

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, М.Е. КОЛОТНИКОВ², В.С. КУДАШИН¹¹*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*²*Научно-технический центр им. А. Люлька, Россия***К ВЫБОРУ ПРЕДСТАВИТЕЛЬНОГО ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА, ВЫЗЫВАЕМОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТЬЮ ПОТОКА НА ВХОДЕ В ГТД**

На основе анализа материалов стендового и летного эксперимента по оценке вибронагруженности лопаток вентилятора авиационного ГТД, вызываемой крупномасштабной турбулентностью воздушного потока на входе, оценена представительность среднеквадратического отклонения (СКО) пульсаций полного давления в абсолютных значениях и в безразмерном виде в качестве эксплуатационного параметра для прогнозирования указанного вида нагружения.

лопатки вентилятора, вибронагруженность, турбулентные пульсации, прогноз**Введение**

Прогнозирование вибронагруженности лопаток КНД (вентиляторов) по параметрам неоднородности воздушного потока на входе позволяет оптимизировать вибрационную доводку определенного класса авиационных ГТД, выявляя проблемы по динамике лопаток на ранних этапах создания двигателя.

В работах [1], [2] и [3] показано, что одним из таких параметров является интенсивность крупномасштабной турбулентности потока, порождаемая совместной работой двигателя со сверхзвуковыми входными устройствами. Там же обосновано, что в качестве меры силового воздействия турбулентности на лопатки можно использовать среднеквадратическое отклонение (СКО) широкополосных пульсаций полного давления на входе в безразмерном виде $\varepsilon_{отн} = \varepsilon_{абс} / P_1^*$, которое линейно связано с вибрационным откликом лопаток.

Настоящие исследования были предприняты в связи с высказанным в [4] сомнением о линейности указанной взаимосвязи и предположении о большей представительности параметра $\varepsilon_{абс}$ для прогноза вибронагруженности лопаток рассматриваемой природы.

Постановка задачи (условия проведения эксперимента)

На генетически близком к обследованному в [4] вентиляторе для заведомо нерезонансных (по частоте вращения N1) установившихся режимах работы изделия в стендовых условиях оценивалось влияние безразмерного параметра $\varepsilon_{отн}$ на вибронагруженность лопаток всех четырех его ступеней при изменении интенсивности турбулентности за счет движения бокового пластинчатого интерцептора. Для повышения точности указанные оценки выполнялись отдельно для различных лопаток и различных форм колебаний лопаточного венца в полосе спектра воздействия, который, согласно [1] при полосе частот замеренного спектра турбулентных пульсаций 10...500 Гц, составлял для рабочих лопаток величину порядка 1000 Гц.

Подобные оценки как для безразмерного параметра ($\varepsilon_{отн}$), так и для абсолютных значений СКО турбулентных пульсаций были выполнены применительно к рабочему колесу I ступени в эксплуатационных условиях работы изделия на объекте при изменении давления на входе P_1^* в диапазоне

значений $0,3 - 1,23 \text{ кгс/см}^2$ и создании турбулентности на входе за счет изменения числа M полета и конфигурации проточной части входного устройства.

Для обеспечения непредвзятости оценок обработка информации выполнялась в автоматизированном режиме по всей располагаемой синхронизированной базе данных о вибрационных процессах и пульсациях с бортового твердотельного накопителя при одинаковом временном окне сглаживания, составлявшего $0,125 \text{ сек.}$

Интенсивность вибропроцессов и пульсаций определялась в СКО. Безразмерная величина $\varepsilon_{отн}$ вычислялась делением среднего значения $\varepsilon_{абс}$, полученного по 5 – 6 замерам пульсаций во входном сечении вентилятора, на среднее значение давления

P_1^* (по 36-ти замерам давления в мерном сечении) при времени осреднения 3 сек.

