

Воробьев Ю. С.

Овчарова Н. Ю.

Кулаков П. Н.

Тыртышников К. Д.

*Институт проблем
машиностроения
им. А.Н. Подгорного
НАН Украины*

Кулишов С. Б.

Скрицкий А. Н.

ГП НТКГ

«Зоря»-«Машпроект»

Vorobiev Iu. S.

Ovcharova N. Iu.

Kulakov P. N.

Tyrtysnikov K. D.

*A.N. Podgorny Institute
for Mechanical
Engineering Problems
of the National Academy
of Sciences of Ukraine*

Kulishov S. B.

Skrytskyi A. N.

*Gas Turbine Research &
Production Complex
"Zorya"- "Mashproekt"*

УДК: 539.3:629.7

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ ГТД В НЕСТАЦИОНАРНОМ ПОТОКЕ

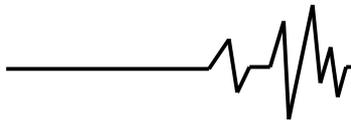
Моделируются процессы колебаний рабочих лопаток компрессоров в нестационарном потоке газа в проточной части компрессора низкого давления. Рассматривается трехмерный поток с учетом венцов рабочих и направляющих лопаток и стоек. Направляющие лопатки и стойки считаются не деформируемыми, а рабочие лопатки совершают колебания под действием потока в поле центробежных сил. Анализ газодинамического потока в проточной части компрессора, содержащего четыре ступени, показывает, что наиболее интенсивные колебания ожидаются в рабочих лопатках первой ступени. Выделяется модель первой ступени, для которой проводятся уточненные расчеты параметров потока. После анализа параметров нестационарного потока, определяются гармонические составляющие возмущающих сил на номинальном и переходных режимах. Определяются поля вибрационных перемещений и напряжений в рабочих лопатках первой ступени под действием этих гармоник. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток первой ступени в потоке.

Ключевые слова: трехмерные модели, лопатки компрессора, газовый поток, возмущающие нагрузки, вибрационные напряжения.

Введение. Уровень развития газовых турбин влияет на состояние авиации, транспорта, военной техники и энергетики. Повышение удельной мощности и экономичности газовых турбин сопровождается ростом интенсивности нестационарных нагрузок на их элементы и, в первую очередь, на лопаточный аппарат. В частности, на лопаточный аппарат компрессоров ГТД действуют силы нестационарного газового потока, центробежные силы и температурное поле. Лопатки осевых компрессоров ГТД являются более тонкими и гибкими, чем

лопатки турбин, и воздействие нестационарного потока на них сказывается сильнее.

Обеспечение динамической прочности лопаточного аппарата компрессоров ГТД в нестационарном потоке является сложной и актуальной проблемой. Решению различных аспектов этой проблемы посвящен ряд работ [1–4], в которых рассматриваются особенности нестационарного газодинамического потока в турбинах и компрессорах, взаимодействие лопаток с потоком, возбуждение различных форм колебаний, возникновение явлений



аэроупругости и другие вопросы. Это направление исследований быстро развивается, и в процессе исследований появляются новые задачи. Одним из актуальных вопросов является определение распределений вибрационных напряжений под действием гармоник возмущающих газодинамических сил. Эта задача рассматривается на основе предыдущих исследований авторов [5, 6].

Постановка задачи и моделирование колебаний лопаточного аппарата. Рассматривается четырехступенчатый компрессор газовой турбины с венцами рабочих и направляющих лопаток и стойками [5, 6]. Под действием центробежных сил рабочие лопатки получают значительную деформацию, в частности уменьшение закрутки лопаток. Относительно статических деформаций происходят колебания лопаток компрессора под действием нестационарных сил газового потока. В работах [5, 6] приведены результаты анализа статических деформаций рабочих лопаток и их свободных колебаний относительно статического деформированного состояния.

На рис. 1 приведены первые 4 формы колебаний и распределения относительных

напряжений в лопатке первой ступени компрессора.

Видно возникновение сложных форм колебаний уже для четвертой собственной частоты. Численный анализ свободных колебаний позволяет построить диаграмму Кэмпбелла для лопаток первой ступени (Рис. 2). На диаграмме отмечены места резонансов и диапазон работы на номинальном режиме.

