

ВЛИЯНИЕ ВЗАИМОРАСПОЛОЖЕНИЯ СТАТОРНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ НА КПД И ВИБРАЦИОННУЮ НАДЕЖНОСТЬ ОСЕВЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

Григорий Сергеевич Коленько, аспирант, ФГАОУ ВО "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого"
Николай Алексеевич Забелин, к.т.н., доцент Высшей школы энергетического машиностроения
Георгий Анатольевич Фокин, д.т.н., заведующий базовой кафедрой "Газотурбинные агрегаты для газоперекачивающих станций" на базе ООО "Газпромтрансгаз Санкт-Петербург"

Надежность, безопасность и высокий КПД современных энергетических газотурбинных и паротурбинных установок во многом определяется вибрационной надежностью их лопаточных аппаратов. Основным источником возбуждения вибраций лопаток является нестационарность потока в проточной части турбин и нестационарное аэродинамическое взаимодействие их лопаточных венцов. Существуют различные способы уменьшения уровня вибраций рабочих лопаток, например, уменьшение уровня возмущающих сил. В настоящей работе рассматривается конструктивный, геометрический способ уменьшения уровня возмущающих аэродинамических сил – за счет окружного сдвига несмежных статорных лопаточных венцов относительно друг друга в полуторной осевой турбинной ступени. В заключении приведена рекомендованная величина окружного сдвига, полученная по результатам моделирования.

The reliability, safety and high efficiency of modern power gas turbine and steam turbine plants are largely determined by the vibration reliability of their blades. The main source of vibration excitation of the blades is the unsteadiness of the flow in the flow path of the turbines and the unsteady aerodynamic interaction of their blade rows. There are various ways to reduce the level of vibration of the rotor blades, for example, to reduce the level of excitation forces. In this paper, a constructive, geometric method for reducing the level of disturbing aerodynamic forces is considered – due to the circumferential displacement of non-adjacent stator blade rows relative to each other in a one-and-a-half axial turbine stage. In conclusion, the recommended circumferential displacement value obtained from the simulation results is given.

Ключевые слова: осевая турбинная ступень, вычислительная гидрогазодинамика, пакет Ansys CFX, переменные аэродинамические силы, нестационарный поток, аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов, clocking-эффект.

Keywords: axial turbine stage, CFD, Ansys CFX, unsteady blade forces, blade row interaction, clocking-effect, vibration reliability.

В современных энергетических и транспортных газовых турбинах лопаточные аппараты работают в условиях периодической неравномерности и нестационарности потока, вызванной наличием сопловых, направляющих, рабочих лопаток, стоек подшипника и других элементов в проточной части. Перечисленные элементы при взаимодействии с потоком создают возмущения полей скоростей и статических давлений вверх и вниз по потоку, а за выходными кромками сопловых и рабочих лопаток образуются турбулентные вихревые следы [1]. В осевой турбинной ступени возмущения полей давлений и вихревые следы от неподвижных направляющих аппаратов периодически воздействуют на рабочие лопатки, вызывая переменность аэродинамических сил и, следовательно, вибрацию РЛ, а также дополнительные потери кинетической энергии потока. Поскольку размах переменных аэродинамических сил во многом определяет вибрационную надежность лопаточного аппарата, а потери кинетической энергии – КПД турбины, поиск способов уменьшения уровня переменных сил и потерь КЭ представляет собой актуальную задачу.

На этапе проектирования указанную задачу можно решить за счет варьирования геометрических соотношений ступени. В статье [2] рассматривалось влияние таких геометрических параметров как межвенцовый осевой зазор Δz_1 и отношение шагов направляющих лопаток и рабочих лопаток t_2/t_1 . В настоящей работе исследуется влияние окружного взаиморасположения статорных лопаточных венцов (направляющих аппаратов) в полуторной осевой турбинной ступени на уровень переменных аэродинамических сил (ПАС) и потери кинетической энергии.

Круг проблем, связанных с аэродинамическим взаимодействием трех лопаточных венцов в полуторной осевой турбинной ступени НЛ+РЛ+НЛ с одинаковым или кратным числом лопаток в нес-

межных лопаточных рядах в зарубежной и отечественной литературе называют clocking-эффектом. Окружной сдвиг лопаток третьего ряда относительно лопаток первого ряда влияет на структуру потока, КПД ступени, ее аэродинамические характеристики, частоты, амплитуды и фазы ПАС, действующие на рабочую лопатку.