1. Результаты исследований

Результаты стендового эксперимента с интерцептором на входе показаны на рис. 1. Из рассмотрения рисунка видна линейность экспериментальных зависимостей для трех обследованных ступеней вентилятора (из-за отказа тензодатчиков первая ступень не представлена). О физичности наблюдаемой взаимосвязи, в частности, свидетельствует практическое пересечение линиями регрессии начала координат при экстраполяции их в сторону уменьшения значений $\varepsilon_{отн}$ и σ_{V_0} .

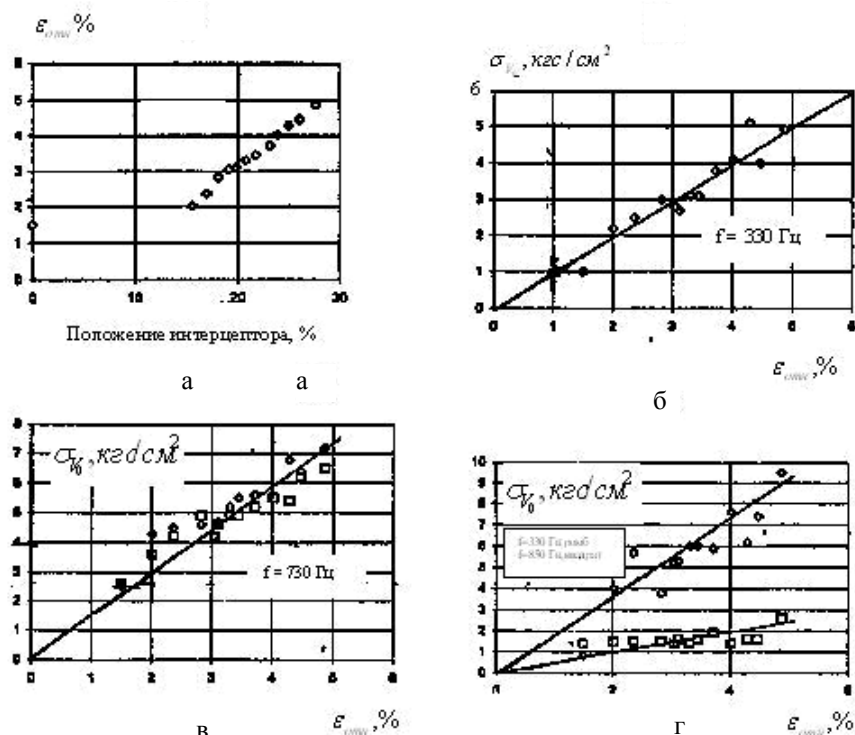


Рис. 1. Влияние положения интерцептора на интенсивность турбулентности на входе в изделие в категориях $\varepsilon_{отн}$ (а) и зависимость уровня вибрационного фона σ_{V_0} в лопатках вентилятора от параметра $\varepsilon_{отн}$ для составляющих вибропроцессора в полосе частот спектра воздействия турбулентности над полкой II ступени (б) и III ступени (в), у корня IV ступени (г) (режим $n_1 = 85,5\%$)

Обращает на себя внимание отличие чувствительности лопаток различных ступеней к турбулентности на входе в вентилятор. Максимальную

вибросенситивность лопаток именно четвертой ступени можно объяснить по меньшей мере двумя одновременно действующими факторами.

Консольным конструктивным исполнением, в котором реализуются более низкочастотные формы, а также дополнительным эффектом перераспределения спектра воздействия турбулентных пульсаций из области низких частот с большей относительной энергией в область высоких частот за счет уменьшения масштаба турбулентности по мере прохождения ее через предыдущие ступени при сохранении общей энергии турбулентности, а возможно и увеличения ее при прохождении вращающихся решеток рабочих колес (не путать с необходимостью учета для вращающихся венцов трансформации замеренного спектра в связи с измерением пульсаций на статоре [1]).

Вполне естественной представляется и

большая виброчувствительность лопаток одной и той же ступени при возбуждении низкочастотной формы колебаний (см. рис. 1, г).

С результатами стендовых исследований согласуются и результаты анализа данных, полученных при работе вентилятора в составе изделия в эксплуатационных условиях.