Модальный анализ позволяет выявить резонансы на переходных режимах, возбуждаемые гармониками kn , где k – номер гармоники, n – частота вращения ротора. Гармоника, соответствующая $k = 1$ не вызывает резонанса вращающихся лопаток. На рис. 2 отмечены резонансы, вызываемые второй ($k = 2$), третьей ($k = 3$) и четвертой ($k = 4$) гармониками.

На установившемся режиме с числом оборотов $n = 7500$ об/мин целесообразно рассматривать воздействие основной гармоники с частотой 125 Гц. Кроме того следует провести анализ воздействия гармоники, кратной числу стоек 6, с частотой 750 Гц и гармоники, кратной числу направляющих лопаток, перед первой ступенью 26 с частотой 3250 Гц.

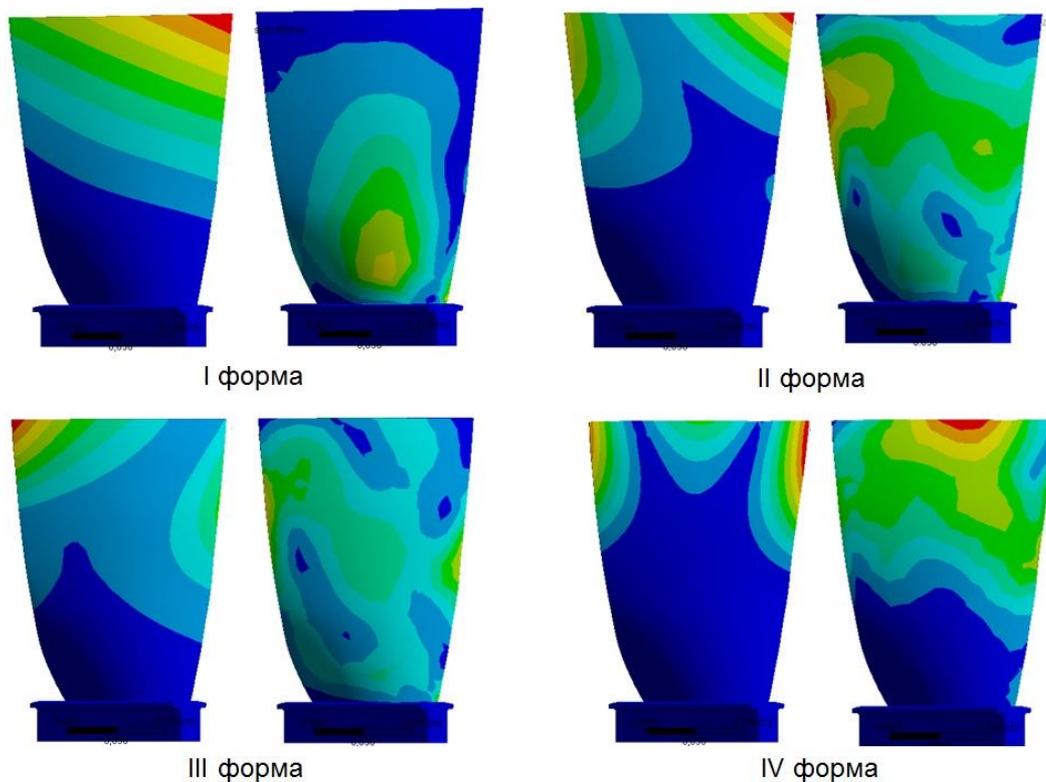


Рис. 1. Формы перемещений (слева) и относительных напряжений (справа) для лопатки первой ступени

