

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

А.В. Петров,

ГП ЗМКБ "Прогресс" им. академика А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

Дефекты и разрушения лопаток компрессоров ГТД в основном происходят от их динамической напряженности.

На современном этапе имеется ряд численных методов (в первую очередь метод конечных элементов [1, 2]) которые с использованием математических моделей высокого уровня позволяют с достаточной точностью рассчитывать частоты и формы собственных колебаний, а также распределение относительных динамических напряжений в лопатках.

Практика и расчет показывают достаточно высокую концентрацию динамических напряжений на кромках хвостовиков лопаток, что в сочетании с достаточно высокой статической напряженностью в этих местах лопаток увеличивают вероятность возникновения усталостных трещин.

Для того чтобы вывести максимальные статические и динамические напряжения из зон концентрации, в лопатках с хвостовиками типа "ласточкин хвост", вставляемых в диск с кольцевым пазом, т.н. хвостовиками "ручейкового" типа (рис. 1, а, б), применяется следующее конструктивно-технологическое мероприятие.

Контактные поверхности хвостовика лопатки изготавливаются с радиусом кривизны меньшим, чем радиус паза диска (см. рис. 1, в).

Аналогичные исследования были проведены фирмой MTU (Германия) [4], однако эффект от этого мероприятия был показан только на распределении статических напряжений в хвостовике лопатки.

Большой интерес представляет получить подобное перераспределение для динамических

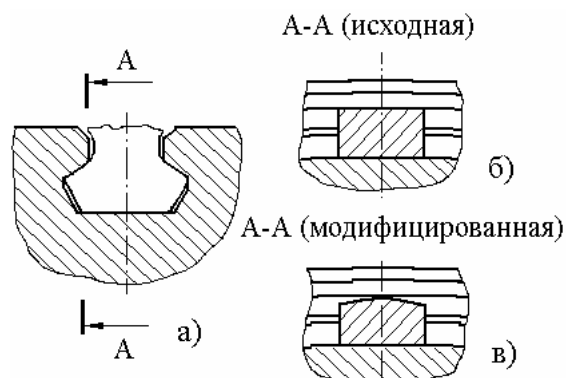


Рис. 1. Варианты конструкции хвостовика

напряжений в хвостовике.

Для решения этой задачи необходимо учитывать контактное взаимодействие в хвостовике при колебаниях лопатки. При этом колебания носят нелинейный характер. Данные колебания относятся к категории упругих колебаний с нелинейной восстанавливающей силой.

Учитывая сложность (а иногда и невозможность) экспериментального определения распределения динамических напряжений в хвостовиках лопаток данного типа, целью данной работы была разработка методики расчета собственных частот, форм и относительных динамических напряжений при вынужденных нелинейных колебаниях лопатки компрессора (в данном случае нелинейность связана с контактным взаимодействием в хвостовике).

Естественно, что традиционными методами модального анализа данную задачу решить невозможно, т.к. они разработаны для решения задач линейных колебаний.

Для решения поставленной задачи использовалось основное уравнение движения при вынужденных колебаниях:

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [C]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [K]\{\mathbf{u}\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$ - матрица масс,

$[C]$ - матрица коэффициентов демпфирования,

$\{\ddot{\mathbf{u}}\}$ - вектор узловых ускорений,

$\{\dot{\mathbf{u}}\}$ - вектор узловых скоростей,

$\{F(t)\}$ - вектор прикладываемых сил.

Решение уравнения (1) основано на схеме прямого интегрирования Ньюмарка [2] в сочетании с методом Ньютона-Рафсона для учета нелинейных эффектов контакта.

В данной задаче демпфирование не учитывалось (т.е. $[C]=0$), а возбуждающая сила $F(t)$ заменялась кинематическим возбуждением (т.е. колебанием основания лопатки) с амплитудой $A(t) = A_0 \sin(\omega t)$.