На рис. 2 приведен каскад спектров вибронпряжений для наиболее нагруженной из обследованных лопаток I ступени вентилятора при изменении турбулентности течения на входе в условиях работы изделия на объекте, а на рис. 3 показан характерный вид замеренного спектра турбулентных пульсаций на входе в изделие в этих условиях.

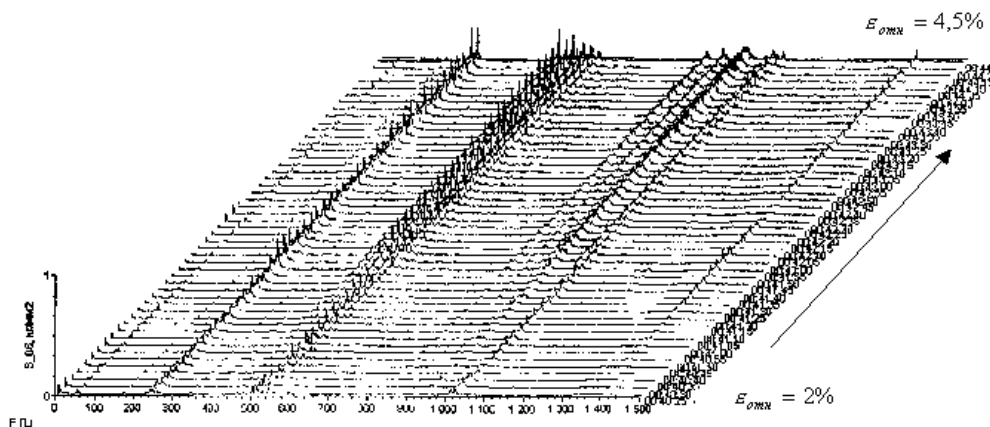


Рис. 2. Каскад спектров вибронпряжений в корневой части лопатки при изменении турбулентности течения перед вентилятором

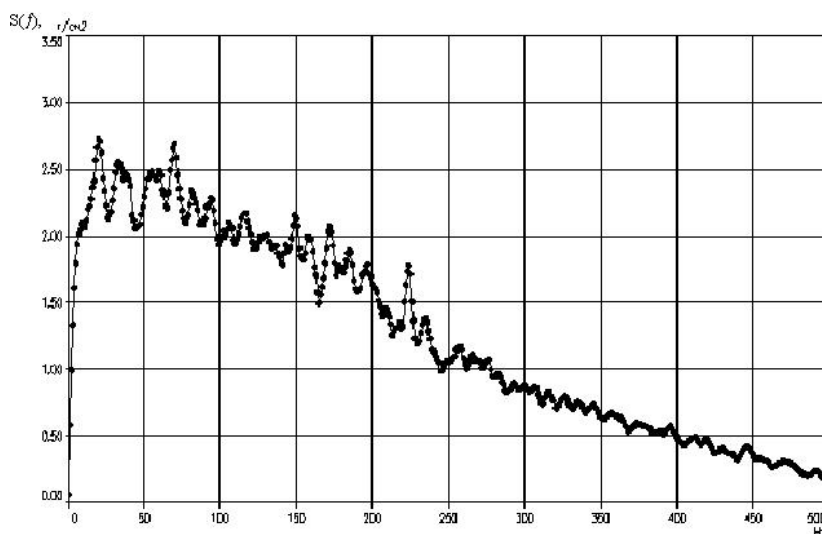


Рис. 3. Характерный вид спектра турбулентных пульсаций полного давления на входе в изделие (время осреднения 15 сек., шаг по частоте 1 Гц, $N_1 = 100\%$, $\varepsilon_{отн} = 4,5\%$)

Из рассмотрения рисунков, в частности следует, что в полном соответствии с [1], несмотря на значимую энергию замеренного спектра пульсаций в полосе всего 10...500 Гц, рабочие лопадки вентилятора возбуждаются в полосе не менее 1000 Гц при заметном вибрационном отклике даже на частоте 1800 Гц !.

