

УДК 629.7.036:539.4

**Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹,
А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ², Ю.В. ЯКУШЕВ¹**¹*ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина*²*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина*

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК

В работе проведено исследование эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронпряженности в высоконагруженных охлаждаемых лопатках турбин высокого давления малоразмерных газотурбинных двигателей. Результаты проведенных расчетных исследований и натурных испытаний показывают, что одним из эффективных способов обеспечения вибрационной прочности рассматриваемых лопаток является использование вставных демпферов сухого трения. На основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований были предложены рекомендации, которые позволяют в каждом конкретном случае выбрать оптимальную форму и параметры демпфера сухого трения и существенно сократить объем дальнейших работ по проектированию и доводке как лопатки, так и демпфера.

охлаждаемая рабочая лопатка, резонансный режим, вибронпряженность лопатки, конечноэлементная модель, фрикционный контакт, демпфер сухого трения

Постановка задачи

При создании современных газотурбинных двигателей одной из актуальных задач продолжает оставаться предупреждение усталостных разрушений рабочих лопаток [1, 2]. Их возникновение в значительной мере определяется уровнем вибрационных напряжений в лопатках при резонансных и околорезонансных режимах эксплуатации двигателей. Важнейшим фактором, ограничивающим их уровень, является демпфирующая способность лопаток, которая зависит от потерь энергии в материале, замковом и бандажном соединениях (конструкционное демпфирование), а также сопротивления обтекающего потока (аэродемпфирование) [3]. Как рассеяние энергии в материале лопаток, так и аэродемпфирование обычно недостаточны для предотвращения опасных резонансных амплитуд колебаний. Одним из наиболее эффективных способов их снижения является конструкционное демпфирование колебаний, обусловленное относительными смещениями контактирующих плоскостей.

В практике авиационного газотурбостроения на-

ряду с традиционными источниками конструкционного демпфирования колебаний рабочих лопаток турбин (полочное бандажирование, елочные замковые соединения) широкое применение получили встроенные фрикционные демпферы. Так, например, в конструкциях рабочих колес турбин высокого давления с лопатками без антивибрационных полок и обладающих удлиненной ножкой, используются встроенные фрикционные демпферы, которые устанавливаются под трактовыми полками и прижимаются к ним под действием центробежных сил лопаток [4 – 6]. Как и в случае использования бандажирования как сухого демпфера [3], показано, что существуют оптимальные условия сопряжения контактирующих плоскостей, обеспечивающие максимальное снижение вибронпряженности лопаток.

В работе [7] на примере рассмотрения парных лопаток показано, что встроенные демпфера сухого трения могут эффективно использоваться для исключения режимов опасных антифазных колебаний бандажированных лопаток, которые имеют место вследствие расстройки частот их колебаний, а также

существенно снизить амплитуды их синфазных колебаний.

Анализ публикаций, посвященных результатам исследований по изучению колебаний лопаток со вставными демпферами сухого трения, показывает, что основное внимание уделяется, во-первых, моделированию рассматриваемой лопатки и, во-вторых, выбору оптимальной конструкции демпфера, что обеспечивало бы эффективное снижение вибронпряженности лопатки. Одна из первых попыток в разработке модели лопатки с демпфером сухого трения была сделана в работе [4], где в качестве основного параметра оптимизации конструкции была выбрана жесткость демпфера, что затем было подтверждено в [6]. В дальнейшем исследования по выбору модели рассматриваемой лопатки и выбору конструкции демпфера сухого трения получили развитие во многих работах, в частности [7,8]. Однако разработка такой расчетной модели, которая достаточно точно описывала бы процесс демпфирования колебаний представляет, как отмечается в [9], довольно трудную задачу, что объясняется сложным механизмом трения контактирующих плоскостей. Поэтому для выявления основных закономерностей колебаний таких лопаток в настоящее время используются, как правило, стержневые расчетные модели с демпфером сухого трения, характеристика которого задается в виде закона трения Кулона [10]. Здесь следует отметить, что в большинстве случаев в качестве встроенного фрикционного демпфера используется пластинка компактных размеров и различных форм. Накопленный опыт эксплуатации газотурбинных двигателей показывает, что применение таких встроенных фрикционных демпферов позволяет снизить уровень вибрационных напряжений рабочих лопаток турбин в 2 – 3 раза.