В работе [3] объектом численного исследования стала 1,5-ступенчатая турбина, результаты физического эксперимента для которой были получены в Институте реактивных двигателей и турбомашин университета технологий (Аахен, Германия) [8]. Среднее сечение исследуемой турбины представлено на рис. 1. Эксперимент и численное моделирование проводились для 9 положений лопатки второго НА (в пределах одного шага t_1) относительно первого НА.

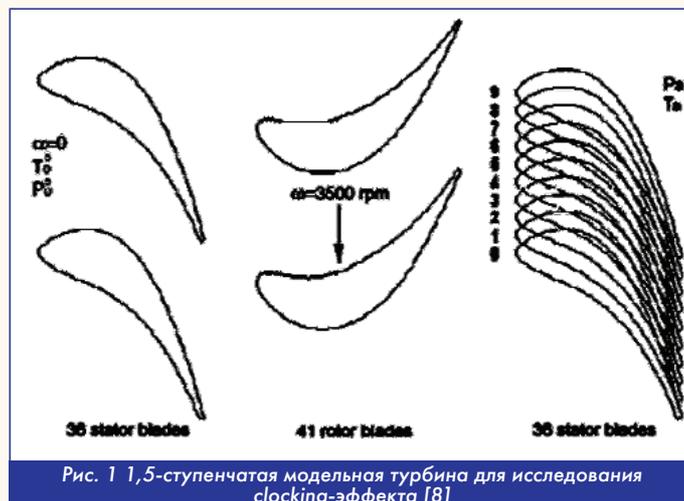


Рис. 1 1,5-ступенчатая модельная турбина для исследования clocking-эффекта [8]

На рис. 2 представлена экспериментальная [8] и численно-расчетная [3] зависимость КПД полторной ступени отокружного сдвига второго НА.

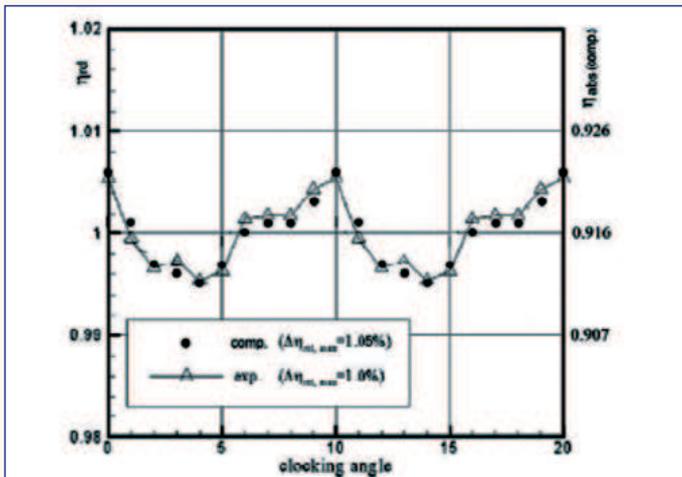


Рис. 2 Изменение относительных значений КПД при изменении взаимного окружного положения статоров [3]

Максимумы кривой на рис. 2 соответствуют положению 0 второго НА (как на рис. 1), а минимумы - положению 4, при котором вихревые структуры в межвенцовом зазоре РК-НА₂ натекают на входные кромки вторых НЛ. Размах КПД, обусловленный clocking влиянием: $\Delta\eta = 1\%$.

Некоторые геометрические характеристики исследованных ступеней из разных стран [3, 4, 5, 6, 7, 8] и размах КПД ступени, обусловленный clocking влиянием, сведены в таблицу 1.

Таблица 1 Размах изменения КПД турбинных ступеней: результаты исследований clocking-эффекта (численных и экспериментальных)

Публикация	d/l_2	Число лопаток НЛ1-РЛ-НЛ2	Число Re_{st}	Осевой зазор $\Delta z_2 / B_2$	$\Delta\eta, \%$
[3], (2011, Украина)	9,9	36-41-36	-	0,29	1
[4], (2005, Польша)	5,16	22-23-22-23	$5,55 \cdot 10^5$	0,293	0,2
[6], (2009, Корея)	9,0	22-28-28	$5,9 \cdot 10^5$	0,672	1
[5], (2010, Китай)	9,6	84-172-126	-	0,518	0,1
[7], (2007, Австрия)	6,13	24-36-24	$2,57 \cdot 10^6$	0,713	2

Из таблицы 1 видно, что размах изменения КПД полторных ступеней различной геометрии, обусловленный вариациями взаимного положения несмежных статорных лопаточных венцов, составляет порядка 0,2...2%. Авторы полагают, что в наибольшей степени на величину $\Delta\eta_{clocking}$ влияют число Маха M_{c1} , число Рейнольдса Re_{b1} , отношение d/l_2 и величина второго межвенцового осевого зазора $\Delta z_2/B_2$.