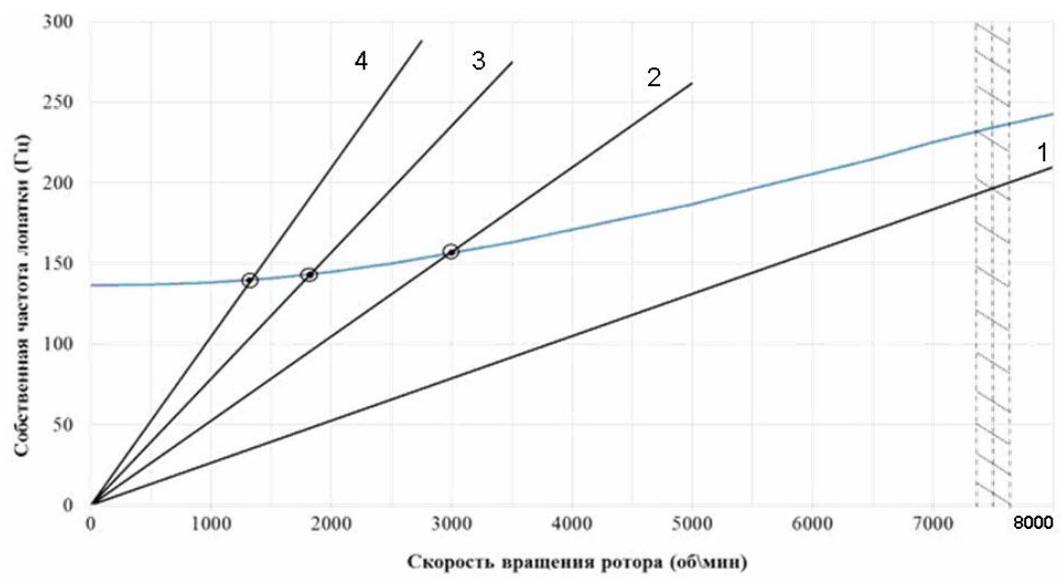
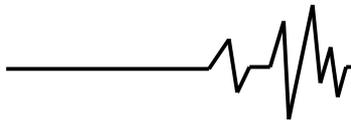


Рис. 2. Кэмпбелл-диаграмма лопаток первой ступени

Если частоты возмущающих гармоник можно предвидеть на основе модального анализа, то для определения амплитуд гармоник следует провести расчет нестационарного газового потока в проточной части компрессора. Анализ потока, взаимодействующего с колеблющимися рабочими лопатками, необходим также для выявления явлений аэроупругости.

При моделировании газодинамического потока, в проточной части компрессора, используется конечно-элементная модель, основанная на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации потока [2, 4]. Газодинамический расчет потока в проточной части проводится с целью определить поля скоростей и давлений в

потоке, а также на поверхности рабочих лопаток. На рис. 3 приведено поле скоростей в радиальном сечении потока.

Сама упругая система и поля скоростей не обладают окружной или поворотной симметрией. Поэтому выделения сектора или радиального сечения потока являются условными и приведены для наглядности.

Одновременно определяются поля давлений на поверхности лопаток. Наибольшие повышения давлений наблюдаются в системе первой ступени. Поэтому, выделяется система первой ступени, включающая стойки первую ступень с направляющими аппаратами до и после ступени. В этой системе параметры потока уточняются, а затем выделяется нестационарная часть потока.

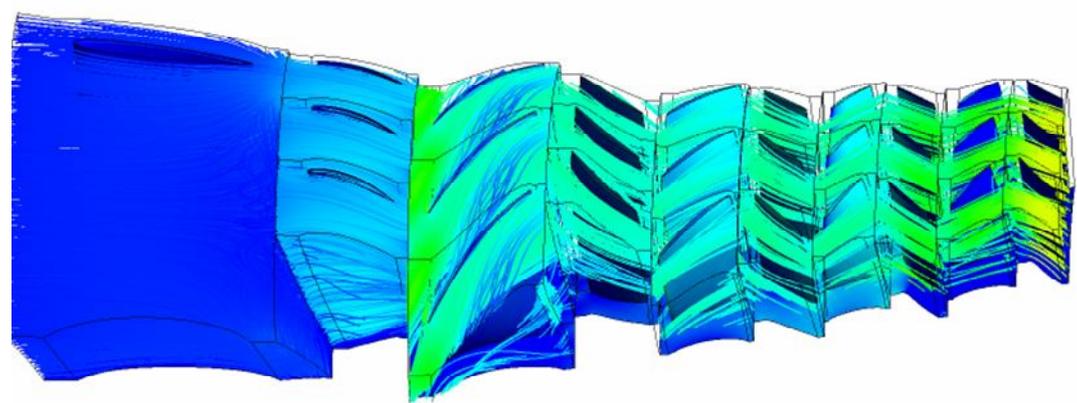
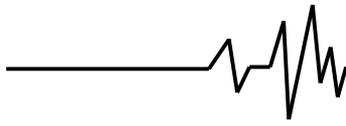


Рис. 3. Поле скоростей потока в радиальном сечении

Параметры нестационарной части потока используются для анализа колебаний лопаток первой ступени компрессора в потоке, возбудимости различных форм колебаний и

распределение полей напряжений при различных формах колебаний лопаток в потоке.