Учитывая особенности частотной структуры вибропроцессов в лопатках (см. рис. 2) для дальнейшего анализа были выбраны три основные поло-

сы частот, включающие зонтичную форму колебаний лопаточного венца 150...300 Гц, первую и вторую группы форм 400...650 Гц, 800...1100 Гц соответственно.

На рис. 4 и 5 показаны экспериментальные зависимости интенсивности переменных напряжений в лопатках для суммарного вибропроцесса и для каждой из вышеуказанных форм колебаний от параметров ε_{abc} и $\varepsilon_{отн}$.

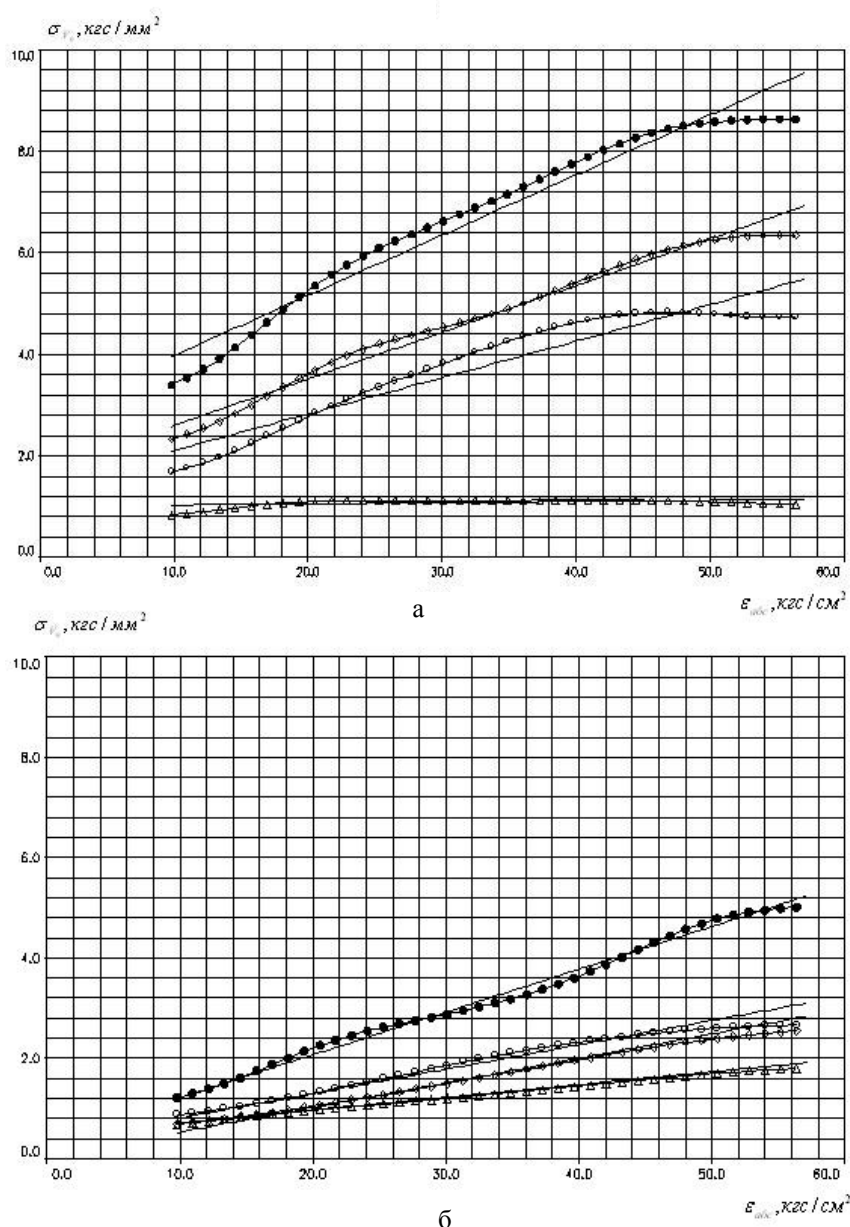


Рис. 4. Изменение интенсивности вибронапряжений σ_{V_0} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