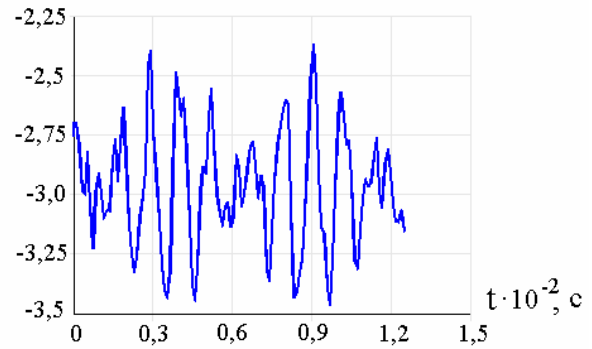
Исследовались колебания рабочей лопатки компрессора авиационного ГТД с хвостовиком "ручейкового типа". Рассматривались два варианта конструкции одной лопатки.

1. Лопатка, у которой радиус кривизны контактной поверхности хвостовика совпадает с радиусом паза диска. В дальнейшем будем ее называть «исходная лопатка» (рис. 1, б).

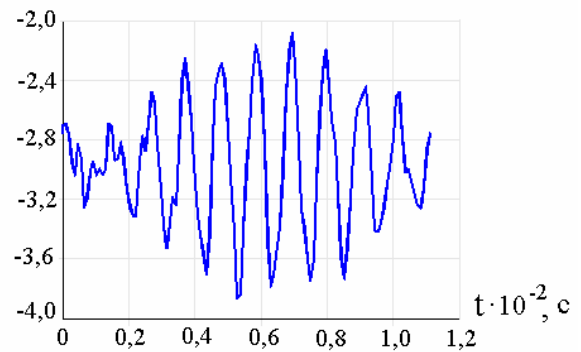
2. Лопатка, у которой радиус кривизны контактной поверхности хвостовика меньше, чем радиус паза диска. За счет этого на краях контактной поверхности возникают зазоры, что приводит к тому, что левая и правая кромки контактной поверхности хвостовика выходят из зоны контакта. Этот вариант конструкции будем называть «модифицированная лопатка» (рис. 1, в).

Ввиду отсутствия данных о действующих на лопатку нестационарных аэродинамических сил, оценка эффективности доработки хвостовика проводилась в относительном сравнении исходной и модифицированной лопаток при одинаковых условиях нагружения.

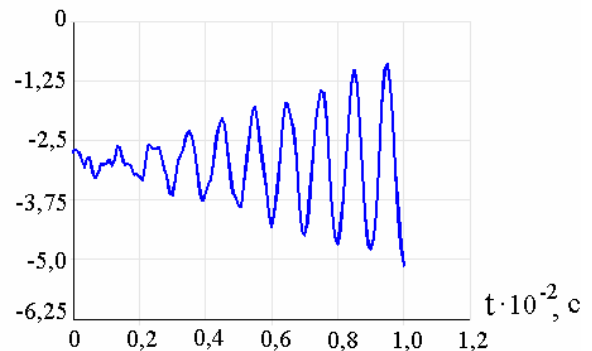
A , мм $f = 800$ Гц (резонанс $f = 1000$ Гц)



A , мм $f = 900$ Гц (резонанс $f = 1000$ Гц)



A , мм $f = 1000$ Гц резонанс



A , мм $f = 1150$ Гц (резонанс $f = 1000$ Гц)

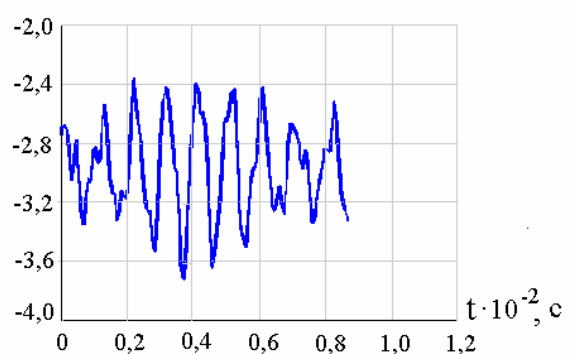


Рис. 2. Записи (реализации) колебаний лопатки

Задача вынужденных нелинейных колебаний лопатки решалась в такой последовательности.

1. Для моделирования предварительного нагружения лопатки в поле центробежных сил в качестве первого шага выполнялся статический расчет лопатки с учетом контакта в хвостовике на оборотах взлетного режима.

2. Далее к напряженной лопатке прикладывалось кинематическое возбуждение с заданной частотой.

3. Получение записей колебаний, т.н. реализаций колебательного процесса, которые представляют собой зависимости амплитуды точки на периферии лопатки от времени.