Значение величин основных возмущающих гармоник позволяет проводить анализ параметров нестационарного потока в узком диапазоне частот вращения ротора. Это заметно сокращает объем расчетов.

Для наглядности на рис. 4а) показаны упрощенные линии тока в системе первой ступени, а на рис. 4б) уточненное распределение скоростей в системе первой ступени.

Система лопаточного аппарата и стоек не обладает поворотной симметрией, так как число лопаток в различных венцах является кратным. Это сказывается на распределении полей скоростей и давлений по окружности. Рис. 4б) отражает результаты распределения скоростей, полученные с помощью уточненного расчета. Результаты показывают изменение полей скоростей по окружности.

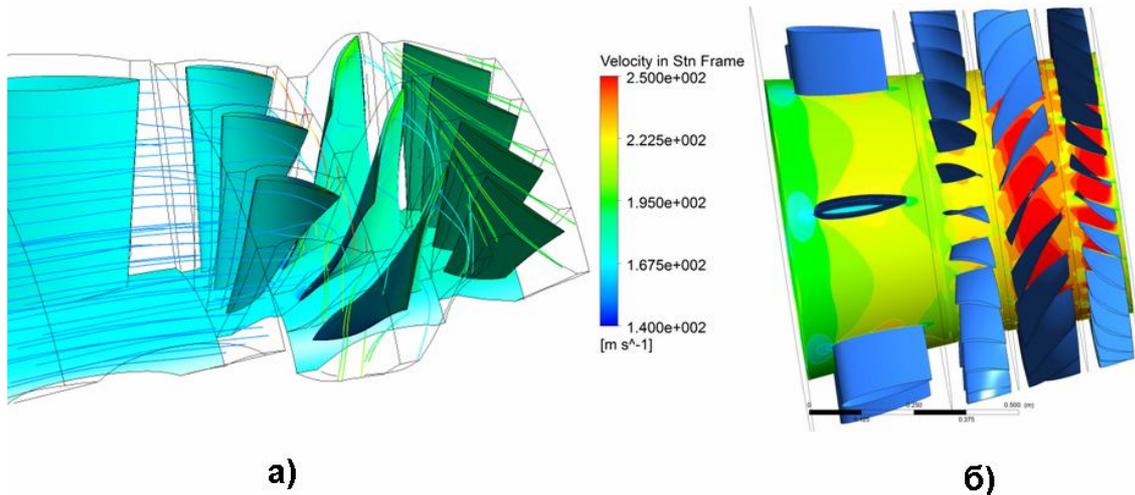


Рис. 4. Линии тока – а) и распределение скоростей – б) в системе первой ступени

На рис. 5 приведено распределение давлений на рабочих и направляющих лопатках первой ступени в различных ракурсах.

Поля давлений не обладающие поворотной симметрией получены также с помощью уточненного расчета.

