

УДК 539.3

**Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, Н.Ю. ОВЧАРОВА¹, П.Н. КУЛАКОВ¹, С.Б. КУЛИШОВ²,
А.Н. СКРИЦКИЙ²**¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков,*²*ГП НТКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина*

ПРОБЛЕМЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТОЧНОМ АППАРАТЕ КОМПРЕССОРА ГТД В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ПОТОКЕ

Колебания лопаточного аппарата компрессора ГТД в газовом потоке анализируются на основе трехмерной конечно-элементной модели лопаток и модели трехмерного потока газа с учетом вязкости, турбулентности и диссипации. Проводится расчет параметров нестационарного потока в проточной части компрессора. Выделяется система третьей ступени, включающая венцы рабочих и направляющих лопаток на входе и выходе. Проводится анализ динамических напряжений в рабочих лопатках третьей ступени. Учитывается воздействие гармоник возмущающих сил на установившемся и переходных режимах. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток в потоке.

Ключевые слова: компрессор, лопатки, колебания, газовый поток, МКЭ, динамические напряжения

Введение и постановка задачи

Удельная мощность современных ГТД постоянно растет, что ведет к увеличению интенсивности газодинамических нагрузок на лопаточный аппарат, в первую очередь, компрессоров. Анализ динамической прочности лопаточного аппарата является актуальной проблемой и решению ее посвящен ряд работ, в том числе [1 – 5]. Сложность проблемы связана с необходимостью анализа взаимодействия газодинамического потока со всей системой направляющих и рабочих лопаток. Достаточно подробные решения задачи для отдельных ступеней связаны с недостаточной информацией о параметрах потока на входе и выходе отдельной ступени в реальном компрессоре. Поэтому приходится начинать с более упрощенного решения о параметрах потока во всей проточной части компрессора. Потом выделяются системы отдельных ступеней с венцами направляющих и рабочих лопаток, для которых возможно получить уточненные решения. Выделение нестационарной составляющей потока также представляет сложную задачу. Поэтому нестационарные возмущающие нагрузки ищутся в узких диапазонах частот опасных гармоник [6, 7]. Такие частоты на установившихся режимах кратны скорости вращения ротора и числу источников возмущения по окружности (числу направляющих лопаток или стоек). Кроме того ряд резонансов возникает на переходных режимах [7, 8].

В работе рассматривается проточная часть компрессора, в которой расположены 4 рабочие ступени, 5 направляющих ступеней и стойки. Построены трехмерные конечно-элементные модели лопаточного аппарата совместно с трехмерной моделью потока. Рабочие лопатки считаются деформируемыми и упругими, направляющие лопатки и стойки являются недеформируемыми. Трехмерная конечно-элементная модель потока на основе уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации (k-ε модель) [5] позволяет провести расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора.

1. Анализ параметров потока

Скорость вращения лопаток компрессора равна 837 рад/с. Под действием центробежных сил происходит деформация лопаток, в частности, их раскрутка. Колебания лопаток происходит относительно их деформированного положения [6].

На основании сформированных конечно-элементных моделей и методик расчетов был проведен численный анализ параметров газодинамического потока в проточной части компрессора. Поле давлений в среднем сечении сектора проточной части приведено на рис. 1. Сама упругая система и поле давлений не обладают осевой или поворотной симметрией. Поэтому выделение сектора потока является условным.

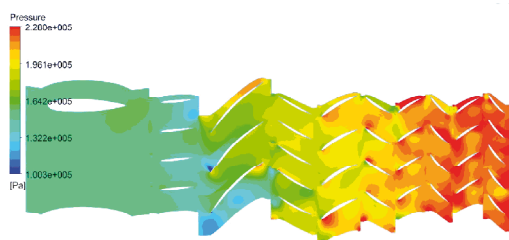


Рис. 1. Поле давлений в среднем сечении проточной части компрессора

На основе этих данных проводится расчет полей скоростей и давлений в газодинамическом потоке в системах отдельных ступеней. Системы каждой ступени включают венцы рабочих лопаток и направляющих лопаток на входе и выходе. Система отдельной ступени является более простой чем вся проточная часть, что позволяет провести в каждой из них уточненный расчет с учетом отсутствия поворотной симметрии.

В предыдущих работах [6-8] рассматривались особенности колебаний лопаток первой и второй ступени в потоке. Поэтому в данном случае рассмотрены поля скоростей (рис. 2) и давлений (рис. 3) в третьей ступени.

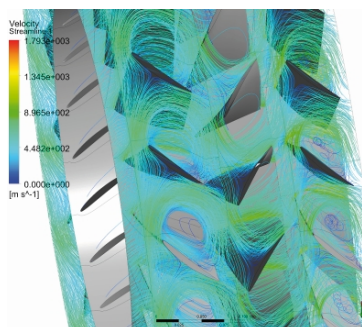


Рис. 2. Фрагмент поля скоростей и линий тока в системе третьей ступени

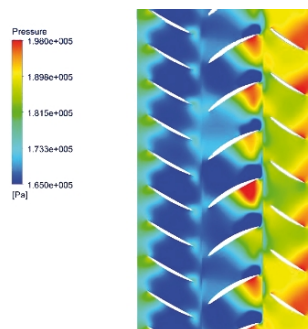


Рис. 3. Распределение давлений в потоке в системе третьей ступени

Виден турбулентный характер потока газа в системе направляющих и рабочих лопаток.