Цель настоящей работы - исследовать методом численного моделирования влияние окружного сдвига несмежных статорных лопаточных венцов на КПД и на уровень переменных аэродинамических сил, действующих на РЛ в полторной осевой турбинной ступени ЛПИ.

Объект и метод исследования. Для анализа clocking-эффекта базовая модельная ступень ЛПИ из статьи [2] была соответствующим образом доработана - добавлен еще один направляющий аппарат, имеющий точно такую же геометрию как существующий НА, те же профили, тот же угол их установки и число лопаток ($Z_1=51$). На рисунке 3 показана расчетная модель ступени ЛПИ для исследования clocking-эффекта.

Была проведена серия расчетов нестационарного течения в 1,5-ступени ЛПИ с различным окружным взаиморасположением направляющих аппаратов $\Delta t/t_1$. Величина $\Delta t/t_1$ представляет собой окружной сдвиг второго направляющего аппарата относительно первого НА. Исходное нулевое положение показано на рисунке 3 - входные кромки НЛ₂ расположены на одной оси 1 с выходны-

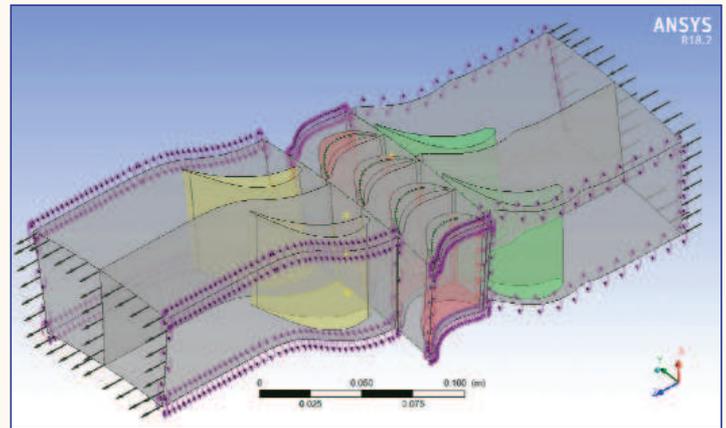


Рис. 3 Расчетная модель полторной ступени ЛПИ: вариант $\Delta t/t_1=0$

ми кромками НЛ₁. Для численного расчета методом URANS использовался решатель AnsysCFX 18.2. В качестве модели турбулентности была выбрана одна из популярных на сегодняшний день модель SST Ментера [9], пригодная для расчета турбулентных течений в турбомашинах. Для построения расчетных сеток лопаточных секторов использовался сеточный генератор AnsysTurboGrid.

Результаты расчета.

Влияние сдвига НЛ-2 на уровень ПАС РЛ

На рисунках 4а и 4б представлены кривые изменения размахов окружной составляющей и осевой составляющей ПАС РЛ от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t/t_1$.

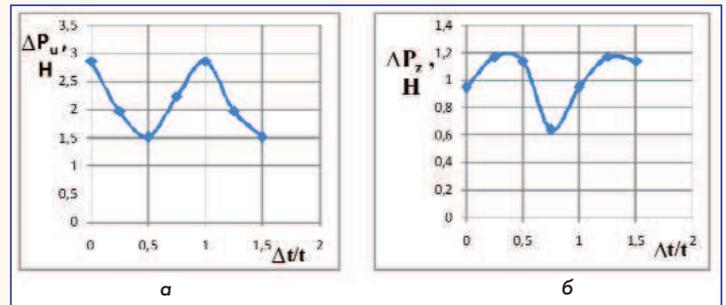


Рис. 4 Зависимость размахов окружной составляющей (а) и осевой составляющей (б) ПАС РЛ полторной ступени ЛПИ от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t/t_1$

Сопоставляя рисунок 4а и рисунок 7 (поле энтропии), можно видеть, что окружные размахи ПАС РЛ максимальны при окружном сдвиге НЛ $\Delta t/t_1 = 0$, когда объединенные вихревые структуры перемещаются вблизи вогнутой стороны второго направляющего аппарата.

