

Библиографический список

1. С т е л ь м а х А.Л. и др. Экспериментальный стенд для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин //Проблемы прочности. - 1983. - № I. - С. II6-122.

2. С а м о й л о в и ч Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. - М.: Машиностроение, 1975. - 188 с.

3. Р е й н о л ь д с Б. и др. Характеристики ближнего следа за лопаткой малонагруженного рабочего колеса компрессора. //Ракетная техника и космонавтика. - 1979. - № 9. - С. 38-48.

4. Х а р к е в и ч А.А. Спектры и анализ. - М.: Физматгиз, 1953. - 215 с.

5. С п е й л а р т Ф.Р. Расчет вращающегося срыва методом дискретных вихрей //Аэрокосмическая техника. - 1986. - № I. - С.23-27.

6. Д р и н г и др. Экспериментальное исследование течения в рабочем колесе осевого компрессора //Энергетические машины и установки. - 1982. - № I. - С. 57-71.

7. Э в а н с Р. Измерение турбулентности и периодических пульсаций вниз по потоку от движущегося венца лопаток //Энергетические машины и установки. - 1975. - № I. - С. 144-154.

8. Р а в и н д р а н а т А., Л а к ш м и н а р а я н а Б. Средняя скорость и характеристики затухания ближнего и дальнего следа за умеренно нагруженной лопаткой ротора компрессора //Энергетические машины и установки. - 1980. - № 3. - С. 23-39.

УДК 532.542

А.Г.Г и м а д и е в

**АКУСТИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ
ПЕРА ЛОПАТКИ ГТД ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

Одной из важных проблем, возникающих при усталостных виброиспытаниях лопаток ГТД в условиях повышенных температур, является надежность и стабильность характеристик средств контроля и измерения вибронапряжений. Применяемые в настоящее время средства измерения вибро-

напряжений в лопатках не удовлетворяют в полной мере предъявляемым к ним требованиям. Поэтому разрабатываются и применяются косвенные оценки вибронапряжений, например по виброперемещению пера лопатки. Из анализа различных методов контроля виброперемещений при высоких температурах (свыше 1000 К) следует, что особый интерес представляют акустические бесконтактные устройства. В устройстве, описанном в работе /1/, вибрирующий элемент, установленный в каком-либо сечении волноводного канала, изменяет зазор (акустическое сопротивление) и тем самым создает модулированные по амплитуде колебания газа, воспринимаемые приемником (датчиком давления). Недостатком данного устройства является узкий диапазон амплитуд измеряемых виброперемещений, обусловленный нелинейностью характеристик сопла-заслонки (лопатки). Кроме того, из-за несогласованности характеристик разветвленных волноводных каналов такое устройство обладает большой динамической погрешностью, не позволяющей использовать его в широком диапазоне частот вибрации. При измерении виброперемещений при высоких температурах волноводные каналы становятся неоднородными, что приводит к дополнительной динамической погрешности. В устройствах с подводом или отводом газа /2/ нарушается температурное поле вокруг испытуемой лопатки и результат испытаний оказывается неверным.

В данной работе предлагается новый метод контроля виброперемещения пера лопатки ПТД, основанный на измерении создаваемых ею акустических волн /3/.

При вибрации перо лопатки излучает в окружающее пространство волны давления с амплитудой

$$A_p = \alpha \rho c \omega A_n, \quad (1)$$

где A_n - амплитуда перемещения пера лопатки;

α - коэффициент, учитывающий средний зазор между лопаткой и точкой измерения давления, форму и размеры лопатки;

ρ - плотность окружающей среды (воздуха);

c - скорость звука в воздухе при данной температуре;

ω - угловая частота колебаний.

Таким образом, для определения виброперемещения пера лопатки необходимо измерить колебания давления, что также представляет оп-

ределенные трудности. При высоких температурах малогабаритные датчики пульсаций давления устанавливаются через волноводный канал с корректирующим элементом (акустический зонд). Из разработанных в настоящее время схем акустической коррекции частотных характеристик зонда целесообразно применять схему с корректирующим элементом в виде дросселя из пористого материала (МР) /4/. При этом дроссель одновременно препятствует лучевому нагреву датчика пульсаций давления.