4. Приложение кинематического возбуждения с другими частотами и получение новых записей колебаний.

5. Построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

6. Определение собственных частот колебаний лопатки по АЧХ.

7. Получение распределения относительных динамических напряжений в лопатке при резонансе.

Точность полученных распределений напряжений определялась путем сравнения с данными эксперимента на вибростенде (без учета вращения лопатки). На рис. 3 показана достаточно хорошая сходимость расчетных и экспериментальных относительных динамических напряжений при колебании исходной лопатки по 1-й изгибной форме.

На рис. 2 показаны записи (реализации) колебаний по 1-й изгибной форме модифицированной лопатки на оборотах взлетного режима при различных частотах возбуждения.

Как известно, когда частота гармонической возбуждающей близка к собственной частоте лопатки, наблюдаются биения [3], которые происходят с частотой, равной разности этих частот (см. рис. 2).

Этот факт позволяет прогнозировать резонансную частоту практически с первого расчета.

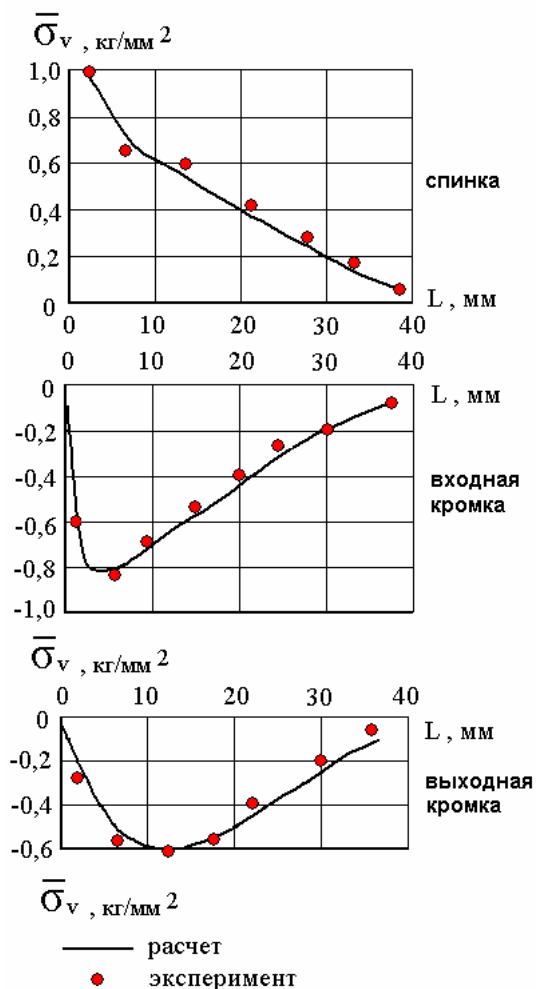


Рис. 3. Тестирование методики расчета

При резонансе (если демпфирование отсутствует) происходит неограниченный рост амплитуды. То, что биения начинаются задолго до резонанса и после него также объясняется отсутствием демпфирования в расчете.

На практике биения также встречаются, однако этот процесс не является стационарным. Свободные колебания вследствие демпфирования постепенно затухают и остаются "чистые" вынужденные колебания.

Собственные частоты лопаток определялись по АЧХ, показанных на рис. 4. Различие в значениях собственных частот лопаток по 1-й изгибной форме, видимо, связано с различной жесткостью заделки хвостовика. Жесткая заделка при модальном анализе дает самую высокую собственную частоту. Условия контакта в исходной и модифицированной лопатках дают соответственно меньшие собственные частоты.