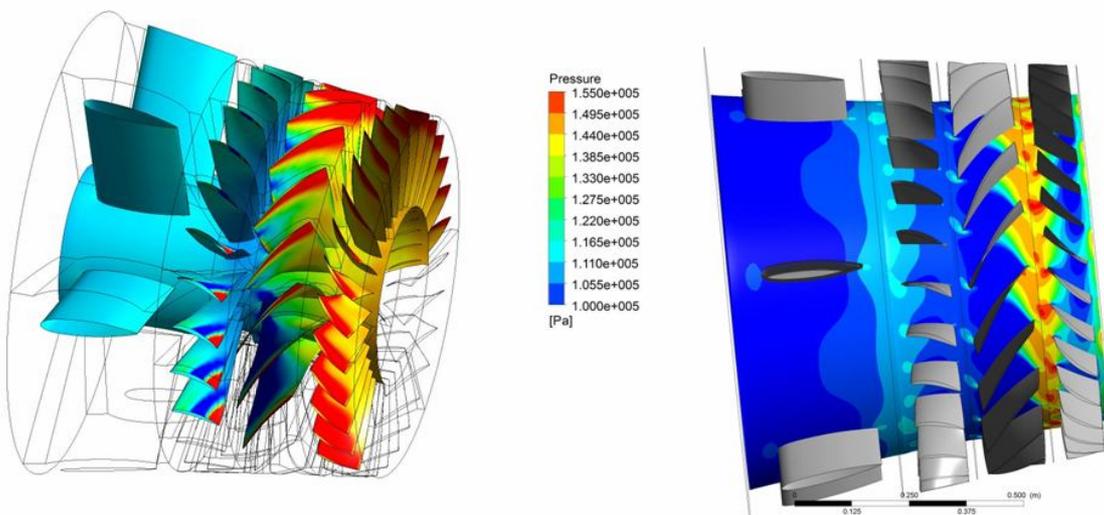
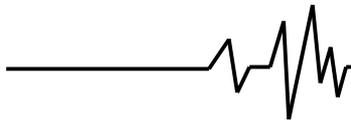


Рис. 5. Распределение давлений на рабочих и направляющих лопатках

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке. На этом этапе возможно возникновение некоторых погрешностей, так как анализ связан с

вычислениями малых разностей больших величин.

На основании анализа динамических составляющих полей давлений рабочие лопатки первой ступени оцениваются значения



наибольших амплитуд гармоник с различными частотами. На установившихся режимах проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу

оборотов $n = 7500$, а также с частотами 750 Гц и 3250 Гц, что соответствует гармоникам nz , где $z = 6$ (число стоек) и $z = 26$ (число направляющих лопаток).

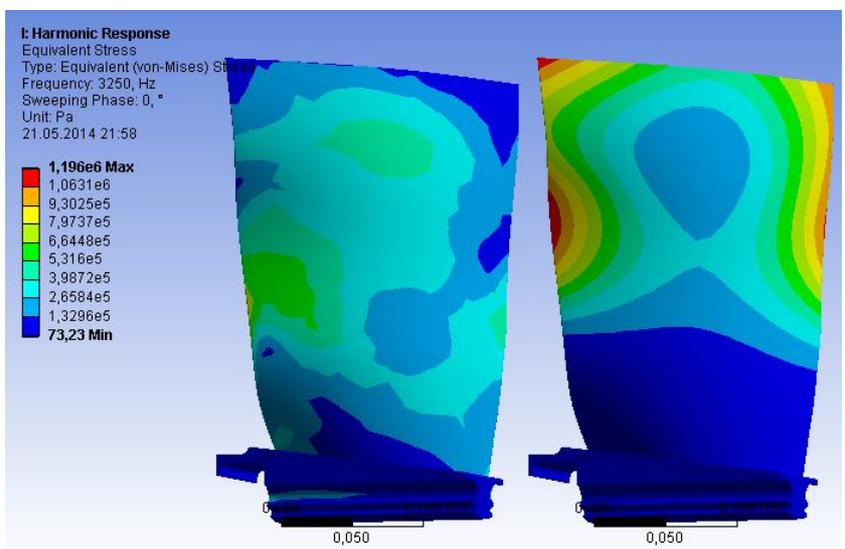


Рис. 6. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний лопатки первой ступени гармоникой с частотой 3250 Гц

Поля эквивалентных напряжений и перемещений для наиболее высокой частоты возбуждения представлены на рис.6. Видно возбуждение высших форм колебаний. Наибольшие вибрационные напряжения (43 МПа) вызывает гармоника с частотой 750 Гц, отражающая влияние стоек.

kn , согласно резонансной диаграмме Кэмпбелла (рис. 2). Видно, что первая гармоника ($k = 1$) не вызывает резонанса вращающихся лопаток. Возникают резонансы, вызываемые второй ($k = 2$), третьей ($k = 3$) и четвертой ($k = 4$) гармониками. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний второй гармоникой представлены на рис. 7.