При выводе зависимостей для выбора параметров волноводного канала и корректирующего дросселя предполагается: температура воздуха во внутреннем (в электрической печи) и наружном трубопроводах постоянны; потеря колебательной энергии воздуха по длине трубопроводов пренебрежимо мала; акустический импеданс дросселирующего элемента содержит только активную составляющую; податливость мембраны чувствительного элемента датчика пульсаций давления не учитывается.

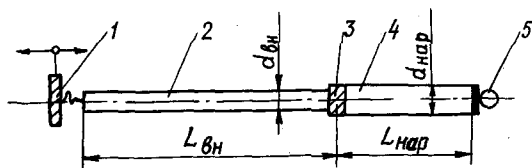
При принятых допущениях связь между комплексными амплитудами колебаний давления и объемного расхода воздуха в характерных сечениях устройства (рис. I) выражается формулами

$$\left. \begin{aligned}
 (P_{вх})_{вн} &= (P_{вых})_{вн} \cos \frac{\omega L_{вн}}{c_{вн}} + j Z_{вн} (Q_{вых})_{вн} \sin \frac{\omega L_{вн}}{c_{вн}} \\
 (P_{вх})_{нар} &= (P_{вых})_{нар} \cos \frac{\omega L_{нар}}{c_{нар}} ; \\
 (Q_{вх})_{нар} &= j \frac{1}{Z_{нар}} (P_{вых})_{нар} \sin \frac{\omega L_{нар}}{c_{нар}} ; \\
 (P_{вых})_{вн} - (P_{вх})_{нар} &= R_{др} (Q_{вых})_{вн} ; \\
 (Q_{вых})_{вн} &= (Q_{вх})_{нар} ,
 \end{aligned} \right\} (2)$$

где $(P_{вх})_{вн}$, $(P_{вх})_{нар}$,
 $(P_{вых})_{вн}$, $(P_{вых})_{нар}$

- комплексные амплитуды колебаний давления на входе во внутренний и наружный трубопроводы и на выходе из них;

- $(Q_{вх})_{нар}, (Q_{вых})_{нар}, (Q_{вых})_{вн}$ - комплексные амплитуды колебаний
 объемного расхода на входе в на-
 ружный и внутренний трубопроводы
 и на выходе из них;
- $L_{вн}, L_{нар}$ - длины трубопроводов;
- $c_{вн}, c_{нар}$ - скорости звука в трубопроводах с
 воздухом;
- $Z_{вн} = \frac{\rho_{вн} c_{вн}}{S_{вн}}, Z_{нар} = \frac{\rho_{нар} c_{нар}}{S_{нар}}$ - акустические волновые сопротивле-
 ния трубопроводов;
- $\rho_{вн}, \rho_{нар}$ - плотности воздуха в трубопрово-
 дах;
- $S_{вн}, S_{нар}$ - площади проходных сечений трубо-
 проводов;
- $R_{др}$ - акустическое сопротивление дрос-
 селирующего элемента; $j = \sqrt{-1}$.



Р и с. 1. Расчетная схема акустического зонда для контроля пера лопатки ГТД при высоких температурах: 1 - испытываемая лопатка; 2 - внутренний (горячий) участок волноводного канала; 3 - корректирующий дросселирующий элемент; 4 - наружный (холодный) участок волноводного канала; 5 - датчик пульсаций давления

В результате преобразований формул (2) получим выражение для частотной функции устройства, связывающей колебания давления, воспринимаемые датчиком пульсаций давления $(P_{вых})_{нар}$, с колебаниями давления на входе в устройство $(P_{вх})_{вн}$:

$$\frac{(P_{вых})_{нар}}{(P_{вх})_{вн}} = \left[\cos \frac{\omega L_{вн}}{c_{вн}} \cos \frac{\omega L_{нар}}{c_{нар}} - \frac{Z_{вн}}{Z_{нар}} \sin \frac{\omega L_{вн}}{c_{вн}} \times \right.$$

$$x \sin \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}} + j \left[\frac{R_{др}}{Z_{нар}} \cos \frac{\omega L_{вн}}{C_{вн}} \sin \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}} \right]^{-1} \quad (3)$$

