

Библиографический список

1. Б о р и с о в В.А., П а р о в а й Ф.В. Исследование термической деформации упругих элементов из материала МР //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1983. - Вып. 10. - С.24-28.

2. П а р о в а й Ф.В., Б о р и с о в В.А. Исследование контактного давления в радиальных уплотнениях с упругим элементом из МР при изменении температуры //Там же, 1984. - Вып. 11. - С.126-131.

3. Б и р г е р И.А., Ш о р р Б.Ф., И с с и л е в и ч Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.

УДК 534.1:621.4

А.В.Писарев, В.А.Фролов

РАССЕЯНИЕ ЭНЕРГИИ В ДЕМПФЕРАХ ЛОПАТОК ГТД

В практике турбокомпрессоростроения авиационных ГТД для предотвращения вибрационных дефектов лопаточных узлов широкое применение нашли методы частотной отстройки и снижения уровня возбуждения. В то же время недостаточное внимание уделяется такому эффективному методу, как конструкционное демпфирование. Следует отметить, что по отношению к лопаткам ГТД проблема демпфирования представляет собой сложную научно-техническую задачу и ее решение позволит существенно повысить надежность ГТД, сократить время и средства на вибрационную доводку лопаточной части компрессоров и турбин.

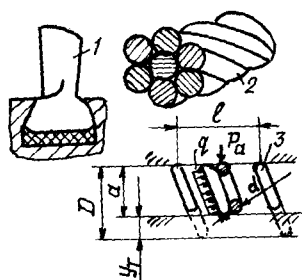
Конструкционное демпфирование связано с потерями энергии колебаний на трение в малоподвижных контактных соединениях /1/. К ним относятся, в частности, замковые соединения лопаток с диском для рабочих колес (РК) или с корпусом для направляющих (НА) и сопловых (СА) аппаратов.

С целью повышения диссипативных характеристик в конструкцию лопаток вводят различные элементы (демпферы), как правило, сухого трения. Понятно, что необходимо разделить демпфирующие уст-

ройства по каким-либо признакам и классифицировать их. В качестве одного из критериев различия демпферов для лопаток ГТД предлагается использовать коэффициент отношения площадей K_S , который равен отношению площади контакта демпфера с лопаткой S_D ко всей площади поверхности лопатки S_L :

$$K_S = S_D / S_L.$$

Анализ многочисленных конструкций демпфирующих устройств позволил установить, что для достаточно большой группы демпферов величина K_S лежит в пределах $0,001 \dots 0,2$. Эту группу демпферов предлагается считать группой сосредоточенного демпфирования. Соответственно демпферы, для которых величина K_S находится в пределах $0,2 \dots 1,0$, предложено относить к группе распределенного демпфирования. В связи с тем что демпферы сосредоточенного типа могут быть установлены в каждой лопатке колеса или замыкать все лопатки в единую колебательную систему, необходимо разделить группу сосредоточенного демпфирования на одиночные демпфирующие устройства и пояса демпфирующих связей.



Р и с. 1. Схема лопатки с демпфирующими элементами под подошвой хвостовика: 1-лопатка; 2,3-общий вид и расчетная схема демпфера

симость рассеяния энергии от скорости деформации демпфера и представляя его набором упругих колец, воспользуемся подходом, изложенным в работе /2/, и получим выражение рассеиваемой за цикл деформирования энергии Ψ в демпфере:

Проанализируем одиночные сосредоточенные демпфирующие устройства, определим последовательность выбора их параметров и оценим влияние различных факторов на рассеяние энергии в системе "лопатка-демпфер". Рассмотрим конструкцию лопатки с демпфирующими элементами, выполненными из проволок с упорядоченной структурой пространственной свивки в единый жгут (например, это могут быть различные виды канатов). Условие работы демпферов в случае их установки под подошвой хвостовика - периодическое сжатие (рис. 1). Полагая незави-

$$\Psi = \frac{2(n-1)Pa^3}{qEF_3} \left[2\alpha^2 + \alpha^3 \ln \frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{\sqrt{\alpha^2-1}} \right], \quad (I)$$

где n - число витков троса на длине l ;

Pa - амплитудное значение внешней силы;

E - модуль упругости материала демпфера;

q - нагрузка по длине окружности кольца;

$F_3 = \pi D \frac{d}{3}$ - эквивалентная площадь контакта проволок, определенная статистическим методом;

D - диаметр демпфера;

d - диаметр проволоки;

$\alpha = q/\beta Pa$ - параметр сил трения;

$\beta = (c/EF_3)^{0,5}$ - параметр жесткости;

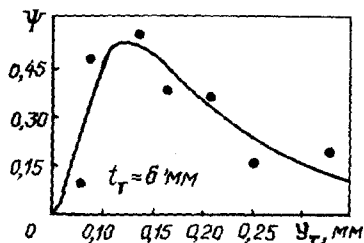
c - коэффициент контактной жесткости колец.

