УДК 62-752

doi: 10.32620/aktt.2020.7.08

Ю. П. КУХТИН, Р. Ю. ШАКАЛО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

СНИЖЕНИЕ ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОПАРНО БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Для уменьшения вибронапряжений, возникающих в рабочих лопатках турбин при резонансных возбуждениях, вызванных частотой прохождения лопаток соплового аппарата, необходимо контролировать уровень аэродинамических возбуждающих сил. Одним из направлений снижения динамических напряжений в рабочих лопатках при условиях эксплуатации, близких к резонансным, помимо конструкционного демпфирования, может быть уменьшение внешних возбуждающих сил. Для ослабления интенсивности возбуждающих сил возможно применение соплового аппарата с разношаговыми решетками, а также с нерадиально установленными лопатками соплового аппарата.

В представленной статье приведены результаты численных расчётов возбуждающих аэродинамических сил, а также результаты экспериментальных замеров напряжений, возникающих в попарно бандажированных рабочих лопатках с частотой $z_{CA} \cdot f_n$, где f_n - частота вращения ротора, z_{CA} - количество лопаток соплового аппарата. Объектом для исследований выбрана ступень турбины высокого давления газотурбинного двигателя. Исследованы два варианта ступени турбины: с исходной геометрией соплового аппарата, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале и с геометрией соплового аппарата, полученной чередованием двух типов секторов с уменьшенной и исходной площадью горла. Представленные результаты получены на основе численного моделирования вязкого нестационарного течения газа в ступени трансзвуковой турбины с помощью домашнего кода SunFlow, в котором реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

Неоднородность набегающего на рабочие лопатки потока усугубляется температурными перепадами между горячим ядром потока и холодными струями от пленочного охлаждения лопатки и утечек на трактовых поверхностях. Поэтому, при моделировании были учтены все выдувы охлаждающего воздуха и утечки по стыкам полок до рабочего колеса.

В результате замены соплового аппарата с постоянной площадью проходных сечений на сопловой annapam с переменной площадью получено снижение аэродинамической возбуждающей силы на 12,5 %. Экспериментально замеренные напряжения, возникающие в пере попарно бандажированной лопатки под действием этой силы, в среднем снизились на 26 %.

Ключевые слова: вибронапряженность; возбуждающая сила; попарно бандажированные лопатки; нестационарное течение.

Введение

При проектировании авиационных двигателей необходимо удовлетворить большое количество требований, которые с каждым новым поколением двигателей становятся все жестче. К таким требованиям относятся: удельные параметры, габаритные размеры, вес и надежность.

Большинство дефектов авиационных двигателей связано с действием переменных нагрузок, поэтому повышение динамической прочности двигателя является одним из важнейших условий для обеспечения надежности двигателя. Чем ниже переменные напряжения, тем легче обеспечить высокую надежность двигателя, однако это приводит к увеличению веса двигателя.

Как известно, источником нестационарных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки является окружная неоднородность набегающего потока газа. Эта неоднородность, при её взаимодействии с вращающимся рабочим колесом (РК), вызывает воздействие аэродинамической силы на рабочие лопатки (РЛ) с частотами, обусловленными количеством форсунок и лопаток соплового аппарата (СА).

Одним из способов снижения динамических напряжений в РЛ при условиях эксплуатации, близких к резонансным, помимо конструкционного демпфирования, может быть уменьшение внешних возбуждающих сил [1].

Для уменьшения интенсивности возбуждающих сил, действующих на РЛ возможно применение разношаговых решеток СА [1 – 3].

Дополнительным фактором, влияющим на неоднородность потока, является падение полной температуры в закромочном следе СА, вследствие выдува охлаждающего воздуха. При численном моделировании, для максимального приближения к реальным условиям работы лопаток РК, следует учитывать и этот фактор [4].

Целью работы является оценка возможности численного прогнозирования снижения уровня вибронапряжений в РЛ турбины за счет снижения амплитуды аэродинамической силы, действующей на эти лопатки с частотой $z_{CA} \cdot f_n$, где f_n – частота вращения ротора, z_{CA} – количество СА.

В данной статье представлены результаты расчетов аэродинамических нагрузок, приложенных к РЛ турбины высокого давления, и сопоставления их с результатами тензометрирования попарно бандажированных РЛ на газогенераторе.

Объектом для исследований служила ступень ТВД газотурбинного двигателя, содержащая 29 сопловых и 82 рабочих лопатки (рис. 1).



