известный вывод о влиянии центробежных сил на демпфирующую способность лопаток [4]. Однако из полученных результатов затруднительно сделать однозначный вывод о влиянии как варианта захвата, так и длины хвостовика лопатки на ее демпфирующую способность при данной скорости вращения диска. Так, при $n = 4200$ об/мин для захвата II, характеризующегося минимальным различием отклонений от прямолинейности левой и правой поверхностей паза, при исходной длине хвостовика лопатки получено минимальное значение ее декремента колебаний. Для этого же захвата при той же скорости вращения, но при увеличенной длине хвостовика лопатка имеет наиболь-

ший декремент колебаний. Для двух других захватов длина хвостовика не оказывает такого существенного влияния на демпфирующую способность лопаток. С ростом скорости вращения диска влияние захвата и модификации хвостовика лопатки на ее декремент колебаний снижается. В целом полученные результаты подтверждают правомерность предложенных в работе [7] мероприятий по повышению ресурса двигателей: усиление дисков компрессора и ужесточение контроля за прямолинейностью рабочих поверхностей пазов.

Замковое соединение “ручейкового” типа. По результатам проведенных испытаний получены диаграммы изменения декремента колебаний δ лопаток, соответствующего амплитуде изгибных напряжений σ_r , в зависимости от радиуса R рабочей поверхности хвостовика при различных скоростях вращения диска (рис. 4). Видно, что уменьшение радиуса R рабочей поверхности хвостовика лопатки до $0,8365R_d$ приводит к повышению декремента колебаний лопаток в среднем в 3 раза при $n = 4500$ об/мин, в 3,6 раза – при 6500 об/мин и в 1,9 раза – при 9200 об/мин. Заметим, что с ростом скорости вращения диска декремент колебаний лопаток уменьшается.

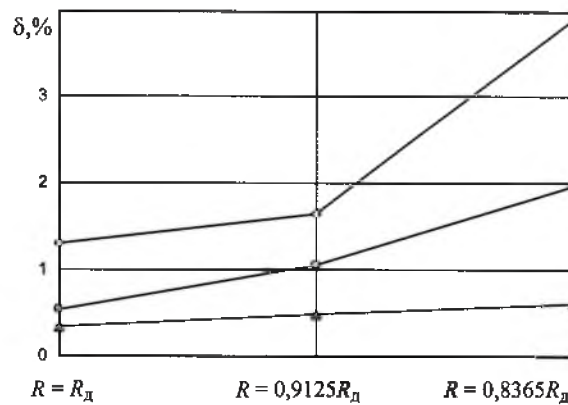


Рис. 4. Влияние радиуса R рабочей поверхности хвостовика лопатки на изменение средних значений ее логарифмического декремента колебаний для скоростей вращения диска 4500 (○), 6500 (□) и 9200 об/мин (△).

Таким образом, изменяя радиус рабочей поверхности хвостовика лопатки, можно значительно повысить демпфирующую способность данного замкового соединения.

Бандажное соединение турбинных лопаток со встроенным фрикционным демпфером. Использование бандажных полок на периферии лопаток является одним из известных и эффективных способов снижения вибронапряженности рабочих лопаток при наличии гарантированного натяга по контактным поверхностям полок [4]. Однако между полками может иметь место и зазор, обусловленный их износом при эксплуатации двигателей и технологией изготовления рабочих колес, например блисков [8]. Особо опасен гарантированный зазор, исключающий возможность соударения полок в режиме резонансных колебаний лопаток. Обзор результатов исследований демпфирующей способности бандажированных лопаток со вставными демпферами представлен в работе [8]. Установлено, что уровень

вибронпряженности лопаток с такими демпферами определяется многими факторами, в частности жесткостью и массой последних, местом их расположения и др. Однако среди экспериментально исследованных факторов отсутствует такой, как неизбежная расстройка частот лопаток, которая, как известно, оказывает существенное влияние на вибронпряженность лопаток. Так, на примере исследования вибронпряженности попарно бандажированных лопаток с гарантированным зазором по полкам показано, что вследствие расстройки частот возможно возникновение опасных антифазных резонансных колебаний лопаток, поскольку демпфирующая способность рассматриваемой системы при таких колебаниях по сравнению с синфазными существенно уменьшается (до 20 раз) [9].

Рассмотрим результаты экспериментальных исследований по оценке влияния встроенного фрикционного демпфера на уровень вибронпряженности лопаток при расстройке их частот Δp и наличии зазора по бандажным полкам.