Правильность данного подхода подтверждается сравнением экспериментальных данных с расчетными. На рис. 2 представлена зависимость рассеянной за цикл энергии Ψ от распределенной по виткам тросового демпфера нагрузки $q = f(y_T)$, которая практически однозначно определяется величиной его монтажного скатия.

Демпфирующие характеристики колебательной системы зависят от соотношения жесткостей демпфера и самой системы в точке присоединения к ней демпфирующего элемента /1/.

В общем случае для колебательной системы "лопатка-демпфер" зависимость логарифмического декремента колебаний δ от величины резонансных напряжений σ_p можно представить в виде /3, 4/

$$\delta(\sigma_p) = a_0 + a_1 \sigma_p + \dots + a_i \sigma_p^i + \dots + a_k \sigma_p^k, \quad (2)$$



Р и с. 2. Расчетная зависимость рассеянной за цикл деформации энергии Ψ (сплошная линия) от величины монтажного скатия демпфера y_T ; ● - экспериментальные точки

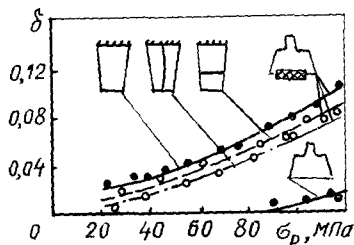
где a_i - некоторые постоянные коэффициенты ($i = 1, 2, \dots, K$).

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить взаимосвязь между коэффициентами полинома a_i и параметрами колебательной системы. В результате выражение (2) для лопаток компрессора ГТД с демпферами тросового типа принимает следующий вид:

$$\delta(\sigma_p) = a_1 \sigma_p + a_2 \sigma^2.$$

Значения коэффициентов a_1, a_2 для первых трех форм колебаний приведены в таблице.

a_i	Форма колебаний		
	1-я изгибная	2-я изгибная	1-я крутильная
a_1	$3,0 \cdot 10^{-4}$	$3,0 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$
a_2	$5,0 \cdot 10^{-5}$	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$6,0 \cdot 10^{-5}$



Р и с. 3. Экспериментальные и теоретические зависимости логарифмического декремента δ от величины резонансных напряжений при различных формах колебаний демпфированной лопатки

которые оценили влияние параметров демпфера, а именно монтажного сжатия U_p и шага свивки t_p , на величину рассеяния энергии.

Величина монтажного сжатия определяет жесткость демпфера и является одной из основных характеристик колебательной системы.

Данный подход позволяет определить зависимости декремента от величины резонансных напряжений для первых трех форм колебаний лопатки НА с демпфером тросового типа. На рис. 3 видно достаточно хорошее совпадение результатов расчета и эксперимента. Экспериментальные исследования проводились на натурной лопатке на резонансных режимах при использовании вибростенда типа КуАИ-ВВ /5/.

Для дальнейшего изучения диссипативных свойств системы были проведены исследования, позволяющие

Экспериментальная зависимость декремента колебаний δ (для первой изгибной формы колебаний) от величины монтажного скатия представлена на рис. 4. Исследования других форм колебаний показали, что указанные зависимости качественно не различаются. Зависимость $\delta = f(y_T)$ при $\sigma_p = const$ имеет максимум, наличие которого

обусловлено следующим: с увеличением монтажного скатия величина контактных усилий по проволокам в демпфере возрастает и, как следствие, возрастает его жесткость, которая приближается к оптимальной на данном уровне деформаций. При дальнейшем возрастании монтажного скатия жесткость демпфера выходит из зоны оптимума, т.е. контактные усилия по виткам возрастают настолько, что взаимное перемещение их становится невозможным и условие закрепления лопатки приближается к "жесткой заделке". Линию максимумов по величине δ можно выразить следующим образом:

$$\delta = 2y_T^\xi \sigma_p^\gamma,$$

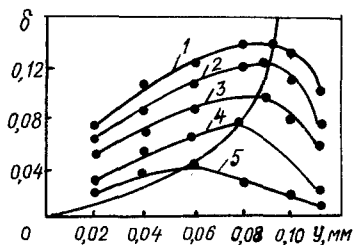
где 2 - коэффициент, зависящий от формы колебаний;

ξ, γ - показатель степени.