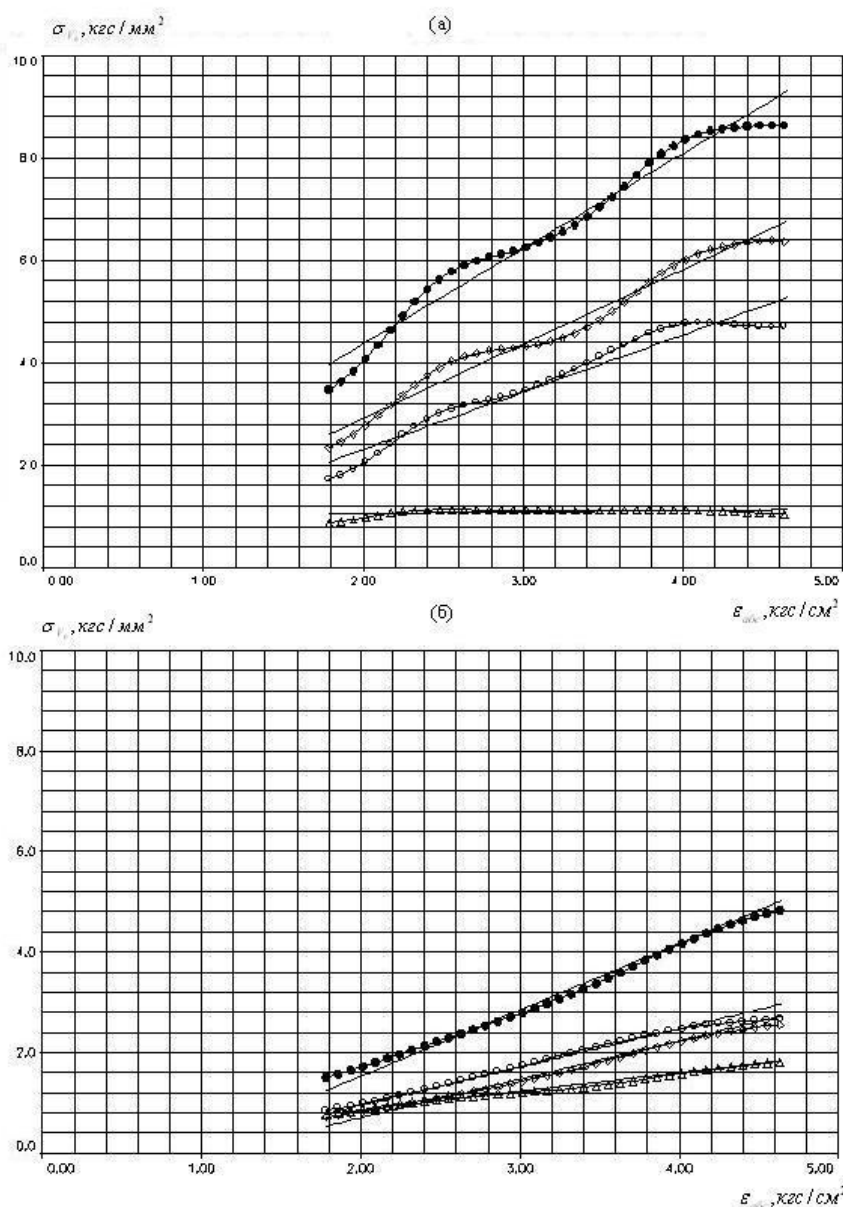


Рис. 5. Изменение интенсивности вибронапряжений σ_{v_n} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

Экспериментальные законы распределения значений вибропроцессов, построенные для каждой из исследуемых форм колебаний (рис. 6 и 7), не противоречат гипотезам о случайности и нормальности [5] суммарных колебаний и их составляющих, что, в частности, позволило масштабировать интенсивность вибронапряжений в зависимостях, показанных на рис. 4 и 5 как оценки максимальных значений огибающих (3 x СКО переменных напряжений)