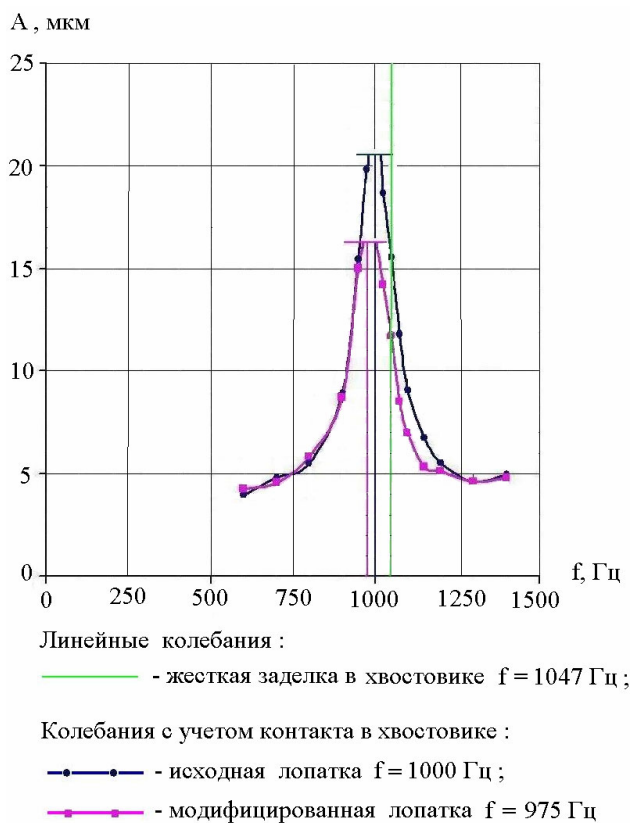


Рис. 4. Амплитудно–частотные характеристики лопаток

На рис. 5 показано распределение относительных эквивалентных (по Мизесу) динамических напряжений в хвостовиках исходной и модифицированной лопаток. Для сравнения также приведено распределение при жесткой заделке хвостовика, полученного из модального анализа. Более неравномерное распределение динамических напряжений на контактной поверхности хвостовика можно объяснить податливостью выступа паза диска и считать более близким к реальному, чем жесткое закрепление, имитирующее абсолютно жесткий диск.

Также на рис. 5 показано перераспределение относительных динамических напряжений в хвостовике модифицированной лопатки (максимальные напряжения переместились от кромок к центру контактной поверхности, т.е. вышли из зоны концентрации).

Этот эффект также иллюстрируют графики распределения относительных динамических напряжений вдоль контактной поверхности

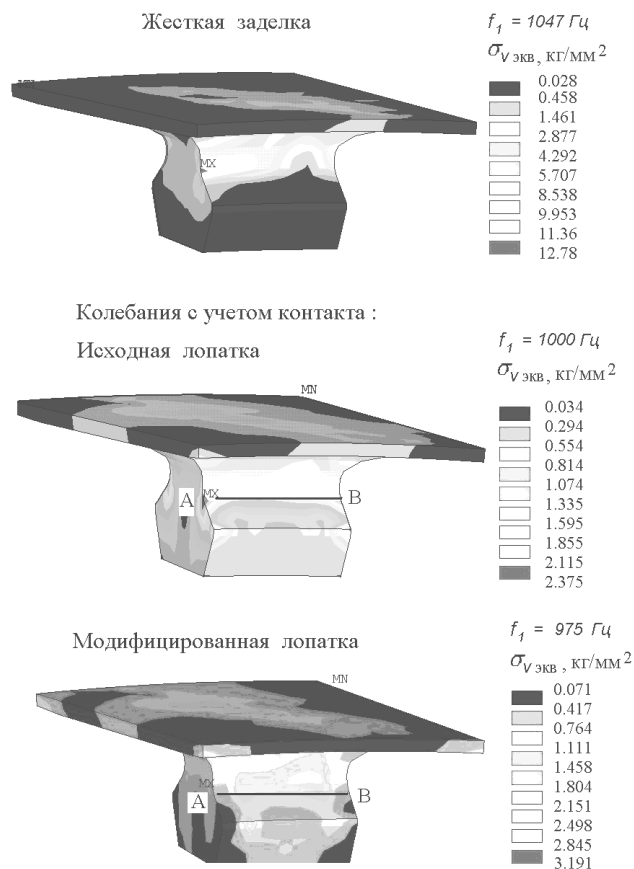
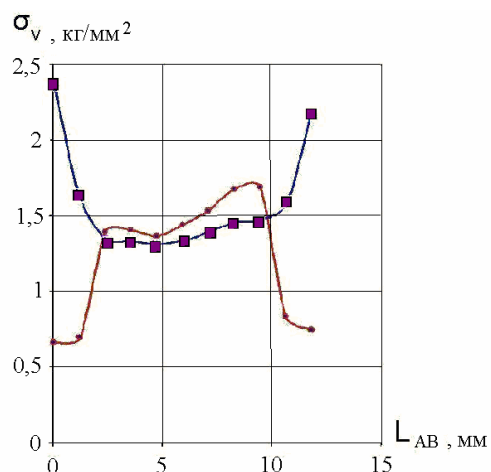


Рис. 5. Распределение относительных динамических напряжений в хвостовике лопаток

хвостовиков (линия АВ на рис. 5) исходной и модифицированной лопаток, приведенные на рис. 6.