Изложенные подходы к моделированию и выбору параметров демпферов сухого трения обуславливают ряд проблем при их практическом примене-

нии. Во-первых, использование для описания процесса трения контактирующих плоскостей закона Кулона требует тщательного анализа соответствия расчетной модели натурной лопатке путем проведения экспериментальных работ на работающем двигателе, что исключает ее применение на стадии проектирования. Во-вторых, как отмечалось выше, установка пластинчатых встроенных фрикционных демпферов, как правило, применяется в рабочих колесах турбин с лопатками, обладающими удлиненной ножкой. Однако, как следствие, при этом возрастает масса рабочего колеса, что обуславливает с одной стороны стремление при проектировании лопаток уменьшить длину ножки, а с другой – обеспечить возможность установки демпфера. Поэтому целью настоящей работы является определение возможностей оптимизации формы и параметров, а также оценка эффективности применения встроенных демпферов сухого трения в высоконагруженных охлаждаемых турбинных лопатках, обладающих укороченной ножкой, малоразмерных газотурбинных двигателей.

1. Объект исследования

В соответствии с постановкой задачи была выбрана рабочая лопатка первой ступени турбины малоразмерного газотурбинного двигателя, которая показана на рис. 1, а. Это объясняется тем, что по результатам испытаний двигателя был установлен повышенный уровень вибрационных напряжений этих лопаток на его рабочих режимах. Одним из возможных способов их снижения, учитывая отсутствие антивибрационных бандажных полок, является использование вставных демпферов сухого трения. Была предложена конструкция такого демпфера, которая представляет собой, как показано на рис. 2, а, тонкостенную, сильно изогнутую пластинку с ограниченной жесткостью в плоскости изгибных колебаний. Такая форма демпфера обусловлена тем, что

в исходной лопатке не предусмотрена возможность его установки под нижними трактовыми полками воздуха.



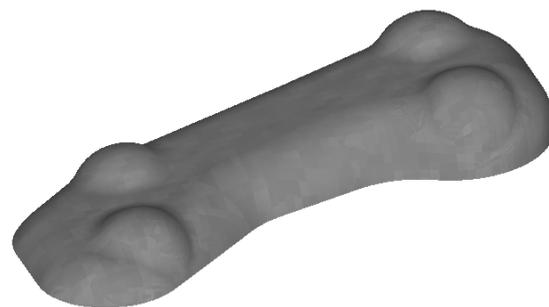
а



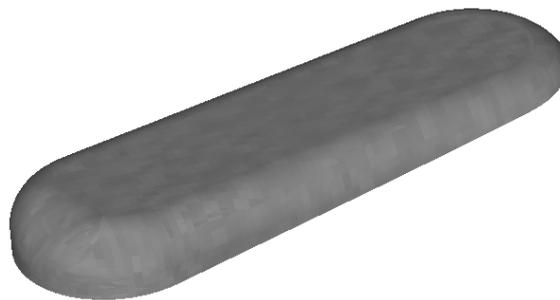
б

Рис. 1. Охлаждаемые лопатки 1 ступени турбины малоразмерного ГТД исходной (а) и усовершенствованной (б) конструкций

Применение тонкостенной конструкции вставного демпфера сухого трения по сравнению с широко используемой сплошной, как показано в [7], очень удобно с практической точки зрения. В этом случае имеют место низкие контактные напряжения на широкой поверхности контакта без существенного увеличения массы демпфера, которая при необходимости может существенно варьироваться без изменения параметров фрикционного контакта. Кроме того, такой демпфер может выполнять также роль уплотнителя, препятствующего утечке охлаждающего



а



б

Рис. 2. Вид вставного демпфера сухого трения для лопаток исходной (а) и усовершенствованной (б) конструкций

Вычислительные эксперименты проводились с использованием трехмерной конечноэлементной модели лопатки, которая описана в [11].

2. Результаты исследований

Для подтверждения правомерности использования предложенной конструкции вставного демпфера сухого трения были проведены расчеты по определению зависимостей относительных максимальных напряжений в лопатке от силы трения P в демпфере. Получаемые расчетные данные позволяют прогнозировать вероятное уменьшение опасных резонансных напряжений вследствие установки исследуемого демпфера сухого трения. Кроме того, они могут служить основой для определения его оптимальной массы на стадии проектирования лопатки. Так, используя ее чертеж и статистические данные о демпфирующей способности данного класса лопаток турбомашин, а также ожидаемому уровню динамических напряжений на резонансных режимах эксплуатации двигателя, может быть произведен пред-

варительный расчет массы демпфера, которая обеспечивает требуемое снижение вибронпряженности лопатки. Такая процедура позволяет существенно сократить объем дальнейших работ по проектированию и доводке как лопатки, так и демпфера.