Минимум размахов окружных ПАС РЛ наблюдается при ок-

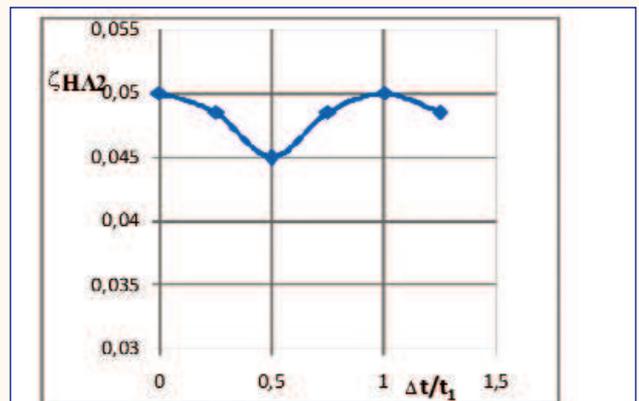


Рис. 5 Коэффициент потерь КЭ второго направляющего аппарата полторной ступени ЛПИ в зависимости от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t/t_1$

ружном сдвиге $\Delta t/t_1 = 0,5$, когда объединенные вихревые структуры дрейфуют примерно посередине межлопаточного канала НЛ₂.

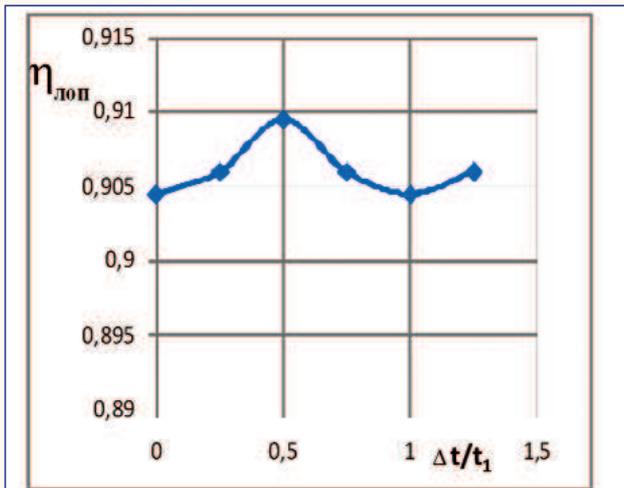


Рис. 6 Лопаточный КПД полуторной ступени ЛПИ (без учета потерь с выходной скоростью) в зависимости от относительного взаимного положения направляющих решеток $\Delta t/t_1$

Влияние сдвига НЛ₂ на потери кинетической энергии и КПД

В подтверждение результатов других авторов [3, 4, 6] получены качественно и количественно схожие зависимости коэффициента потерь кинетической энергии второго направляющего аппарата и окружного КПД полуторной ступени ЛПИ: рисунок 5 и рисунок 6.

Сопоставляя рисунок 5 с рисунком 4а, можно заметить корреляцию между уровнем потерь в направляющем аппарате и уровнем окружных переменных сил, действующих на рабочую лопатку. При окружном сдвиге $\Delta t/t_1 = 0$ наблюдается максимум окружной ПАС РЛ и максимум кривой $\zeta_{НА2}(\Delta t/t_2)$.

Анализ потерь кинетической энергии в полуторной ступени ЛПИ при варьировании окружного сдвига НЛ-2 показал, что изменение лопаточного КПД в данном случае происходит только из-за составляющей $\zeta_{НА2}$ (рисунок 6).

С точки зрения аэродинамической эффективности полуторной ступени, входные кромки второго направляющего аппарата следует располагать так, чтобы объединенные вихревые структуры, выходящие из рабочего колеса (рис. 7), дрейфовали примерно посередине ширины межлопаточного канала второго НА. Для данной ступени это положение $\Delta t/t_1 = 0,5$.