Рис. 3 показывает снижение давлений со стороны спинки рабочих лопаток и повышение давлений со стороны корыта, особенно у выходной кромки лопаток.

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке, что позволяет получить распределение амплитудных значений давлений на обоих сторонах лопатки

2. Анализ динамических напряжений в лопатках третьей ступени

На стационарных режимах для третьей ступени проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу оборотов $n = 7500$, а также с частотой 3000 Гц, что соответствует гармонике nz , где $z = 24$ (числу направляющих лопаток третьей ступени). Для примера, показано воздействие гармоник с частотами 125 Гц и 3000 Гц на стационарном режиме (рис. 4, 5).

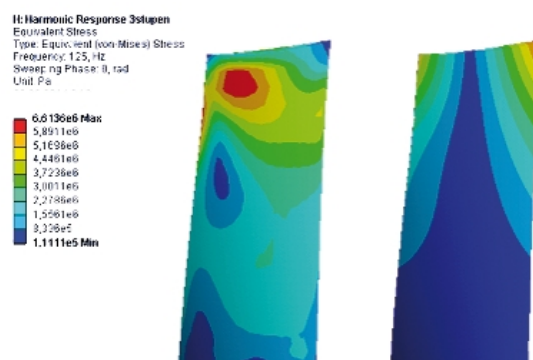


Рис. 4. Поля эквивалентных напряжений (слева) и перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 125 Гц

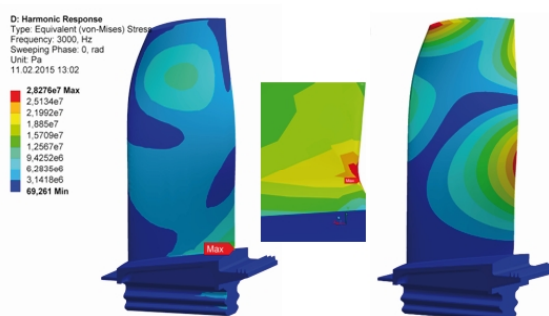


Рис. 5. Поля эквивалентных напряжений и их фрагмент (слева) и поля перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 3000 Гц

При колебаниях с частотой 125 Гц эквивалентные напряжения не превышают 7 МПа и расположены на периферии, колебания происходят по форме близкой к первой крутильной. Вынужденные колебания с частотой 3000 Гц происходят по преимущественно второй кру-

тильной форме, максимальные эквивалентные напряжения расположены в корне лопатки у выходной кромки и не превышают 29 МПа.

Для третьей ступени согласно диаграмме Кэмпбелла (рис. 6) на переходных режимах гармоники $k = 1$ и $k = 2$ не вызывают резонанса. Гармоника $k = 3$ вызывает резонанс с частотой 330 Гц, а гармоника $k = 4$ вызывает резонанс с частотой 275 Гц.

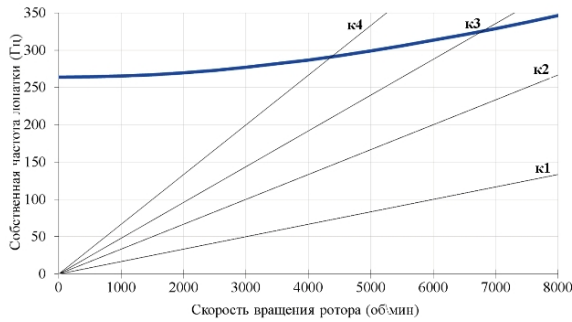


Рис. 6. Кэмпбелл-диаграмма для рабочего колеса третьей ступени

Распределение напряжений и перемещений в рабочей лопатке третьей ступени под действием третьей гармоники показано на рис. 7.

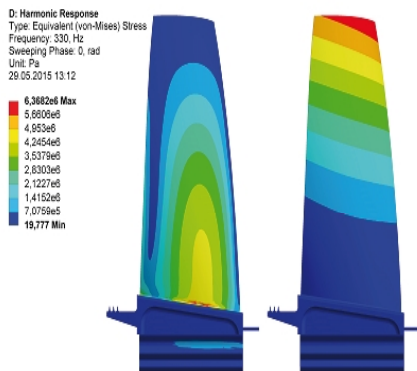


Рис. 7. Поля эквивалентных напряжений (слева) и поля перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 330 Гц

На переходных режимах колебания происходят по формам близким к первой изгибной, а эквивалентные напряжения не превышают 6,4 МПа.

Наиболее возбудимыми для лопаток рабочего колеса третьей ступени оказывается первая изгибная и первая и вторая крутильные формы.

В целом лопатки третьей ступени оказываются менее напряженными, чем лопатки первой и второй ступеней.