На переходных режимах проводится анализ возбуждения колебаний гармониками

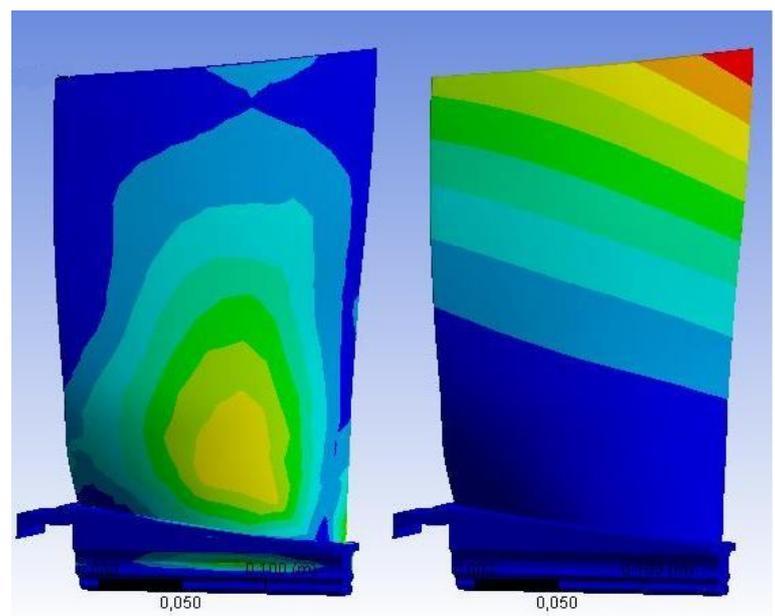
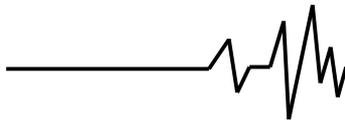


Рис. 7. Поля эквивалентных напряжений при возбуждении колебаний лопатки первой ступени на переходных режимах второй гармоникой ($k = 2$)



Видно, что возбуждается форма колебаний близкая к первой. Максимальные эквивалентные напряжения на переходных режимах (46 МПа) связаны с влиянием второй гармоники ($k = 2$).

Наибольшие эквивалентные напряжения при колебаниях лопатки первой ступени в потоке не превосходят 50 МПа. Анализировалось воздействие максимально возможных значений возмущений без учета демпфирования колебаний в материале и замковых соединений. Поэтому максимальные напряжения в лопатках первой ступени будут еще меньше.

Наиболее возбудимыми оказываются 1 и 3 собственные формы лопаток первой ступени.

Выводы. Анализ опубликованных материалов и предварительных исследований авторов показывает необходимость использования взаимосвязанных трехмерных моделей лопаточного аппарата компрессора и газодинамического потока. Модель потока основана на уравнениях Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации. Модели реализуются в конечно-элементной постановке. Следует учитывать статическую деформацию рабочих лопаток компрессора под действием центробежных сил, особенно, их раскрутку.

Модальный анализ позволяет выявить опасные гармоники газодинамических сил как на переходных, так и на установившемся режимах. Расчет параметров потока в проточной части компрессора показывает, что наибольшие динамические нагрузки могут воздействовать на лопатки первой ступени. Так как система первой ступени заметно проще всей системы компрессора, то далее проводится уточненный расчет параметров потока в системе первой ступени. В результате численного анализа колебаний лопаток первой ступени компрессора определены уровни напряжений на опасных режимах. Наибольшие напряжения (46 МПа) вызываются в лопатках первой ступени на переходных режимах второй гармоникой. Наибольшие напряжения (43 МПа) на установившемся режиме связано с влиянием стоек.

Исследования в данной области необходимо продолжать для уточнения динамических составляющих параметров потока и выявления взаимодействия потока с колеблющимися лопатками.

Список использованных источников

1. Биргер И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / И. А. Биргер, Б.Ф. Шорр – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

2. Rządkowski R. Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the TurbineStage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes / R. Rządkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, L. Kubitz // Journal of Vibration Engineering, and Technologies. – 2014. – 2(2) – P. 89–95.

3. Шкловец А.О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока / 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.

4. Лугина Н.С. Влияние нестационарности газового потока на аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. Численное моделирование и эксперимент / Н.С. Лугина, М.В. Кузьмин и др. // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. С. 21–25.

5. Воробьев Ю.С. Влияние центробежных сил на статику и динамику элементов ГТД / Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, К.Д. Тыртышников // Восточно Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – 3/12(63). – С. 47–49.