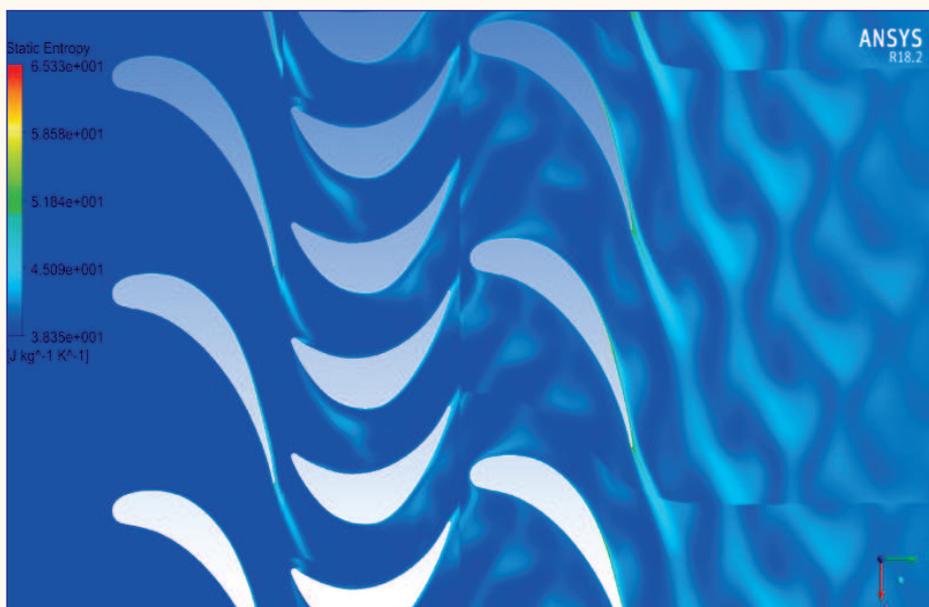


Рис. 7 Мгновенное поле энтропии, построенное для поверхности $x/l=0,5$ полуторной ступени ЛПИ: $\Delta t/t_1=0$

Коридор изменения КПД, обусловленный окружным сдвигом НЛ₂, для данной ступени составил $\Delta\eta = 0,5\%$, что количественно подтверждает результаты, опубликованные другими авторами ($\Delta\eta=0,2...1\%$) [3, 4, 6].

Заключение

1) Минимум размахов окружных ПАС РЛ для данной ступени наблюдается при окружном сдвиге $\Delta t/t_1 = 0,5$, когда объединенные вихревые структуры дрейфуют примерно посередине межлопаточного канала НЛ₂.

2) При том же взаиморасположении несмежных лопаточных венцов $\Delta t/t_1 = 0,5$ наблюдается максимум лопаточного КПД ступени. Величину окружного сдвига $\Delta t/t_1 = 0,5$ рекомендуется использовать на этапе проектирования осевых турбинных ступеней.

3) Коридор изменения КПД, обусловленный окружным сдвигом НЛ₂, для данной ступени составил $\Delta\eta = 0,5\%$, что укладывается в диапазон размахов КПД, полученных другими исследователями для турбинных ступеней с близким отношением $d/l_2(\Delta\eta = 0,2...1\%)$ [3, 4, 6].

Литература

1. Коленько Г.С., Ласкин А.С. Нестационарные и осредненные аэродинамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки разной геометрии // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. - 2020. - № 1 (26). - С. 15-28.
2. Коленько Г.С., Забелин Н.А., Фокин Г.А. Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток // Двигатель. - 2021. - №3 (135). - С. 20-23.
3. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Лапотко А.В. Полный анализ clocking-эффектов в 1.5 ступени газовой турбины с использованием метода отслеживания струй течений // Вестник двигателестроения. - 2011. - №2. - С. 14-19.
4. Blaszcak, Jaroslaw R. Efficiency Improvement and Noise Reduction Through Stator-Stator Clocking Effect of a Two-Stage Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
5. Li, Wei; Ouyang, Hua; Du, Zhao-hui Numerical Simulation of Clocking Effect on Wake Transportation and Interaction in a 1.5-Stage Axial Turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.
6. Minsuk Choi, Jong Il Park, HeeTaeg Chung and Je Hyun Back Relation of Clocking Effect and Secondary Flow in a 1.5 Stage Axial Turbine // International Journal of Turbo and Jet Engines. - 2009. - №26. - P. 97-110.
7. Schennach O., Paradiso B., Götlich E., Marn A., Woisetschlager J. The effect of vane clocking on the unsteady flowfield in a one and a half stage transonic turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, May 14-17, 2007, Montreal, Canada.
8. Volmar, T., Brouillet, B., Benetschik, H., Gallus H.E. Test Case 6: 1-1/2 Stage Axial Flow Turbine - Unsteady Computation, in: ERCOFTAC Turbomachinery Seminar and Workshop. - 1998.
9. Shawn Wasserman Choosing the Right Turbulence Model for Your CFD Simulation // ENGINEERING.com. - 2016. URL: <https://www.engineering.com/DesignSoftware/DesignSoftwareArticles/ArticleID/13743/Choosing-the-Right-Turbulence-Model-for-Your-CFD-Simulation.aspx> (Дата обращения: 12.02.2020).

Связь с авторами:
gidrat@mail.ru,
n.zabelin.turbo@mail.ru,
fokin_ga@spbstu.ru