Рис. 1. Геометрия расчётной области

Расчеты проводились для двух вариантов турбины:

 с исходной геометрией СА, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале;

 с геометрией СА, полученной чередованием двух типов секторов, по 3 канала в каждом, имеющих исходную площадь a₁ или уменьшенную на 5,2 % площадь a₂ горла (рис. 2).

1. Численный метод и граничные условия

Для моделирования нестационарного течения газа в исследуемой области использовалась программа SUnFlow, в которой реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS), записанных в приближении тонкого слоя для цилиндрической системы координат [5]. При расчёте вязких турбулентных течений основные уравнения замыкались стандартной k-є моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Граничные условия на твердой стенке для нахождения сдвиговых напряжений, кинетической энергии турбулентности (TKE) и скорости диссипации TKE определялись с помощью пристеночной функции.



Рис. 2. Фрагменты геометрии профилей, образующих каналы СА с исходной а₁ и уменьшенной а₂ площадью горла

При выполнении расчётов использовалась сетка типа Н содержащая для первого венца 2 млн. ячеек и для второго – 3,3 млн. ячеек (рис. 3).

Так как соотношение числа лопаток первого и второго венцов являются взаимно простыми числами, то в расчетные области были включены все межлопаточные каналы венцов (полный оборот).



Рис. 3. Дискретная расчётная область.

На входе в расчетную область задавались, неравномерные в радиальном и в окружном направлении, поля полной температуры T^* и полного давления P^* , а также постоянные углы входа потока. Параметры на входе в турбину были получены в результате численного расчета сектора камеры сгорания содержащей 16 форсунок.

На пере лопатки СА моделировалось пленочное охлаждение, а на втулочной и периферийной образующих проточной части турбины - выдув охлаждающего воздуха и утечки по стыкам полок (см. рис. 1).

Отношение полного давления на входе к полному давлению на выходе достигало $P_0^*/P_2=3,4$, среднемассовая температура газа на входе в турбину составляла 1455 К. Число Рейнольдса, посчитанное по параметрам на выходе и ширине профиля РЛ – $Re = 4,5\cdot10^5$.

2. Обсуждение результатов расчетов

На рисунке 4 приведен фрагмент расчетной области с мгновенным значением полной температуры в абсолютном для СА и в относительном для РК движении.





Неоднородность набегающего на рабочие лопатки потока обусловлена, прежде всего, закромочными следами от СА. Эта неоднородность дополнительно усугубляется температурными перепадами между горячим ядром потока и холодными струями от пленочного охлаждения лопатки и выдувов на втулочной и периферийной образующих тракта.

На рис. 5 и 6 приведено распределение на среднем радиусе полной температуры Т* и безразмерной скорости М для абсолютного (а) и относительного (б) движения.

На рис. 7 приведены диаграммы окружного распределения осредненной по высоте полной температуры для сечения перед турбиной (0) и сечения перед РК для двух геометрий СА (1, 2). Температуры изображены в одном масштабе, для половины окружности венца.



Рис. 5. Поле полной температуры [K] в абсолютном (а) и относительном (б) движении на среднем радиусе



Рис. 6. Поле числа М в абсолютном (а) и относительном (б) движении на среднем радиусе

Прямыми линиями отмечены значения среднемассовой температуры. Аналогичные диаграммы для безразмерной скорости М изображены на рис. 8.

Как видно из рис. 7 перепад значений осредненной по высоте полной температуры в окружном направлении на входе в турбину составляет всего 55°. В сечении же перед рабочим колесом он достигает значения более 370° в абсолютном движении и 235° в относительном. Это обусловлено понижением температуры в закромочном следе за лопатками СА вследствие их пленочного охлаждения.

На диаграммах температуры и безразмерной скорости М (рис. 7 и 8), соответствующих второму варианту геометрии, отчетливо наблюдается дисгармония в величине амплитуды параметра перед рабочим колесом.

Для оценки уровня силового взаимодействия между венцами анализировалась сила F_{ψ} , действующая на РЛ вдоль направления ψ , нормального к оси минимальной жесткости ξ сечения лопатки (рис. 9).

После достижения режима установившегося течения, для каждого варианта проводился расчет в течение пяти оборотов ротора с записью значений составляющих силы, приложенной к рабочей лопатке. Эпюры пульсации интегральной силы по времени для двух вариантов представлены на рисунке 10, в правой части рисунка указаны средние по времени значения силы, приложенной к РЛ: 226 Н для варианта 1 и 218 Н для варианта 2.

По результатам Фурье-анализа нестационарных сил получены спектральные диаграммы, представ ленные на рис. 11. Здесь в качестве аргумента взята величина, определяющая номер гармоники (кратности), $n = f/f_n$, где f – частота исследуемой функции [Гц], f_n – частота вращения ротора [Гц].