6. Воробьев Ю.С. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД / Ю.С. Воробьев, В.Н. Романенко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10 (107). – С. 55–59.

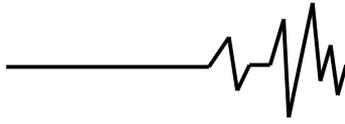
Список источников в транслитерации

1. Birger I.A. Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley / I. A. Birger, B.F. Shorr – М. : Mashinostroyeniye, 1981. – 232 s.

2. Rządkowski R. Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the TurbineStage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes / R. Rządkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, L. Kubitz // Journal of Vibration Engineering, and Technologies. – 2014. – 2(2) – P. 89–95.

3. Shklovets A.O. Raschet vynuzhdennykh kolebaniy lopatok rabocheho koleasa aviatsionnogo gazoturbinnom dvigatelya, vznikayushchikh ot deystviya okruzhnoy neodnorodnosti gazovogo potoka / A.A. Shklovets, G.M. Popov, D.A. Kolmokova // Aviatsionno-kosmicheskoye mashinostroyeniye. Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. – 2012. – Т.14, №1 (2) – S. 517–521.

4. Lugina N.S. Vliyaniye nestatsionarnost' gazovogo potoka na aerodinamicheskiye kharakteristiki stupeni oseвого kompressora. Chislennoye modelirovaniye i eksperiment / N.S.



Lugina, M.V. Kuz'min i dr. // Vestnik dvigatelestroyeniya. – 2006. – № 3 S. 21–25.

5. Vorobyev Yu.S. Vliyaniye tsentrobezhnykh sil na statiku i dinamiku elementov GTD / Yu.S. Vorob'yev, N.YU. Ovcharova, K.D. Tyrtysnikov // Vostochno Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. – 2013 – 3/12 (63). – S. 47–49.

6. Vorobyev Yu.S. Analiz kolebaniy lopatochnogo apparata kompressora GTD / YU.S. Vorobyev, V.N. Romanenko i dr. // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – 2013 – № 10 (107). – S. 55–59.

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРІВ ГТД В НЕСТАЦІОНАРНОМУ ПОТОЦІ

Анотація. *Моделюються процеси коливань робочих лопаток компресорів у нестационарному потоці газу в проточній частині компресора низького тиску. Розглядається тривимірний потік з урахуванням вінців робочих та направляючих лопаток і стійок. Направляючі лопатки та стійки вважаються недеформованими, а робочі лопатки здійснюють коливання під дією потоку в полі відцентрових сил. Аналіз газодинамічного потоку в проточній частині компресора, що містить чотири ступені, показує, що найбільш інтенсивні коливання очікуються в робочих лопатках першої ступені. Виділяється модель першої ступені, для якої проводяться уточнені розрахунки параметрів потоку. Після аналізу параметрів нестационарного потоку, визначаються гармонійні складові збуджуючих сил на номінальному і перехідних режимах.*

Визначаються поля вібраційних переміщень і напружень в робочих лопатках першої ступені під дією цих гармонік. Виявлено найбільш небезпечні режими коливань лопаток першої ступені в потоці.

Ключові слова: *тривимірні моделі, лопатки компресора, газовий потік, збуджуючі навантаження, вібраційні напруження.*

MODELING VIBRATIONS OF THE COMPRESSOR BLADES OF GAS TURBINE ENGINE IN UNSTEADY FLOW

Annotation. *Modeling the processes of vibrations of rotor blades of compressors in an unsteady flow of gas in the flow part of low pressure compressor. three-dimensional flow taking into account the crowns of the workers and the guide vanes and struts are considered. The guide vanes and struts deemed undeformable, and blades make fluctuations under the action of a centrifugal force field. Analysis of the gas flow stream in the flow part of the compressor, comprising four stages, shows that the most intense vibrations are expected in the rotor blades of first stage. Allocated the model of the first stage, for which are carried out refined calculations the flow parameters. After the analysis of the parameters of unsteady flow, defined harmonic components of disturbing forces at nominal and transient conditions. Defined fields of vibrations displacements and stresses in the rotor blades of the first stage under the action these harmonics. Revealed the most dangerous oscillation modes of the blades of the first stage in the flow.*

Key words: *three-dimensional model, compressor blade, gas flow, disturbing loading, vibration stresses.*