Из рассмотрения рис. 4 и 5, а также табл. 1 и 2, в которых представлены результаты расчета коэффициентов корреляции и уравнений линейной регрессии для всех вышеуказанных зависимостей, можно сделать вывод о принципиальной возможности использования любого из сопоставляемых параметров ε_{abc} кгс/см² и $\varepsilon_{отн}$ % при оценке виброчувствительности лопаток к турбулентности и соответственно для прогноза вызываемой ею вибронагруженности.

В самом деле, коэффициенты корреляции, рассчитанные по выборкам из 1265 точек, близки к 0,99 и отличаются во втором или третьем знаках. Тем не менее авторское предпочтение остается за безразмерным параметром $\varepsilon_{отн}$, так как в уравне-

ниях линейной регрессии, полученных для больших уровней напряжений (надполочная часть лопатки), а следовательно с меньшими погрешностями измерений, остаточный член оказался существенно меньшим для безразмерного параметра.

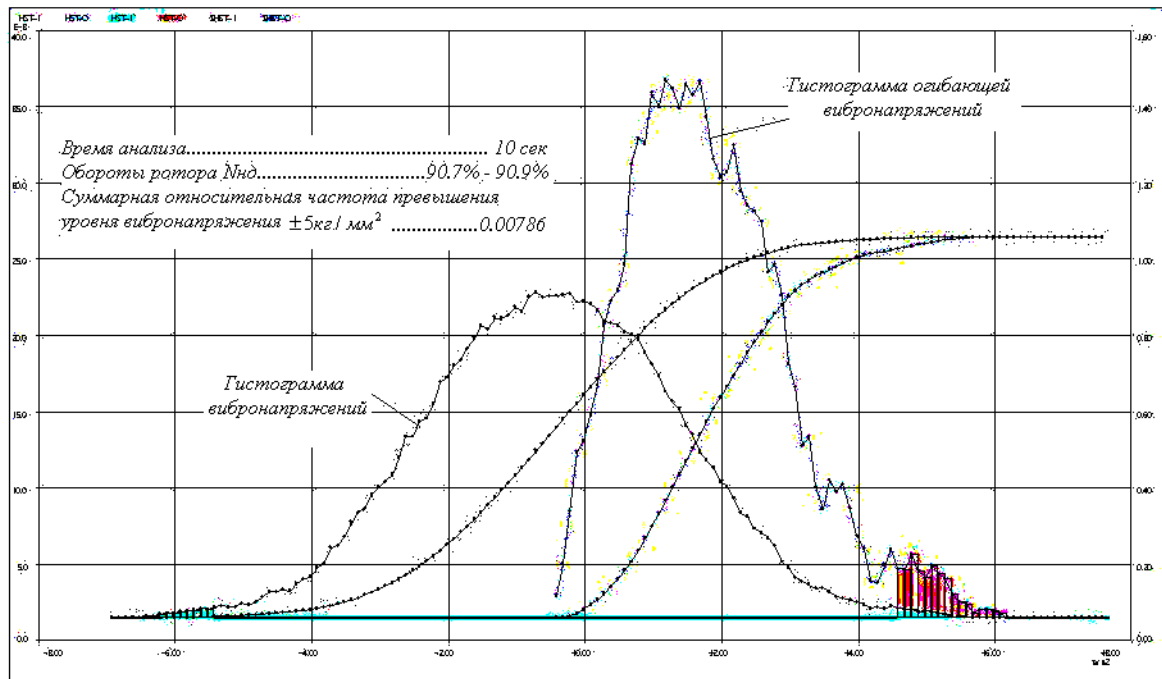


Рис. 6. Экспериментальная оценка законов распределения мгновенных значений и огибающей вибропроцессора при интенсивных корневой части лопаток по зонтичной форме

Из рассмотрения рис. 4 и 5 можно отметить в целом и слабую нелинейность протекания (пологую выпуклость в одну и ту же сторону) экспериментальных зависимостей σ_{V_0} по ε_{abc} , а также синхронную тенденцию к отклонению от линейности всех без исключения зависимостей σ_{V_0} как от ε_{abc} , так и от $\varepsilon_{отн}$ при максимальной интенсивности турбулентности, достигнутой в условиях работы изделия на объекте.