Рис. 7. Распределение в окружном направлении осредненной по высоте полной температуры: 0 – сечение перед турбиной, 1 – сечение перед РК для первой геометрии СА, 2 – сечение перед РК для второй геометрии СА



Рис. 9. К определению силы F

На диаграммах отчетливо выделяется 29-я гармоника. Нарушение строгого чередования межлопаточных каналов с одинаковой площадью горла, которое было применено во втором случае геометрии СА, внесло дисгармонию во временном распределении возмущающей силы (рис. 10), что выразилось в снижении амплитуды по основной гармонике и росте амплитуды гармоник в низкочастотной области (рис. 11).

Вследствие относительно равномерной входной эпюры полной температуры от камеры сгорания на среднем диаметре 16-я гармоника слабо наблюдается на рисунке 11.

На рис. 12 представлены результаты Фурьеанализа пульсаций напряжения F_{ψ}/S действующих по нормали к поверхности, проходящей через оси минимальной жесткости $\xi(r)$ сечений лопатки. Здесь в цвете показаны уровни амплитуды напряжений пульсирующих с частотой $f = 29 \cdot f_n$ (29-я гармоника) для первого варианта расчета – слева и для второго варианта расчета – справа.



Рис. 8. Распределение в окружном направлении осредненной по высоте скорости М в сечении перед РК: 1 – первая геометрия СА, 2 – вторая геометрия СА



Рис. 10. Изменение по времени интегральной силы F_ψ, действующей на РЛ, для варианта 1 и варианта 2 геометрии СА



Рис. 11. Спектрограммы интегральной силы F_ψ, приложенной к перу РЛ для первого (1) и для второго (2) вариантов геометрии СА

Так как распределение удельной силы представлено в одном масштабе, то из рисунка хорошо видно, что левая РЛ (вариант геометрии с исходным СА) более нагружена, чем РЛ в варианте 2 СА, имеющим разные площади в сечении горла.

Как видно из результатов, для второго варианта геометрии СА наблюдается снижение динамической

составляющей силы действующей на РЛ турбины с частотой z_{CA} .f_n, где z_{CA} – число лопаток в СА. Значение амплитуды интегральной силы F_{ψ} для второй геометрии СА снизилось на 12,5 %.



Рис. 12. Распределение амплитуды напряжения F_ψ/S по 29-ой гармонике для первого (слева) и второго (справа) вариантов

3. Эксперимент

Экспериментальные испытания проводились на газогенераторе с целью определения напряжений в пере попарно бандажированных РЛ ТВД. Испытания проводили для двух вариантов СА ТВД:

 с исходной геометрией СА, имеющей одинаковые площади геометрического горла в каждом межлопаточном канале;

 с геометрией СА, полученной чередованием двух типов секторов, по 3 канала в каждом, имеющих исходную площадь a₁ или уменьшенную на 5,2 % площадь a₂ горла (см. рис. 2).

В рабочее колесо установлено 82 РЛ ТВД (41 правая и 41 левая). Лопатки - попарно бандажированные. Подлежащие тензометрированию лопатки имели как натяг, так и зазор по бандажным полкам. Фактическая величина натяга составляла 0,02...0,12 мм, фактическая величина зазора составляла 0,02...0,06 мм. Зазор осуществлялся путем доработки бандажных полок.

Для выбора координат расположения тензорезисторов перед тензометрированием проведено исследование на вибростенде распределения напряжений в лопатках. Схема препарировки РЛ ТВД приведена на рис. 13.

4. Результаты тензометрирования

1. Для исходной геометрии СА ТВД наибольший уровень напряжений в пере РЛ ТВД возникает в среднем сечении пера $\sigma_V = 3,5$ кгс/мм², в корневом сечении $\sigma_V = 1,9$ кгс/мм², при резонансных колебаниях с кратностью n=29 в диапазоне частот вращения $n_{BД} = 17100...19400$ об/мин.

2. Для геометрии СА ТВД, полученной чередованием двух типов секторов, наибольший уровень напряжений в пере РЛ ТВД возникает в среднем сечении пера $\sigma_V = 2,8$ кгс/мм², в корневом сечении $\sigma_V = 1,3$ кгс/мм², при резонансных колебаниях с кратностью n=29 в диапазоне частот вращения n_{BД} = 18700...19300 об/мин.



