

УДК 629.7.036.34

А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова

Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева
(национальный исследовательский университет), Россия

К ВОПРОСУ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГТД

В статье освещены подходы к расчету вынужденных колебаний лопаток осевых компрессоров газотурбинных двигателей. С помощью CFD-расчета определена окружная неравномерность потока, вызывающая вынужденные колебания лопаток. Расчетная модель включает в себя лопатки направляющего аппарата, лопатки исследуемого рабочего колеса, лопатки направляющего аппарата после рабочего колеса, стойки опоры и лопатки выходного направляющего аппарата. Проведен модальный расчет и расчет вынужденных колебаний лопаток в программе ANSYS, при этом осуществлен импорт нагрузки из газодинамического расчета, с последующим разложением ее в ряды Фурье. Определены резонансные частоты и напряжения. Даны рекомендации по снижению уровня резонансных напряжений.

Ключевые слова: двигатель, компрессор, лопатка, опора, ANSYS, CFX, вынужденные колебания, ряд Фурье.

Введение

Основным источником возбуждения колебаний рабочего колеса (РК) газотурбинного двигателя является окружная неоднородность газового потока, обтекающего лопатку. Она проявляется в виде неоднородности поля скоростей и поля давлений в потоке перед и за РК. Неоднородность приводит к тому, что интенсивности газовой нагрузки в окружном и радиальном направлениях непостоянны по окружности проточной части. В результате чего на любую из лопаток при вращении РК действует непостоянная по величине интегральная газодинамическая сила Q_{Γ} [1].

Поскольку газодинамическая сила Q_{Γ} является периодической величиной, т.е. $Q_{\Gamma}(\alpha) = Q_{\Gamma}(\alpha + 2\pi)$, то ее можно разложить в ряд Фурье:

$$Q_{\Gamma} = \sum_{m_b}^{\infty} Q_m \cdot \cos(m_b \alpha - \gamma_m) = \sum_{m_b}^{\infty} Q_{\Gamma m}, \quad (1)$$

где Q_m - амплитуда составляющей гармоники, m_b - номер гармоники, α - центральный угол, γ_m - фазовый сдвиг по окружности.

Разложение (1) позволяет газовую нагрузку, имеющую сложный характер распределения по

окружности, представить в виде суммы составляющих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь волн нагрузки, укладываемых по окружности проточной части.

Для вращающегося рабочего колеса любая из составляющих в разложении (1) является возбуждающей гармоникой, представляющей собой цепь назад бегущих волн. Нагрузка вращается с угловой скоростью ω , равной угловой скорости вращения РК, таким образом, окружная неоднородность газового потока для колеса эквивалентна воздействию бесконечной совокупности возбуждающих гармоник, каждая из которых представляет собой цепь m_b назад бегущих волн нагрузки, совершающей гармонические колебания во времени с частотой $f_g = m_b n_c$, где

$$n_c = \frac{\omega}{2\pi}.$$

1. Расчетное исследование окружной неравномерности потока

Для определения окружной неравномерности потока, вызванной средней опорой, была создана расчетная модель, состоящая из лопаточных венцов четвертого направляющего аппарата (НА), пятого РК и НА пятой ступени компрессора среднего давления (КСД), а также средней опоры и входного направляющего аппарата компрессора высокого давления (КВД) (рис. 1).

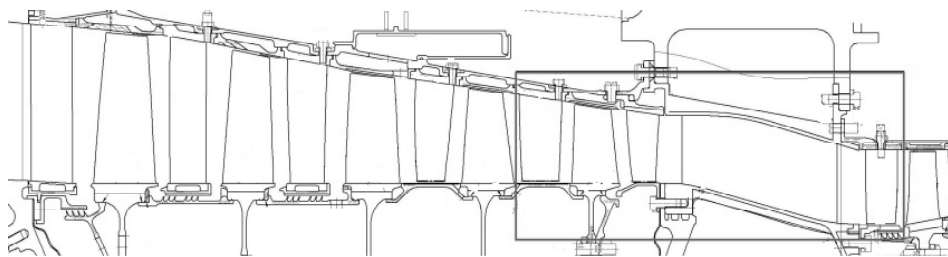


Рис. 1. Лопаточные венцы, используемые для расчета

Необходимо отметить, что все лопаточные венцы моделировались не одним межлопаточным каналом, а полной моделью проточной части по окружности. Суммарное количество элементов сетки составило 40 млн.