Для более корректного сравнения динамической напряженности лопаток с разными радиусами кривизны хвостовиков и дисковых пазов была определена степень нелинейности лопаток данного типа. Расчет был проведен для модифицированной лопатки на резонансе по 1-й изгибной форме на оборотах взлетного режима.

К лопатке прикладывалось кинематическое возбуждение с амплитудой от 0,001 до 0,03 мм, при этом в лопатке возникали динамические напряжения от 0 до 16 кг/мм², что полностью охватывает диапазон возможных динамических напряжений на двигателе. По результатам этих расчетов были получены характеристики в координатах “амплитуда–напряжение”.



Колебания с учетом контакта в хвостовике :

- — исходная лопатка $f = 1000$ Гц ;
- — модифицированная лопатка $f = 975$ Гц

Рис. 6. Распределение динамических напряжений вдоль контактной поверхности хвостовика

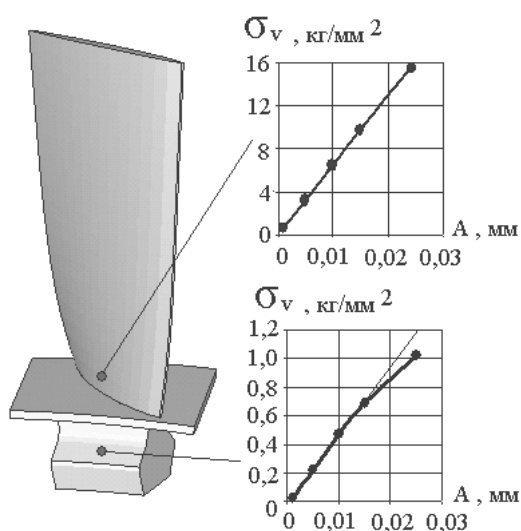


Рис. 7. Оценка степени нелинейности колебаний лопатки

Как видно на рис. 7, колебания пера лопатки имеют чисто линейный характер. Незначительный нелинейный эффект был получен в хвостовике (в точке на середине контактной поверхности), что позволяет делать достаточно корректное сравнение вариантов конструкции лопаток.

Для данной лопатки амплитуда возбуждения выбиралась такой, чтобы величины и распределения динамических напряжений были близки к экспериментальным для данной формы колебаний и режима работы двигателя.

Сравнение исходной и модифицированной лопаток осуществлялось при одинаковом уровне возбуждения и для одинаковых характерных точек на кривых реализации колебаний.

Следует отметить, что данная методика расчета позволяет получать результаты для колебаний со значительно большей степенью нелинейности.

Описанная выше методика расчета позволяет определять собственные частоты, формы и распределения динамических напряжений предварительно напряженных лопаток с учетом контактной нелинейности, что является преимуществом над испытаниями на вибростенде, при которых не моделируется нагружение лопатки от вращения.

Также эту методику можно применить для расчета относительной динамической напряженности бандажированных рабочих колес вентиляторов и турбин.

Учитывая контактное взаимодействие в полках при колебаниях бандажированных колес, можно определить оптимальный угол разъема по полкам.

Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ.— М.: Мир, 1975.— 544 с.
2. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов / Пер. с англ. А.С. Алексева. Под ред. А.Ф. Смирнова.— М.: Стройиздат, 1982.— 448 с.
3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний.— М.: Машиностроение, 1967.— 316 с.
4. Kosing O.E., Scharl R., Schmuhl H.J. Design Improvements of the EJ200 HP Compressor: From Design Verification to a Future All Blisk Version. ASME-2001-GT-0283.

Поступила в редакцию 15.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; Гл. конструктор Г.Р. Крицын, ГП ЗМКБ «Прогресс» им А.Г. Ивченко, г. Запорожье.