Указанный эффект возможно связан:

- с усилением роли механического демпфирования;
 - с особенностями работы бандажной полки при высоких уровнях случайных колебаний лопаточного венца
- и требует дополнительных исследований.

2. Обсуждение результатов

Отличия полученных результатов от представленных в [4] по-видимому следует искать в различиях постановки эксперимента. В частности, в [4] не оговорено постоянство частоты вращения ротора и отсутствие резонансов от регулярной составляющей неоднородности потока.

Между тем, известно, что вибросensительность лопаток к турбулентности может существенно меняться с изменением физической частоты вращения ротора, в том числе, и возрастая с уменьшением режима по N_1 .

Не менее очевидно и влияние резонанса лопаток, вызываемого регулярной составляющей пространственной неравномерности потока в окружном направлении перед ступенью, на их результирующую

вибронагруженность при одновременном воздействии турбулентности [6]. Любой из двух вышеуказанных эффектов может привести к нелинейности экспериментальных зависимостей вибрационного отклика лопаток от $\varepsilon_{отн}$, да и чрезвычайно большой разброс экспериментальных данных в [4], пре-

вышающей 60% для σ_{V_0} , в том числе, и за счет объединения в единые выборки значений переменных напряжений при различных формах колебаний, не способствует надежному выявлению характера взаимосвязи параметров пульсаций и вибрационного отклика лопаток.

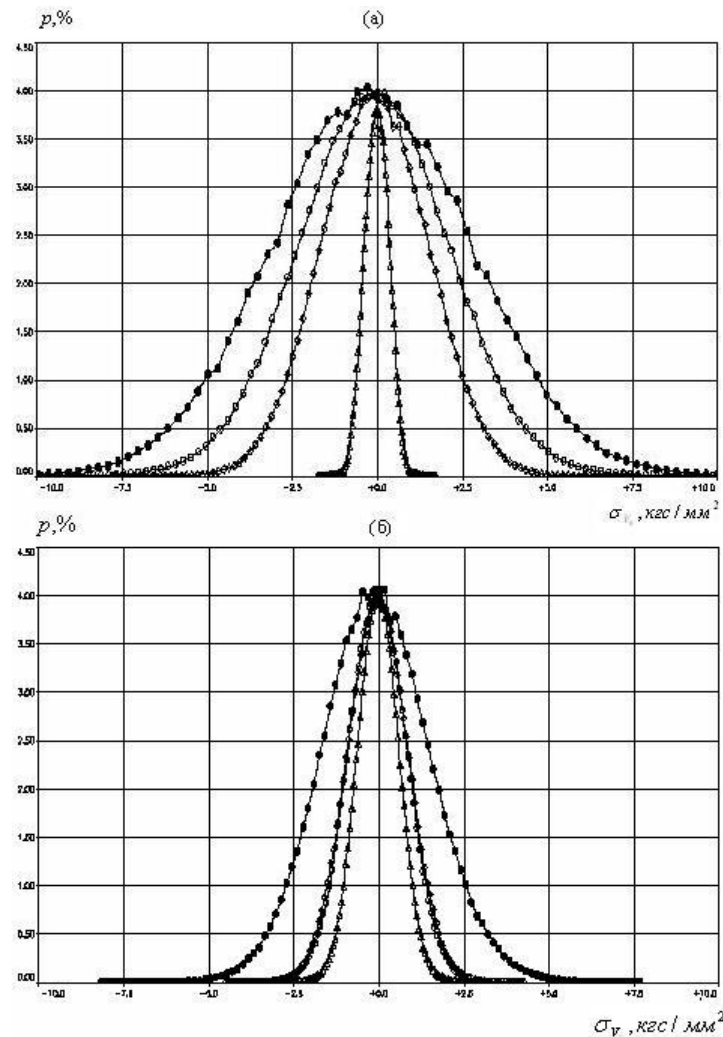


Рис. 7. Экспериментальные законы распределения мгновенных значений вибронапряжений над полкой (а) и у корня лопаток (б) (число независимых отсчетов – 327680, $N_1 = 100\%$, $\varepsilon_{отн} = 4,5\%$)