Динамическая точность устройства определяется его амплитудно-частотной характеристикой, выведенной из уравнения (3):

$$\left| \frac{(P_{вых})_{нар}}{(P_{вх})_{вн}} \right| = \left[\left(\cos \frac{\omega L_{вн}}{C_{вн}} \cos \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}} - \frac{Z_{вн}}{Z_{нар}} \sin \frac{\omega L_{вн}}{C_{вн}} \times \right. \right. \\ \left. \left. x \sin \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}} \right)^2 + \left(\frac{R_{др}}{Z_{нар}} \cos \frac{\omega L_{вн}}{C_{вн}} \sin \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Из анализа зависимости (4) следует, что для равномерной передачи колебаний давления в широком диапазоне частот, соответствующей $\left| \frac{(P_{вых})_{нар}}{(P_{вх})_{вн}} \right| = 1$, необходимо выполнение равенств

$$\frac{\omega L_{вн}}{C_{вн}} = \frac{\omega L_{нар}}{C_{нар}}; \quad Z_{вн} = Z_{нар}; \quad R_{др} = 2 Z_{нар} \quad (5)$$

Скорости распространения волны в трубопроводах определяются по формулам:

$$C_{вн} = \sqrt{K R T_{вн}}; \quad C_{нар} = \sqrt{K R T_{нар}} \quad (6)$$

где K - коэффициент адиабаты;

R - газовая постоянная;

$T_{вн}, T_{нар}$ - температура воздуха во внутреннем и наружном трубопроводах.

Тогда с учетом выражений (6) условия выбора конструктивных параметров трубопроводов (5) можно представить в виде

$$\frac{L_{вн}}{L_{нар}} = \sqrt{\frac{T_{нар}}{T_{вн}}}; \quad \frac{S_{вн}}{S_{нар}} = \sqrt{\frac{T_{нар}}{T_{вн}}} \quad (7)$$

При выбранных в соответствии с равенствами (7) параметрах трубопроводов и акустическом сопротивлении дросселя $R_{др} = 2 \frac{P_{нар} C_{нар}}{S_{нар}}$ колебания давления передаются от входа в устройство к выходу из

него (датчику) без амплитудных искажений, т.е. $A_{ввых} = A_{ввх}$, где $A_{ввых}$ — амплитуда колебаний давления, воспринимаемых датчиком; $A_{ввх} = A_p$ — амплитуда колебаний давления на входе во внутренний трубопровод устройства. При известном $A_{ввых}$ амплитуда виброперемещения пера лопатки на основе равенства (I) определяется формулой

$$A_d = \frac{1}{\kappa \rho_{вн} c_{вн} \omega} A_{ввых} \quad (8)$$

Величина коэффициента пропорциональности κ может быть найдена расчетным путем или начальной калибровкой устройства.

Экспериментальная проверка устройства проводилась при нормальных и высокотемпературных условиях. Для испытаний зонда при нормальных условиях была изготовлена плоская лопатка с первой резонансной частотой колебаний 1060 Гц. Подводящий канал акустического зонда представлял собой два стальных с d_{y4} и $L_{вн} = L_{нар} = 210$ мм трубопровода. На конце наружного трубопровода помещался датчик пульсаций давления ДМИ-0,6. Зонд устанавливался перпендикулярно поверхности испытуемой лопатки на расстоянии трех диаметров трубопровода от конца лопатки вдоль его оси. В процессе испытаний изменялись средний зазор H_0 от 0,5 до 3 мм и амплитуда виброперемещения пера лопатки. Амплитуда колебаний конца лопатки измерялась оптическим методом. Из проведенных экспериментальных исследований следует, что амплитуда колебаний давления линейно зависит от амплитуды виброперемещения пера лопатки. При амплитуде виброперемещения конца лопатки 0,5 мм амплитуда колебаний давления составляет 300 Па. Акустический зонд позволяет контролировать колебания лопатки и при достаточно больших средних зазорах H_0 (до 10 мм), что характеризует малую чувствительность устройства к дрейфу вибростола электродинамического вибратора.