Расчетная модель изображена на рис. 2.

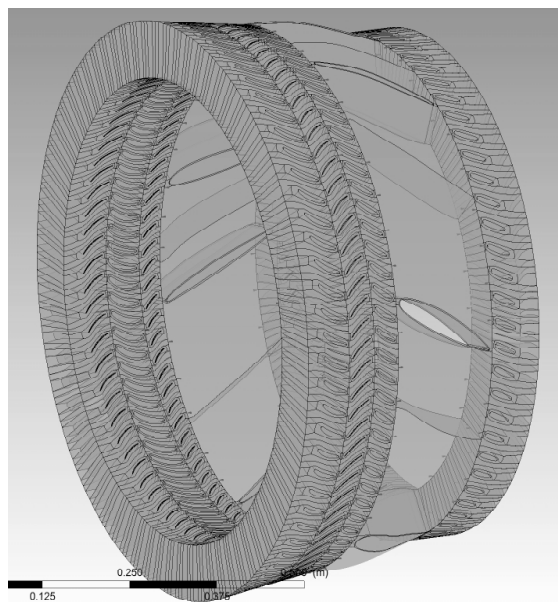


Рис. 2. Расчетная модель для определения окружной неравномерности потока

При моделировании в качестве граничных условий использовались эпюры распределения по высоте проточной части полного давления, полной температуры и углов потока, полученные из расчета секторной модели КСД (рис. 3).

В качестве интерфейса между доменами использовался интерфейс без осреднения параметров потока в окружном направлении.

Расчет модели проводился с использованием суперкомпьютера СГАУ «Сергей Королев». Решение проводилось на 256 ядрах и заняло 6 часов.

Анализ структуры потока в лопаточных венцах четвертого НА, пятого РК, пятого НА КСД, средней опоры и входного направляющего аппарата КВД выявил, что в области стоек наблюдается существенная окружная неравномерность потока. В частности, наличие нижней стойки опоры приводит к отрыву потока в близлежащих лопатках пятого НА, пятого РК и даже четвертого НА (рис. 4), что существенно меняет распределение газовой нагрузки по поверхности пятого РК.

На заключительном этапе анализа структуры потока в последних венцах КСД проводился экспорт распределения давления потока по поверхности всех лопаток исследуемого пятого РК в Ansys Mechanical. Экспорт выполнялся при помощи текстовых файлов, содержащих координаты узлов на поверхности всех лопаток пятого РК и соответствующие им значения давления потока.

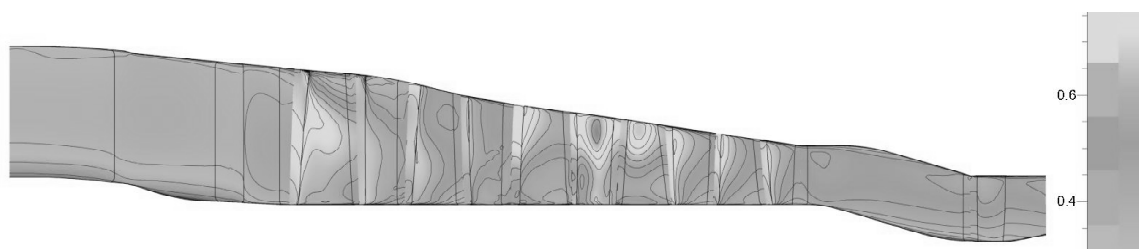


Рис. 3. Секторная модель КСД

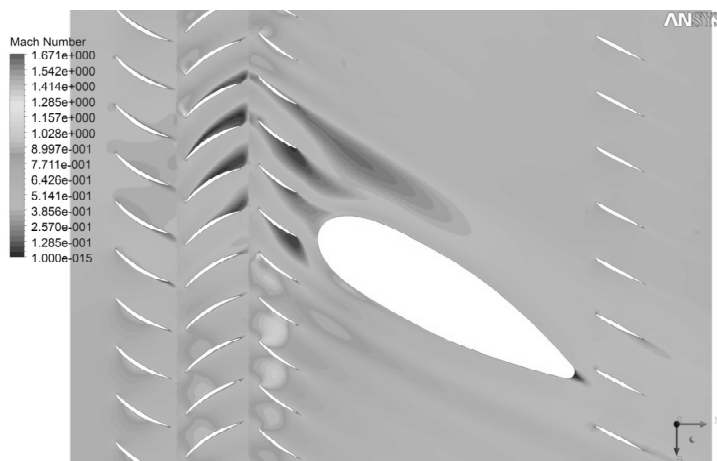


Рис. 4. Поле чисел Маха вблизи первой стойки опоры

2. Определение амплитуды возбуждающих гармоник

В Ansys Mechanical создавалась конечно-элементная модель (КЭМ) лопаток рабочего колеса пятой ступени компрессора для последующего импорта давления из CFD расчета.