В процессе испытаний записывались АЧХ лопаток как с демпфером, так и без него при скоростях вращения диска $n = 5000 \dots 11000$ об/мин и относительной расстройке частот лопаток $\overline{\Delta p} = 0,2 \dots 4,2\%$, где $\overline{\Delta p} = \left(\left| 1 - p_2/p_1 \right| \right) \times 100\%$, p_i ($i = 1, 2$) – собственные частоты колебаний лопаток. В качестве примера на рис. 5 приведены АЧХ лопаток при скорости вращения диска $n = 10750$ об/мин и относительной расстройке частот $\overline{\Delta p} = 4,2\%$. Анализ АЧХ показывает, что при отсутствии встроенного фрикционного демпфера (рис. 5,а) интенсивно возбуждаются обе формы (синфазная и антифазная) колебаний лопаток. Более высокий уровень вибронпряженности лопаток, что соответствует выводам работы [9], имеет место при их антифазных колебаниях. Это объясняется, как видно из сравнения ширины резонансных пиков, соответствующих возбуждаемым формам колебаний, снижением демпфирующей способности лопаток при антифазных колебаниях. Здесь важно отметить различие в уровне вибронпряженности смежных лопаток в случае расстройки их частот. При наличии встроенного фрикционного демпфера вследствие повышения демпфирующей способности системы, обусловленного относительным проскальзыванием контактирующих поверхностей демпфера и бандажных полок, практически гасится резонансный пик, соответствующий антифазной форме колебаний, при одновременном уменьшении резонансной амплитуды синфазных колебаний в 2,8 раза (рис. 5,б), что хорошо согласуется с полученными ранее [10] результатами вычислительных экспериментов.

Для более полного анализа влияния расстройки частот лопаток на их максимальную вибронпряженность были получены при постоянном уровне возбуждения зависимости максимальных резонансных напряжений лопаток от относительной расстройки частот $\overline{\Delta p}$ при $n = 8400$ об/мин (рис. 6). Из представленных данных следует, что для настроенной пары лопаток ($\overline{\Delta p} = 0$) как в случае отсутствия встроенного демпфера, так и при его наличии возбуждаются только синфазные колебания, и лопатки имеют одинаковый уровень резонансных напряжений. Это объясняется тем, что вследствие идентичности лопаток относительные проскальзывания контактирующих поверхностей демпфера и полок отсутствуют. Однако при расстройке частот

лопаток наличие демпфера уже оказывает существенное влияние на условия их упругодиссипативной связанности, а следовательно, на формирование колебаний рассматриваемой системы. Так, при отсутствии демпфера (на рис. 6 сплошные линии) возбуждаются интенсивные антифазные колебания лопаток, для которых уровень максимальных резонансных напряжений уже при $\overline{\Delta p} \geq 1\%$ значительно превышает таковой при синфазных колебаниях. Поэтому при наличии встроенного демпфера с увеличением расстройки частот уровень рассеяния энергии, обусловленный взаимным проскальзыванием контактирующих поверхностей демпфера и полок, при антифазных колебаниях интенсивно возрастает и даже становится выше, чем при синфазных колебаниях. Вследствие этого для такой системы имеет место более существенное снижение максимальной вибронпряженности лопаток при антифазных колебаниях по сравнению с синфазными (на рис. 6 кривые 3, 4).

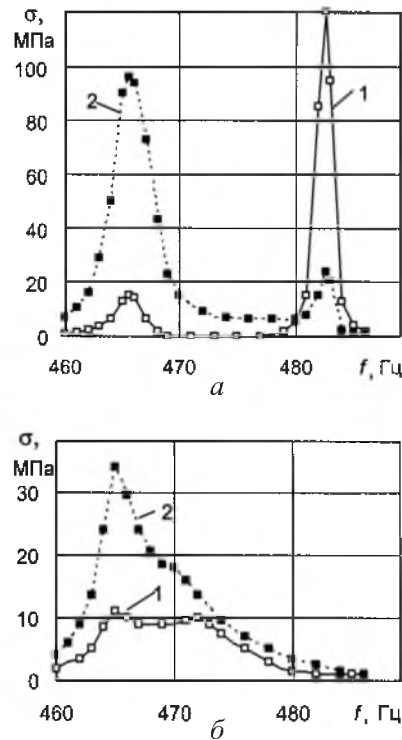


Рис. 5. Экспериментальные амплитудно-частотные характеристики лопаток ($p_1 > p_2$) без демпфера ($M_d = 0$) (а) и с демпфером массой $M_d = 5$ мг (б) при скорости вращения диска $n = 10750$ об/мин и относительной расстройке частот $\overline{\Delta p} = 4,2\%$: 1 – $i = 1$; 2 – $i = 2$.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что для пары лопаток с расстройкой частот, как и в случае ее отсутствия [8], существуют оптимальные упругоинерционные параметры встроенного демпфера, минимально снижающие уровень вибронпряженности лопаток. С увеличением массы демпфера растет уровень упругодиссипативной связанности лопаток, что приводит к слиянию резонансных пиков лопаток, соответствующих возбуждаемым формам колебаний. Особенно это проявляется при высоких скоростях вращения диска и небольшой расстройке частот лопаток,

когда частоты возбуждаемых форм колебаний системы различаются незначительно. Так, при массе демпфера 15 мг и постоянной мощности возбуждения в указанном диапазоне скоростей вращения относительные проскальзывания контактирующих поверхностей демпфера и полок отсутствуют, и система фактически превращается в систему с одной степенью свободы независимо от расстройки частот лопаток, что приводит к снижению ее демпфирующей способности.