Экспериментальная проверка акустического метода контроля виброперемещения пера лопатки в высокотемпературных условиях проводилась на стенде (рис. 2). Объектом испытаний явилась лопатка первой ступени турбины ГТД. Перед испытаниями осуществлялось термометрирование акустического зонда. Установлено, что в первом приближении подводящий канал акустического зонда состоит из горячего и холодного участков. В соответствии с таким распределением температур по длине зонда были выбраны диаметр и длина трубопроводов: $d_{вн} = 6$ мм; $L_{вн} = 155$ мм; $d_{нар} = 8$ мм; $L_{нар} = 275$ мм. Температура в электри-

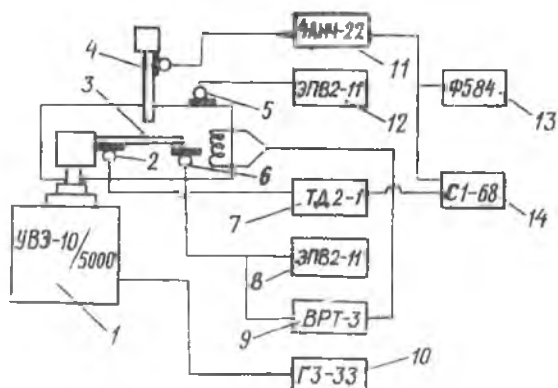


Рис. 2. Принципиальная схема стенда для усталостных испытаний лопатки ГТД: 1 - вибрационная электродинамическая установка; 2 - тензорезисторный датчик напряжения; 3 - испытываемая лопатка; 4 - акустический зонд; 5, 6 - термопара; 7 - усилитель; 8, 12 - электрический потенциометр; 9 - регулятор температуры; 10 - генератор переменных напряжений; 11 - усилитель-преобразователь; 13 - вольтметр; 14 - электронный осциллограф

ческой печи во время испытаний поддерживалась постоянной и равной 1186 К. Испытания лопатки при частоте 1070 Гц (основной тон) показали линейную зависимость амплитуды колебаний давления от вибрационного напряжения у корня лопатки (рис. 3). В результате испытаний в течение 12 ч при высокой температуре установлено, что показания акустического зонда стабильны и соответствуют показаниям тензорезистора механического напряжения в пределах точности измерений.

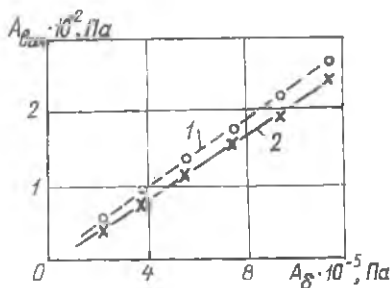


Рис. 3. Зависимость пульсаций давления над испытываемой лопаткой ГТД от амплитуды вибронпряжений у корня лопатки при различных зазорах H_0 : 1 - $H_0 = 3$ мм; 2 - $H_0 = 7$ мм; --- - аппроксимация

Таким образом, предложен метод бесконтактного контроля виброперемещения лопатки при высокотемпературных длительных испытаниях в стендовых условиях. Разработанное на основе указанного метода устройство малочувствительно к среднему зазору, что обеспечивает достаточно точный контроль при дрейфе вибростола электродинамического вибратора. Созданное акустическое устройство внедрено на ряде предприятий отрасли.

Библиографический список

1. *Tabáko J. Ausnutzungsmöglichkeiten von akustischen Signalen in Flüssigkeitsmechanismen // 2 Fachtagung Hydraulik und Pneumatik. - Magdeburg, DDR. - 1977. - Teil 1. - S. 93-103.*

2. Рубинштейн Я.М., Трубилов М.А. Пароструйный метод измерения зазоров в паровых трубах // Теплоэнергетика. - 1958. - № 7. - С. 68-74.

3. Пневматическое устройство для контроля виброперемещений. /В.П.Шорин, А.Г.Гимадиев, Н.Д.Быстров и др. - Положительное решение по заявке №3975630/25 от 29.10.85.

4. Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г. Коррекция акустических частотных характеристик газовых волноводов систем контроля и управления // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. - М.: Машиностроение, 1984. - Вып. 10. - С. 101-109.

УДК 629.7.03-843.8.017.1

И.В.Демьянушко, В.К.Кувейда

ЧИСЛЕННЫЕ МОДЕЛИ КОНТРОЛЯ ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА
АВИАЦИОННЫХ ГТД

В последние годы в отечественной и зарубежной авиапромышленности уделяется большое внимание развитию наземных и бортовых систем контроля технического состояния двигателя, одной из функций которых является контроль выработки ресурса /1/.