Анализ собственных форм колебаний рабочего колеса пятой ступени показал, что колебания его лопаток и диска являются слабо связанными. Поэтому в расчетной модели диск принимается абсолютно жестким. КЭМ лопатки представлена на рис. 5.

Так как сетка CFD в расчете отличается от сетки в Ansys Mechanical, необходимо с помощью матричных операций проинтерполировать давление по перу лопатки. После этого нагрузка в сходственных узлах [1] раскладывалась в ряд Фурье. Анализ полученных результатов показал, что максимальную амплитуду имеет 7-я гармоника (совпадает с числом стоек опоры), высокие амплитуды также у 5 и 12 гармоник.

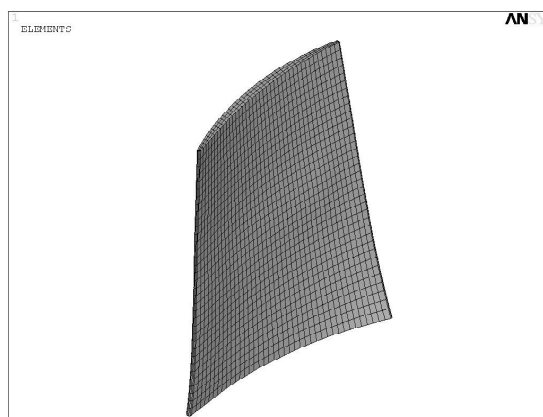


Рис. 5. Конечно-элементная модель пера лопатки

Резонансные режимы работы определялись резонансной диаграммой (рис. 6), для построения которой проводился модальный расчет лопатки с учетом угловой скорости вращения РК и температуры потока.

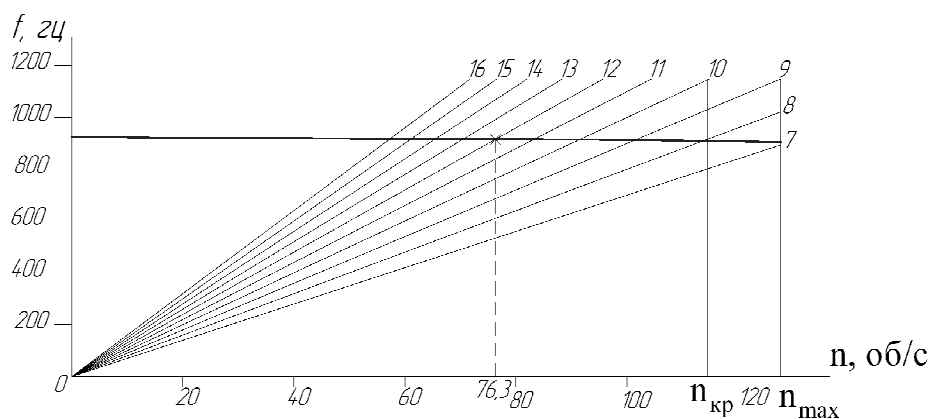


Рис. 6. Резонансная диаграмма РК пятой ступени КСД

Из диаграммы видно, что в рабочем диапазоне частот вращения ротора резонансы рабочего колеса возможны с гармониками, номера которых начинаются с 8 гармоники. Из них максимальную амплитуду имеет 12 гармоника. Как показал эксперимент, максимальные динамические напряжения в РК пятой ступени возникают при его резонансе с 12 гармоникой, т.е. расчет качественно совпал с экспериментом.

3. Определение переменных напряжений на резонансном режиме работы

Для определения переменных напряжений на резонансе строилась амплитудно-частотная характеристика РК.

Для этого выполнялся ряд нестационарных расчетов с изменением угловой скорости вращения ротора. На каждом режиме работы двигателя рассчитывалась нагрузка на лопатки и амплитуды возбуждающих гармоник.