При определении возможностей и эффективности установки демпферов сухого трения на стадии проектирования лопаток турбин необходимо учитывать следующее. Во-первых, их функциональная работоспособность существенно зависит от исходной демпфирующей способности лопатки, определяемой возможными потерями в материале и узлах сочленения. Во-вторых, максимальный эффект от установки демпфера достигается при резонансном режиме эксплуатации, т.е. совпадении частоты возбуждения с собственной частотой колебаний системы. В-третьих, реальная масса демпфера может несколько отличаться от ее расчетного значения, что связано с конструктивными и технологическими возможностями как изготовления, так и установки демпферов сухого трения. Поэтому их реальная эффективность может несколько снижаться по сравнению с расчетной. Однако, как показывает опыт их применения, даже и в этой ситуации достигается такой уровень переменных напряжений на резонансных режимах эксплуатации двигателя, который не оказывает существенного влияния на надежность лопаток в течение требуемого ресурса.

Как пример результатов выполненных расчетных исследований, на рис. 3 приведены зависимости максимальных изгибных напряжений σ_z в заделке лопатки и σ_{pz} в месте установки демпфера от силы трения P в безразмерном виде.

При этом максимальные изгибные напряжения и силы трения отнесены к величине максимального изгибного напряжения и силы трения соответственно полученных в ходе расчетных исследований. Видно что, как и в случае использования полочного бандажирования как демпфера сухого трения [3],

при определенной величине силы трения имеет место минимальный уровень напряжений.

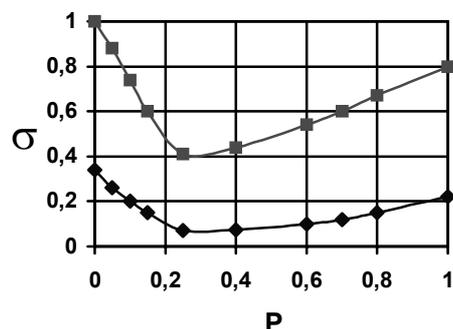


Рис. 3. Зависимости относительных максимальных изгибных напряжений σ_z (♦) в заделке лопатки и σ_{pz} (■) в месте установки демпфера от силы трения P

Рассмотрим результаты определения эффективности применения разработанной конструкции демпфера сухого трения (см. рис. 2, а) по снижению вибронпряженности исходной лопатки, полученные на основе проведенных испытаний рабочих лопаток в составе двигателя на трех резонансных режимах его работы, соответствующих изгибным (режимы 1 и 2) и крутильной (режим 3) формам колебаний лопаток. Данные испытаний, которые приведены в таблице, наглядно иллюстрируют, что разработанная конструкция вставного демпфера сухого трения позволила существенно снизить уровень вибрационных напряжений лопатки на указанных резонансных режимах работы двигателя, соответствующих ее изгибным формам колебаний.

Таблица
Результаты определения вибрационных напряжений исходной лопатки на выбранных режимах работы двигателя

№ режима работы двигателя	Уровень напряжений лопатки в МПа	
	без демпфера	с демпфером
1	43	22
2	29	23
3	31	32

Однако при этом, как следует из полученных результатов, при крутильных колебаниях лопатки наблюдается даже некоторое возрастание уровня ее вибрационных напряжений. Кроме того, анализ состояния демпфера данной конструкции после испытаний показал, что имеет место, как видно из рис. 4, значительное изменение его формы, обусловленное действием центробежных нагрузок, вызывающих значительный изгиб демпфера в его средней части, о чем свидетельствует и распределение радиальных перемещений в демпфере на рабочем режиме двигателя.