Таблица 1

Коэффициенты корреляции между вибронапряжениями в лопатке и параметрами турбулентных пульсаций $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц	Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц
У корня	0,9973	0,9842	Сумма	3...8000	Над полкой	0,989	0,998	Сумма	3...8000
	0,9873	0,9863	Зонтичная	150...300		0,925	0,971	Зонтичная	150...300
	0,9975	0,9870	I группа	400...650		0,992	0,96	I группа	400...650
	0,9977	0,9794	II группа	800...1100		0,991	0,996	II группа	800...1100

Таблица 2

Уравнение линейной регрессии для экспериментальных зависимостей вибронпряжений в лопатке от параметров $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	Форма колебаний	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{абс}$, кгс/см ²	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{отн}$, %
У корня	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 85,4 \varepsilon_{абс} + 0,35$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,32 \varepsilon_{отн} - 1,12$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 25,5 \varepsilon_{абс} + 0,45$	$\sigma_{V_3} = 0,37 \varepsilon_{отн} + 0,1$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 48,6 \varepsilon_{абс} + 0,32$	$\sigma_{V_I} = 0,76 \varepsilon_{отн} - 0,58$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 49,0 \varepsilon_{абс} + 0,03$	$\sigma_{V_{II}} = 0,77 \varepsilon_{отн} - 0,84$
Над полкой	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 118,4 \varepsilon_{абс} + 2,8$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,86 \varepsilon_{отн} + 0,65$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 2,32 \varepsilon_{абс} + 1,0$	$\sigma_{V_3} = 0,027 \varepsilon_{отн} + 1,0$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 71,8 \varepsilon_{абс} + 1,39$	$\sigma_{V_I} = 1,12 \varepsilon_{отн} + 0,063$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 92,0 \varepsilon_{абс} + 1,67$	$\sigma_{V_{II}} = 1,45 \varepsilon_{отн} + 0,0042$

Заключение

В результате экспериментальных исследований вибронгруженности лопаток вентилятора, вызываемой турбулентностью течения на входе в изделие при его работе на стенде и в эксплуатационных условиях объекта, подтверждена представительность безразмерного параметра СКО широкополосных пульсаций полного давления воздуха перед вентилятором $\varepsilon_{отн}$ для прогнозирования динамического нагружения его лопаток. Показана также допустимость использования для этой цели и $\varepsilon_{абс}$, но с несколько большей, чем в первом случае, погрешностью из-за большей доли необъясняемого линейной моделью разброса напряжений.

Литература

1. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа. В кн. "Аэроупругость турбомашин". – К.: Наукова Думка, 1980. – С. 159 – 168.
2. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условия полета. В кн. Летные испытания газотурбинных двигателей / Под ред.

Г.П. Долголенко). – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83 – 91.

3. Кулагина В.А., Коровин Б.Б., Максимов В.П., Набатова Н.А., Родов А.Я. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С.166 – 181.

4. Бондаренко М.В., Быков В.И., Егоров И.В., Кулагина В.А. Параметрическое исследование случайных колебаний лопаток // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1985. – № 1127. – С. 165 – 170.

5. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1967.

6. Коровин Б.Б. К прогнозированию уровня резонансных колебаний лопаток компрессоров ГТД // Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 195 – 210.

Поступила в редакцию 2.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Ф. Шорр, Федеральное государственное унитарное предприятие "ЦИАМ им. П.И.Баранова", Россия.