При вынужденных колебаниях амплитуду на резонансных режимах определяет уровень демпфирования в системе. В первом приближении демпфирование задавалось как вязкое, на основе экспериментальных данных по испытаниям лопаток из титановых сплавов.

Расчет вынужденных колебаний в Ansys Mechanical APDL велся вблизи резонансной частоты вращения РК (76,3 об/с). Задавалось 7 различных частот вращения, на каждой из которых велся расчет до установления колебаний с постоянной амплитудой. АЧХ РК представлена на рис. 7.

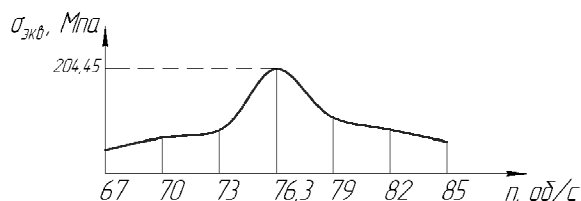


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика лопатки

Максимальный уровень резонансных напряжений σ_V составил 204,45 МПа. При этом статическое напряжение σ_m оказалось равным

39,7 МПа. Таким образом, уровень резонансных напряжений значительно превышает статические и является недопустимо высоким.

4. Возможные пути снижения уровня напряжений в лопатке на резонансном режиме

С газодинамической точки зрения существует несколько путей снижения окружной неравномерности, вызванной наличием средней опоры, а, как следствия, и снижение динамических напряжений на пятом РК КСД.

1) Перепрофилирование стоек опоры с целью меньшего их влияния на соседние ЛВ. Более обтекаемая форма стоек опоры, особенно в области входной кромки, может привести к значительному увеличению пропускной способности близлежащих межлопаточных каналов лопаток пятого НА.

2) Введение разношаговицы и перепрофилирование отдельных лопаток пятого НА, позволит перераспределить расход через межлопаточные каналы пятого НА и улучшить обтекание стоек опоры.

3) Увеличение осевого зазора между лопатками пятого НА и опорой позволит снизить влияние опоры на предыдущий пятый направляющий аппарат, что благоприятно скажется на структуре потока в области ЛВ пятой ступени.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010

Литература

1. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.
2. Аксенов А.П. Математический анализ (ряды Фурье) [Текст]: учебн. пособие. /А.П. Аксенов. – СПб.: Нестор, 1999.- 85 с.
3. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок (том V) [Текст]: учебник для ВУЗов. / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. - 198 с.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмакова. До питання чисельного дослідження вимушених коливань лопаток компресора ГТД

У статті висвітлено підходи до розрахунку вимушених коливань лопаток осьових компресорів газотурбінних двигунів. За допомогою CFD-розрахунку визначена окружна нерівномірність потоку, що викликає вимушені коливання лопаток. Розрахункова модель включає в себе лопатки направляючого апарату, лопатки досліджуваного робочого колеса, лопатки направляючого апарату після робочого колеса, стійки опори і лопатки вихідного направляючого апарату. Проведено модальний розрахунок і розрахунок вимушених коливань лопаток в програмі ANSYS, при цьому здійснено імпорт навантаження з газодинамічного розрахунку, з наступним розкладанням його у ряди Фур'є. Визначено резонансні частоти і напруги. Дано рекомендації по зниженню рівня резонансних напруг.

Ключові слова: *двигун, компресор, лопатка, опора, ANSYS, CFX, змушені коливання, ряд Фур'є.*

A.O. Shklovets, G.M. Popov, D.A. Kolmakova. Issues of numerical investigation of forced axial compressor blades oscillations

The approaches to calculation forced axial compressor blades oscillations are described in present paper. The flow circumferential variation that results in forced blade oscillations was evaluated with CFD methods. The calculated model includes guide vane blades, the researched working wheel's blades, guide vane blades behind working wheel, prop ranks and output guide vane blades. A modal calculation and the calculation of forced blade oscillations were carried out with ANSYS software, thus strain's import from gas dynamics calculation with its subsequent decomposition in Fourier's ranks was made. Resonance frequencies and stresses were calculated. Recommendations for reducing lever of resonance stresses are given.

Key words: *Gas turbine engine, compressor, ANSYS, forced blade oscillations.*