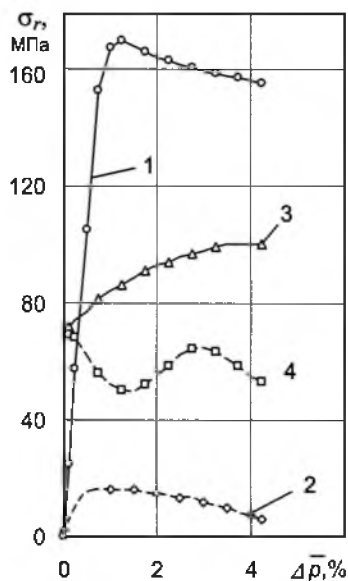


Рис. 6. Зависимости максимальных резонансных напряжений антифазных (1, 2) и синфазных (3, 4) колебаний лопаток от относительной расстройки частот в случае отсутствия демпфера (сплошные линии) и с демпфером массой $M_d = 5$ мг (штриховые линии) при скорости вращения диска 8400 об/мин.

Таким образом, использование встроенного фрикционного демпфера при оптимальном выборе его упругоинерционных параметров позволяет существенно снизить уровень опасных антифазных колебаний бандажированных лопаток вследствие расстройки частот при одновременном уменьшении амплитуды их синфазных колебаний.

Заключение. Результаты исследований по оценке влияния конструктивно-технологических факторов на демпфирующую способность замковых соединений компрессорных лопаток и использованию встроенных в бандажное соединение турбинных лопаток демпферов позволяют сформулировать некоторые рекомендации относительно повышения демпфирующей способности лопаток современных ГТД.

1. Нанесение покрытий на рабочие поверхности хвостовиков лопаток с замковым соединением типа “ласточкин хвост” приводит к некоторому повышению его демпфирующей способности. Из рассмотренных типов покрытий наиболее эффективным является ВАП-2, нанесение которого может привести к росту декремента колебаний лопаток по первой изгибной форме в 1,4 раза.

2. Ужесточение контроля прямолинейности рабочих поверхностей пазов диска и хвостовиков лопаток замкового соединения типа “ласточкин хвост” в сочетании с другими мероприятиями, например усилением диска, может способствовать предотвращению тенденции к снижению его демпфирующей способности.

3. Для рабочих колес компрессоров с замковым соединением “ручейкового” типа уменьшение радиуса рабочей поверхности хвостовика лопатки по отношению к радиусу рабочей поверхности паза диска приводит к значительному (в данном случае до четырех раз) росту декремента колебаний лопаток, степень которого зависит от скорости вращения диска.

4. Установка в бандажное соединение турбинных лопаток фрикционного демпфера является эффективным средством снижения уровня максимальной вибронпряженности бандажированных лопаток с гарантированным зазором по полкам при наличии расстройки частот колебаний.

Резюме

Наведено результати виконаних в Інституті проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України експериментальних досліджень щодо оцінки впливу конструктивно-технологічних факторів на демпфувальну здатність замкових з'єднань компресорних лопаток і використання вмонтованих у бандажне з'єднання турбінних лопаток демпферів. Сформульовано деякі рекомендації відносно підвищення демпфувальної здатності робочих лопаток сучасних ГТД.

1. *Ножницкий Ю. А.* Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 1: Блиски и блинги турбомашин. – С. 5 – 34.
2. *Srinivasan A. V.* Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades // J. Eng. Gas Turb. Power. – 1997. – **119**, No. 4. – P. 1 – 30.
3. *Slater J. C., Minkiewicz G. R., and Blair A. J.* Forced response of bladed disk assemblies. A survey // Shock Vibr. Digest. – 1999. – **31**, No. 1. – P. 17 – 24.
4. *Матвеев В. В.* Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наук. думка, 1985. – 264.
5. *Писаренко Г. С., Каминер А. А.* Аэродинамическое демпфирование колебаний лопаток турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1991. – 302 с.
6. *Адаменко А. Я., Токарь И. Г., Матвеев В. В.* К методике исследования демпфирующей способности лопаток турбомашин в условиях воздействия температуры и центробежных сил // Пробл. прочности. – 1983. – № 7. – С. 54 – 57.
7. *Богуслаев В. А.* Технологические проблемы обеспечения прочности и надежности авиадвигателей нового поколения // Там же. – 1995. – № 3. – С. 83 – 89.

8. *Ножницкий Ю. А., Федина Ю. А.* Экспериментальное исследование демпфирования колебаний блисков турбин // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 1: Блиски и блинги турбомашин. – С. 134 – 146.
9. *Зиньковский А. П., Смертюк М. В., Матвеев В. В. и др.* Резонансные колебания стержневых моделей турбинных лопаток с составным хвостовиком // Пробл. прочности. – 1984. – № 9. – С. 85 – 89.
10. *Токарь И. Г., Зиньковский А. П., Адаменко А. Я., Матвеев В. В.* Обоснование использования фрикционного демпфера для снижения вибронапряженности бандажированных лопаток рабочих колес турбомашин // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 1 (10). – С. 33 – 39.

Поступила 02. 12. 2002