Рис. 13. Схема препарировки рабочих лопаток ТВД со стороны спинки: а – правая РЛ ТВД, б –левая РЛ ТВД

По результатам проведенных испытаний сделана выборка по РЛ ТВД с целью сравнения уровней вибронапряжений, по высокочастотной форме колебаний п=29 при различных СА ТВД. В выборку вошли 6 одних и тех же лопаток. Проведенный анализ данных по 6 РЛ позволяет сделать вывод, что средняя величина снижения уровня вибронапряжений при установке СА ТВД, имеющего различные проходные сечения, составила ≈ 26 %.

Выводы

По результатам численных исследований влияния окружной неравномерности параметров потока на динамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки ТВД, можно сделать следующие выводы:

1. Для более полного моделирования нестационарного нагружения рабочих лопаток турбин необходимо учитывать все факторы, влияющие на конфигурацию аэродинамических сил: неравномерность поля температуры за камерой сгорания, следовую неравномерность от лопаток СА, неравномерность температуры вследствие выдувов охлаждающего воздуха на пере лопатки и полочных поверхностях.

2. В результате замены соплового аппарата с постоянной площадью проходных сечений на сопловой аппарат с переменной площадью расчетным методом получено снижение аэродинамической возбуждающей силы на 12,5 %. Экспериментально замеренные напряжения, возникающие в пере по-

парно бандажированной лопатки под действием этой силы, в среднем снизились на 26 %.

3. Применение соплового аппарата с переменными по окружности площадями критических сечений каналов приводит к снижению аэродинамических возмущающих сил на лопатки с частотой z·f_n. При этом необходимо следить за тем, чтобы не произошло чрезмерного роста гармоник в низкочастотной области.

Литература

1. Самойлович, Г. С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение. – 1975. – 288 с.

2. Кухтин, Ю. П. Анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки, обусловленного возбуждением от вышестоящего соплового аппарата [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 4 (20). – С. 33-38.

3. Лапотко, В. М. Анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки ТВД, обусловленного неравномерностью камеры сгорания по температуре. [Текст] / В. М. Лапотко, Ю. П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8 (24). – С. 127-133.

4. Кухтин, Ю. П. Численное исследование влияния окружной неоднородности потока на силовое нагружение лопаток ТВД [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, С. А. Хомылев // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХПІ», 2016. — № 8 (1180). — С. 81–87. DOI: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

5. Кухтин, Ю. П. Верификация метода численного моделирования отрывных течений газа [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, Г. И. Слынько // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 35–39.

References

1. Samojlovich, G. S. *Vozbuzhdenie kolebanij lopatok turbomashin* [Excitation of turbomachines blades oscillations]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1975. 288 p.

2. Kukhtin, Ju. P., Lapotko, V. M., Analiz vozmozhnosti oslablenija rezonansnogo rezhima raboty rabochej lopatki, obuslovlennogo vozbuzhdeniem ot vyshestojashhego soplovogo apparata [Analysis of possibilities for attenuating resonance operation conditions of rotor blades caused by excitations from upstream NGV]. Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology, 2005, no. 4 (20), pp. 33-38.

3. Lapotko, V. M., Kukhtin, Yu. P. Analiz vozmozhnosti oslablenija rezo-nansnogo rezhima raboty rabochej lopatki TVD, obuslovlennogo neravnomernosť ju kamery sgoranija po temperature [Analysis of possibilities for attenuating resonance operating conditions of HPT rotor blade caused by tempera ture nonuniformity of combustion chamber]. Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija – Aerospace technic and technology, 2005, no. 8 (24), pp. 127–133,

4. Kukhtin, Ju. P., Lapotko, V. M., Homylev, S. A. Chislennoe issledovanie vlijanija okruzhnoj neodnorodnosti potoka na silovoe nagruzhenie lopatok TVD [Numerical Investigation of the Influence of Circumferential Flow Inhomogeinity on the Power Loading of HPT Blades]. Visnik NTU «HPI». Serija: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja [Vesnik Natonal Technical Univerity «Kharkiv Polytechnic Institute» Series: Energy and heat engineering processes and installations]. Kharkov, 2016, no. 8 (1180), pp. 81-87.

5. Kukhtin, Yu. P., Lapotko, V. M., Slynko, G. I. Verifikacija metoda chislennogo modelirovanija otryvnyh techenij gaza [Verification of the method of numerical simulation of separated flows of gas]. *Aviacijnokosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2013, no. 8(105), pp. 35–39.