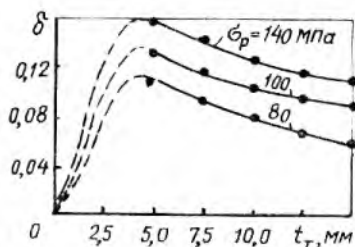
Погрешность предложенного выражения по сравнению с результатами эксперимента не превышает 15%.

Другим фактором, влияющим на демпфирование в системе, является шаг свивки тросового демпфера. Исследования показали, что по мере уменьшения шага свивки декремент возрастает (рис. 5). Такой характер зависимости обусловлен изменением соотношения жесткостей демпфера и системы, а также изменением величины нагрузки q по виткам демпфера. Анализ зависимости (I) по параметру q показывает, что существует оптимальная величина шага свивки из условия обеспечения максимума ψ .

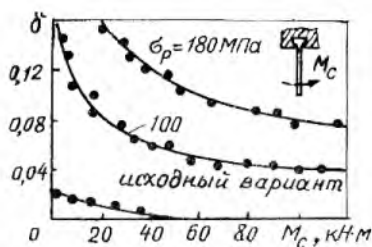
В процессе реальной работы ГТД на лопатку действуют газовые силы, создающие изгибающий момент, который передается на хвостовик. Воздействие газового момента M_0 на лопатку может сущест-



Р и с. 4. Экспериментальная зависимость декремента колебаний δ (I-я изгибная форма) от величины монтажного скатия y_T : — линия максимумов по σ_p ; ● — экспериментальные точки



Р и с. 5. Экспериментальная зависимость декремента колебаний δ от величины шага свивки t_r демпфера при различных значениях резонансных напряжений σ_p (I-я изгибная форма)



Р и с. 6. Расчетная зависимость декремента колебаний δ (сплошная линия) от величины газового момента, действующего на лопатку при различных σ_p : ● - экспериментальные точки

венно изменить условие монтажного сжатия демпфера, ограничить подвижность хвостовика в пазе и, как следствие, снизить величину декремента. Поэтому определение влияния газового момента на демпфирование представляется весьма важным фактором при выборе параметров демпферов (рис. 6).

Воспользовавшись подходом, изложенным в работе [3], по аналогии можно записать выражение декремента колебаний

$$\delta_{M_c} = \delta_0 \bar{K},$$

где δ_0 - декремент колебаний при $M_c = 0$;

\bar{K} - коэффициент пропорциональности.

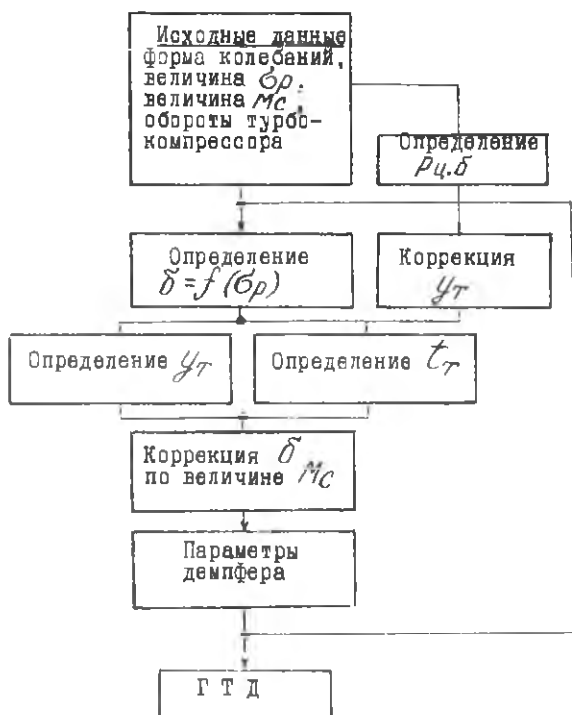
Коэффициент \bar{K} можно выразить через соотношение жесткостей демпфера в случае $M_c = 0$ и $M_c \neq 0 = \text{var}$:

$$\bar{K} = \frac{C_{M_c=0}}{C_{M_c=\text{var}}},$$

где C_{M_c} - жесткость демпфера.

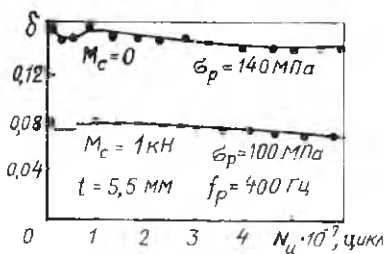
При проведении данных исследований нагружался хвостовик лопатки через специальную систему силовых тяг, а перо лопатки было свободно от нагружения.