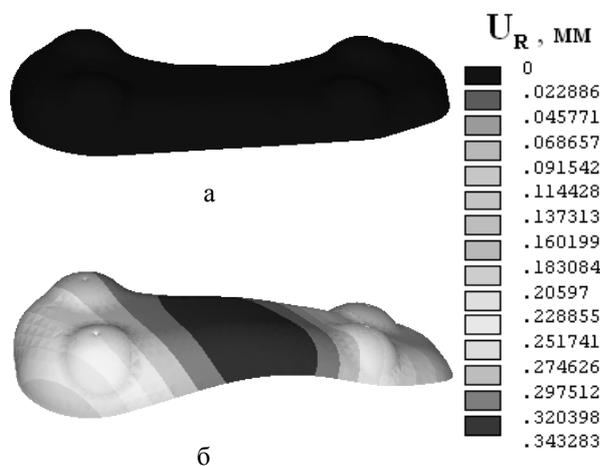


Рис. 4. Вид демпфера исходной конструкции и распределение его радиальных перемещений U_R до постановки на двигатель (а) и в процессе его эксплуатации (б)

Вследствие этого возникает возможность появления трещин в демпфере и, как следствие, снижение эффективности его применения, что может привести к нежелательным последствиям в эксплуатации двигателя. Для устранения причин этих последствий и учитывая полученные результаты испытаний лопатки исходной конструкции, была разработана усовершенствованная модель лопатки (рис. 1, б) с измененной геометрией нижней полки. Это обеспечило возможность установки демпфера сухого трения новой конструкции (рис. 2, б), верхняя поверхность которого равномерно прилегает к нижней

поверхности трастовой полки, что улучшает его фрикционный контакт с лопаткой и исключает возможность изменения его формы в процессе эксплуатации.

Проведенные испытания рабочих лопаток в составе двигателя подтвердили эффективность применения демпферов данной конструкции, при этом уровень вибрационных напряжений не превысил уровня напряжений приведенных в таблице, что обеспечивает вибрационную прочность рабочих лопаток в течение требуемого ресурса двигателя.

Заключение

Результаты проведенных расчетных исследований и натурных испытаний показывают, что одним из эффективных способов обеспечения вибрационной прочности рабочих лопаток турбин высокого давления малоразмерных газотурбинных двигателей является использование вставных демпферов сухого трения. Для выбора их оптимальных формы и параметров в каждом конкретном случае необходимо проведение комплекса расчетных и экспериментальных работ как на стадии проектирования, так и доводки двигателя, последовательность которых состоит в следующем:

1. Расчет собственных частот и форм колебаний лопатки с использованием ее трехмерной конечно-элементной модели как в условиях неработающего двигателя, так и с учетом условий его эксплуатации.
2. Экспериментальное исследование динамических характеристик рабочих лопаток на вибростенде без демпфера и с имитацией его давления на трастовые полки, обусловленного действием центробежных сил.
3. Выбор конструкции демпфера и разработка расчетной модели, учитывающей фрикционный контакт лопаток с демпфером, с ее идентификацией полученным расчетно-экспериментальным данным.

4. Экспериментальное определение динамических характеристик и вибронапряженности лопаток (как без демпфера, так и при его наличии) на возможных резонансных режимах эксплуатации двигателя и оценка эффективности выбранной конструкции вставного демпфера сухого трения.

Литература

1. Ножницкий Ю.А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.-техн. сб. – М.: ЦИАМ. – 2000. – Вып. 1.: Блиски и блинги турбомашин. – С. 5-34.

2. Slater J.C., Minkiewicz G.R., Blair A.J. Forced response of bladed disk assemblies. - A survey // The Shock and Vibr. Digest. – 1999. – 31, N1. – P. 17-24.

3. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. – К. : Наук. думка, 1985. – 264 с.

4. Griffin J.H. Friction damping of resonant stresses in Gas turbine airfoils // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 1980. – 102, N 2. – P. 329-333.

5. Griffin J.H. A review of friction damping of turbine blade vibration // Int. J. of Turbo and Jet Engines. – 1990. – N. 7. – P. 297-307.

6. Касьяненко В.Я., Ступина Н.Н. Расчетно-экспериментальная оценка параметров демпферных

вставок рабочих лопаток турбомашин // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – К.: Наук. думка. – 1992. – С. 47-52.

7. Yang B.D., Meng C.H. Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading. Part II: Prediction of forced response and experimental verification // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 1998. – 120, N 2. – P. 418-423.

8. Wang J.H., Chen W.K. The influence of variable friction coefficient on the dynamic behaviors of blade with friction damper // J. of Sound and Vibr. – 1991. – 149. – P. 137-145.

9. Sanliturk K.Y., Ewins D.J., Stanbridge A.B. Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modeling, analysis and comparison with experimental data // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. – 2001. – 123. – P. 919-929.

10. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В. Расчет конструкций методом прямого математического моделирования. – М.: Машиностроение, 1988. – 159 с.

Поступила в редакцию 14.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.