Выводы

Серия работ [6-8] и данная позволяют получить представление о напряжениях в лопатках рабочих колес компрессора. Анализ параметров газодинамического потока проводится поэтапно: упрощенно для всей проточной части и уточнено для отдельных ступеней. Это позволяет снизить размерность задачи на каждом этапе. Анализ амплитуд гармоник возмущающих сил проводится в узком диапазоне частот, которые определяются заранее.

Наиболее напряженными являются первая и вторая ступени [6-8], однако, анализ напряженного состояния всех ступеней позволяет избежать пропуска опасных режимов.

Наибольшие вибрационные напряжения не превышают 50 МПа. Наибольшие напряжения возникают под действием окружных неравномерностей потока, вызываемых стойками и направляющими венцами с числом лопаток 26 и 30. Анализировалось воздействие максимально возможных значений возмущений. С учетом этого фактора и демпфирования колебаний в материале и замковых соединениях максимальные напряжения в лопатках первой ступени будут еще меньше. Наиболее возбудимыми оказываются преимущественно первые изгибные формы и первые и вторые крутильные формы. Использование вычислительных систем большой мощности открывает дополнительные возможности решения общей проблемы [2]. Однако, необходимые решения могут достигаться благодаря накопленному опыту и взаимодействию с представителями промышленности.

Литература

1. Биргер И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. А. Биргер, Б.Ф. Шорр - М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
2. Шкловец А.О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока [Текст] / А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмокова // Авиационно-космическое машиностроение. Известия Самарского научного центра РАН. — 2012. —Т.14, №1(2) — С. 517 -521.
3. Rzdkowski R. Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the Turbine Stage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes [Text] / R. Rzdkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, L. Kubitz // Journal of Vibration Engineering, and Technologies, 2014. — 2(2) — P. 89 — 95.

4. Лугина Н.С. Влияние нестационарности газового потока на аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. Численное моделирование и эксперимент [Текст] / [Н.С. Лугина, М.В. Кузьмин и др.]. // Вестник двигателестроения. – Запорожье, АО «Мотор Сич» – 2006. – №3. С. 21 – 25.

5. Рублевский Е.Ю. Численное исследование двухступенчатого вентилятора [Текст] / Е.Ю. Рублевский, Д.А. Плакущий, В.И. Письменный, Ю.А. Кваша // Вестник двигателестроения. – Запорожье, АО «Мотор Сич» – 2013. №2. С. 169 – 176.

6. Воробьев Ю.С. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД [Текст]

/ Ю.С. Воробьев, Романенко В.Н. и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – №10 (107). – С. 55 – 59.

7. Воробьев Ю.С. Вынужденные колебания ступени компрессора ГТД в потоке. [Текст] / [Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, П.Н. Кулаков, и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАКУ «ХАИ». – 2014. 8 (115). – С. 152 – 155.

8. Воробьев Ю.С. Моделирование колебаний лопаток компрессоров ГТД в нестационарном потоке [Текст] / [Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, П.Н. Кулаков и др.] / Вибрации в технике и технологиях. – Львов. – 2014. – №3(75). С. 50 – 56.

Поступила в редакцию 22.07.2015

**Ю.С. Воробйов, Н.Ю. Овчарова, П.М. Кулаков, С.Б. Кулішов, А.Н. Скрицький.
Проблеми аналізу динамічних напружень в лопатковому апараті компрессора ГТД в газодинамічному потоці**

Коливання лопаткового апарату компрессора ГТД в газовому потоці аналізуються на основі тривимірної скінчено-елементної моделі лопаток і моделі тривимірного потоку газу з урахуванням в'язкості, турбулентності і дисипації. Проводиться розрахунок параметрів нестационарного потоку в проточній частині компрессора. Виділяється система третьої ступені, що включає вінці робочих і напрямних лопаток на вході і виході. Проводиться аналіз динамічних напружень в робочих лопатках третьої ступені. Враховується вплив гармонік збуджуючих сил на сталому та перехідних режимах. Виявлені найбільш небезпечні режими коливань лопаток в потоці.

Ключові слова: компрессор, лопатки, коливання, газовий потік, МСЕ, динамічні напруження.

Iu.S. Vorobiev, N. Iu. Ovcharova, P.N. Kulakov, S.B. Kulishov, A.N. Skrickiy. Problems of dynamic stress analysis in blading GTE compressor in the gasdynamic flow

The blading compressors vibrations of gas turbine engines in the gas flow are analyzed on the basis of 3-D finite element model of the blades and a 3-D model of gas flow with taking into account viscosity, turbulence and dissipation. The calculations parameters of unsteady flow in the flow part of the compressor are conducted. The system of the third stage, including crowns of the working vanes and the guide vanes at inlet and outlet is allocated. The analysis of the dynamic stresses in the working blades of the third stage is conducted. Take into account the impact of harmonics perturbing forces at steady state and transient conditions. The most dangerous oscillation modes blades in the flow are revealed.

Key words: compressor, blades, vibrations, gas flow, FEM, dynamics stresses.