Поступила в редакцию 16.05.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

ЗНИЖЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНОСТІ ПОПАРНО БАНДАЖОВАНИХ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ

Ю. П. Кухтін, Р. Ю. Шакало

Для зменшення вібронапружень, що виникають в робочих лопатках турбін при резонансних збудженнях, викликаних частотою проходження лопаток соплового апарату, необхідно контролювати рівень аеродинамічних збуджуючих сил. Одним з напрямків зниження динамічних напружень в робочих лопатках при умовах експлуатації, близьких до резонансних, крім конструкційного демпфування, може бути зменшення зовнішніх збуджуючих сил. Для ослаблення інтенсивності збуджуючих сил можливе застосування соплового апарату з разношаговими решітками, а також з нерадіально встановленими лопатками соплового апарату. У представленій статті наведені результати чисельних розрахунків збуджуючих аеродинамічних сил, а також результати експериментальних вимірів напруг, що виникають в попарно бандажованих робочих лопатках з частотою z_{CA} · f_n, де f_n – частота обертання ротора, z_{CA} – кількість лопаток соплового апарату. Об'єктом для досліджень служила ступінь турбіни високого тиску газотурбінного двигуна. Досліджено два варіанти 58

ступені турбіни: з базовою геометрією соплового апарату, що має однакові площі геометричного горла в кожному міжлопаточному каналі і з геометрією соплового апарату, отриманої чергуванням двох типів секторів зі зменшеною і базовою площею горла.

Представлені результати отримані на основі чисельного моделювання в'язкої нестаціонарної течії газу в ступені трансзвукової турбіни за допомогою домашнього коду SUnFlow, в якому реалізовано чисельне рішення осереднених по Рейнольдсу рівнянь Навье-Стокса. Неоднорідність набігаючого на робочі лопатки потоку погіршується температурними перепадами між гарячим ядром потоку та холодними струменями від плівочного охолодження лопатки та витоків на трактових поверхнях. Тому, при моделюванні були враховані всі видуви оходжуючого повітря та витоки по стикам полок до робочого колеса.

В результаті заміни соплового апарату з постійною площею прохідних перетинів на соплової апарат зі змінною площею отримано зниження аеродинамічної збуджуючої сили на 12,5 %. Експериментально заміряні напруги, що виникають у пері попарно бандажованої лопатки під дією цієї сили, в середньому знизилися на 26 %.

Ключові слова: вібронапруження; збуджуюча сила; попарно бандажовані лопатки; нестаціонарна течія.

REDUCING VIBRATION TENSION OF PAIRWISE SHROUDED BLADES OF TURBINE

Yu. Kukhtin, R. Shakalo

To reduce the vibration stresses arising in the working blades of turbines during resonant excitations caused by the frequency of passage of the blades of the nozzle apparatus, it is necessary to control the level of aerodynamic exciting forces. One of the ways to reduce dynamic stresses in rotor blades under operating conditions close to resonant, in addition to structural damping, maybe to reduce external exciting forces. To weaken the intensity of the exciting forces, it is possible to use a nozzle apparatus with multi-step gratings, as well as with non-radially mounted blades of the nozzle apparatus.

This article presents the results of numerical calculations of exciting aerodynamic forces, as well as the results of experimental measurements of stresses arising in pairwise bandaged working blades with a frequency $z_{CA} \cdot f_n$, where f_n – is the rotor speed, z_{CA} – is the number of nozzle blades. The object of research was the high-pressure turbine stage of a gas turbine engine. Two variants of a turbine stage were investigated: with the initial geometry of the nozzle apparatus having the same geometric neck area in each interscapular channel and with the geometry of the nozzle apparatus obtained by alternating two types of sectors with a reduced and initial throat area.

The presented results are obtained on the basis of numerical simulation of a viscous unsteady gas flow in a transonic turbine stage using the SUnFlow home code, which implements a numerical solution of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. Discontinuity of a torrent running on rotor blades is aggravated with heat drops between an ardent flow core and cold jets from film cooling of a blade and escapes on clock surfaces. Therefore, at simulation have been allowed all blowngs cooling air and drain on junctions of shelves the impeller.

As a result of the replacement of the nozzle apparatus with a constant passage area by a nozzle apparatus with a variable area, a decrease in aerodynamic driving force by 12.5 % was obtained. The experimentally measured stresses arising in a pairwise bandaged blade under the action of this force decreased on average by 26 %.

Keywords: vibration stresses; exciting force; pairwise shrouded blades; a non-steady-state flow.

Кухтин Юрий Петрович – канд. техн. наук, ведущий инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Шакало Руслан Юрьевич — инженер-конструктор 1 категории ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Yuriy Kukhtin – Candidate of Technical Science, advanced engineer, SE "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com, ORCID Author ID: 0000-0003-2798-7581.

Ruslan Shakalo – design engineer of the 1st category, SE "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine, e-mail: ShakaloRYu@zmdb.ua, ORCID Author ID: 0000-0003-4324-9191.