Проанализировав полученные результаты, предлагаем следующую последовательность выбора параметров демпфера тросового типа для лопатки ГТД (рис. 7).

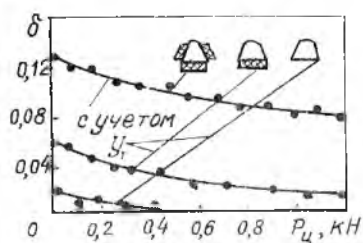


Р и с. 7. Алгоритм выбора параметров демпфера для лопаток ГТД

С помощью предложенного алгоритма были подобраны демпферы для рабочей лопатки и лопатки НА компрессора ГТД и определены основные параметры демпфирования системы. Длительные испытания лопатки НА с демпфером в лабораторных условиях показали, что падение величины декремента колебаний на базе наработки $4 \cdot 10^7$ циклов при частоте резонансных колебаний $f_p = 400$ Гц составило 8...12% от первоначальной величины (рис. 8). Необходимо также отметить, что в результате постановки демпфера в лопатку был снижен износ боковых поверхностей хвостовика. Это произошло вследствие замены виброударного демпфирования, которое имело место в исходной конструкции, на упругофрикционное.



Р и с. 8. Экспериментальная зависимость декремента колебаний δ от величины циклов наработки



Р и с. 9. Зависимости декремента колебаний δ от силы $P_{ц.д}$, действующей на хвостовик, для различных конструктивных схем демпфирования лопатки ($\sigma_p = 77$ МПа)

При выборе параметров демпферов для лопатки РК учитывалась величина Y_r в зависимости от центробежной силы. В качестве расчетного значения $P_{ц.д}$ принята величина центробежной силы, которая действует на хвостовик на рабочем режиме ГТД. Коррекция Y_r проводилась по относительному изменению размера a из условия обеспечения оптимальной жесткости (см. рис. 1).

Результаты испытаний лопатки РК показали, что на уровне резонансных напряжений $\sigma_p = 120$ МПа, который имел место в ГТД, декремент достигает значения 0,12...0,14 (рис. 9). На рисунке представлена конструкция лопатки с демпферами под подошвой и на несущих рабочих поверхностях.

Таким образом, на основе изучения рассеяния энергии в демпферах тросового типа и исследования натурных лопаток ГТД с такими элементами определены основные параметры, влияющие на рассеяние энергии в колебательной системе; предложены зависимости, характеризующие изменение величины декремента от газового статического момента, шага связки и монтажного сжатия; показан алгоритм выбора параметров демпфера для лопаток ГТД. Проведение длительных лабораторных испытаний подтвердило правильность данного подхода.

Библиографический список

И. Ф р о л о в В.А. Исследование и разработка демпфированных конструкций лопаточных аппаратов авиационных турбомашин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Куйбышев, 1971. - 22 с.

2. П а н о в к о Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. - М.: Гос.изд-во физико-математической литературы, 1960. - 196 с.

3. М а т в е е в В.В. Демпфирование колебаний деформированных тел. - Киев: Наукова думка, 1985. - 264 с.

4. П и с а р е н к о Г.С. Обобщенная нелинейная модель учета рассеяния энергии при колебаниях. - Киев: Наукова думка, 1985. - 237 с.

5. И в а н о в В.Л. Колебания рабочих колес турбомашин. - М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.

УДК 620.178.362

В.К.С е м е н ы ч е в

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИВОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЧЕРЕЗ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При построении кривой выносливости образца или конструкции в координатах "напряжение σ_a - число циклов до разрушения N_p " одной из основных проблем остается ускорение прочностных испытаний и сокращение числа разрушаемых образцов (конструкций) /1, 2/.

В последнее время появилось довольно много работ, авторы которых связывают состояние механической системы (МС) с измеряемыми физико-механическими параметрами - деформацией, резонансной частотой, декрементом колебаний или добротностью, коэффициентом вариации динамического сигнала от конструкции или его отгибающей, шириной петли механического гистерезиса, сдвигом фазы между напряжением и деформацией и т.п. /1-4/. Эти параметры обладают большой чувствительностью к поврежденному состоянию МС, а величина долговечности, определяемая на их основе, имеет меньший разброс, чем та же самая величина, рассчитанная на основе усредненного разрушающего числа циклов N_p . К тому же обычно критическая величина физико-механических параметров, в отличие от числа циклов, не зависит от истории нагружения, которая влияет только на скорость накопления повреждений /1, 3, 5/. При этом именно динамические измерения, в силу близости условий нагружения и измерений, в отличие, например, от метода статической петли гистерезиса позволяют рассчитывать на