



DOI: 10.18721/JEST.26102
УДК 621.438

Г.С. Коленко, А.С. Ласкин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ И ОСРЕДНЕННЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ РАЗНОЙ ГЕОМЕТРИИ

Лопатки современных осевых турбинных ступеней являются высоконагруженными деталями. Повышенные динамические напряжения в материале лопаток могут приводить к их усталостным поломкам. Источником динамических напряжений в лопатках являются переменные аэродинамические силы, оценка которых должна производиться на этапе проектирования. В статье рассматривается влияние основных геометрических параметров осевой ступени на осредненные и нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на рабочие лопатки. В частности, рассматривается влияние межвенцового осевого зазора, отношения шагов, относительной длины лопатки. Сравниваются и сопоставляются некоторые результаты зарубежных исследований и собственные результаты авторов, полученные численно-расчетными методами вычислительной газодинамики (с помощью пакета Ansys CFX). В качестве объектов исследования выбраны две модельные осевые ступени Кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей СПбПУ, которые различаются между собой отношением среднего диаметра к высоте лопатки и величиной межвенцового осевого зазора.

Ключевые слова: переменные аэродинамические силы, осевая турбинная ступень, нестационарные процессы в осевых турбинах, вибрационная надежность, взаимодействие лопаточных венцов, межвенцовый осевой зазор.

Ссылка при цитировании:

Коленко 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. Т. 26, № 1. С. 15–28. DOI: 10.18721/JEST.26102

Это статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

G.S. Kolenko, A.S. Laskin

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

UNSTEADY AND AVERAGED AERODYNAMIC LOADS ACTING ON ROTOR BLADES OF DIFFERENT GEOMETRY

The blades of modern axial turbine stages are highly loaded parts. Increased dynamic stresses in the material of the blades can lead to their fatigue failure. The source of dynamic stresses in the blades are variable aerodynamic forces, which must be evaluated at the design stage. The article considers the influence of the main geometric parameters of the axial stage on the averaged and non-stationary aerodynamic loads acting on the rotor blades. In particular, the influence of rotor-stator axial gap, blade count ratio and the relative length of blades is considered. Some

foreign research results and authors' own results obtained by numerical-computational methods of computational gas dynamics (using the Ansys CFX package) are compared. Two model axial stages of the Department of Turbines, Hydraulic Machines and Aircraft Engines of SPbPU, which differ in the ratio of the average diameter to the height of the blade and the value of the rotor-stator axial gap, were selected as objects of study.

Keywords: unsteady blade forces, axial turbine, vibration reliability, unsteady blade, loading, rotor-stator axial gap, blade row interaction, effect of blade count ratio.

Citation:

Kolenko G.S. Kolenko, Laskin A.S. Laskin, Unsteady and averaged aerodynamic loads acting on rotor blades of different geometry, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 26 (01) (2020) 15–28. DOI: 10.18721/JEST.26102

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. Современная тенденция снижения металлоемкости турбинных двигателей продиктована естественным желанием производителей снизить себестоимость выпускаемой продукции. Один из основных способов уменьшить металлоемкость турбоустановки – уменьшить расход дорогих и химически и технологически сложных в производстве металлических жаропрочных сплавов, из которых изготавливают сопловые и направляющие лопатки осевых турбин. Для транспортных турбинных двигателей задача уменьшения массы и габаритов особенно актуальна.

Уменьшить число лопаток можно за счет применения высоконагруженных лопаточных венцов, характеризующихся высокими располагаемыми перепадами энтальпий (соответственно, давлений и температур потока) на каждую ступень и высокими числами Маха обтекающего рабочего тела.

Однако при этом повышается средний уровень аэродинамических нагрузок, действующих на каждую рабочую лопатку, а также амплитуды переменных составляющих этих нагрузок и соответствующие амплитуды динамических напряжений в теле лопатки. Повышенные динамические напряжения в материале лопаток могут приводить к уменьшению вибрационной надежности и к усталостным трещинам и разрушению лопаток. Поэтому оценка уровня пе-

ременных аэродинамических сил (ПАС), действующих на рабочие лопатки (РЛ), должна производиться на этапе проектирования.

Для того чтобы оценить уровень ПАС, действующих на рабочие лопатки интересующей турбинной ступени, необходимо иметь экспериментальные или численно-расчетные данные о распределении давлений по профилю лопатки, причем эти распределения – периодическая функция времени.

В настоящее время имеется возможность определения не только осредненных во времени нагрузок на РЛ, но и их нестационарных составляющих. Это обеспечивается не только методами вычислительной газодинамики (программный пакет Ansys CFX и др.), но и достижениями в создании малоинерционных измерительных приборов, необходимых при выполнении экспериментальных исследований. Сказанное иллюстрируется увеличением количества публикаций в области исследования нестационарных процессов за последние 10 лет, сочетающих в себе как результаты расчетов, так и экспериментальные оценки [1, 2, 3]. Выполненные исследования уже позволяют сделать некоторые обобщения, в частности, по влиянию на рабочие процессы в ступенях турбин основных геометрических параметров этих ступеней.

В настоящей статье рассматривается влияние на осредненные и нестационарные



нагрузки на рабочие лопатки межвенцовых осевых зазоров, соотношения шагов РЛ и НЛ, а также влияния высоты РЛ на расфазировку распределения нестационарных усилий. Полагаем, что читателю известны основные причины возникновения нестационарных нагрузок и их некоторые особенности [4, 5].

Следует отметить, что результаты исследований нестационарных процессов в проточных частях турбин могут быть использованы не только при решении задач обеспечения вибрационной надежности лопаточного аппарата, но и для оценки энергетической эффективности ступени, а также при решении задач снижения металлоемкости турбоагрегатов.

Цель настоящей работы – обобщение некоторых результатов, полученных зарубежными и отечественными авторами касательно исследования влияния геометрических параметров (Δz_1 , t_2/t_1 и d/l) осевых турбинных ступеней на уровень аэродинамических нагрузок на рабочие лопатки, а также сопоставление их с собственными авторскими результатами (полученными с помощью пакета Ansys CFX).

Метод численного моделирования и исследуемые турбинные ступени. Для расчета трехмерного вязкого нестационарного потока в проточных частях исследуемых турбинных ступеней был использован программный пакет Ansys CFX 18.2. В данном пакете реализованы методы вычислительной гидрогазодинамики (CFD), основанные на использовании нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS). Уравнения Навье-Стокса для сжимаемого потока являются уравнениями непрерывности, импульса и энергии в дифференциальной форме. В качестве модели турбулентности была выбрана одна из наиболее популярных на сегодняшний день модель SST Ментера [6], пригодная для расчета турбулентных течений в турбомашинах. Модель SST предполагает

переключение между уравнениями $k-\omega$ модели (вблизи поверхностей) и $k-\epsilon$ модели (вдали от поверхностей) с помощью специальной функции-переключателя.

Для построения расчетных сеток лопаточных секторов исследуемых осевых турбинных ступеней использовался сеточный генератор Ansys Turbogrid. Суммарное количество элементов расчетной сетки находилось в диапазоне 4–12 млн. Безразмерное число y^+ для первой пристенной ячейки для всех сеточных моделей находилось в диапазоне 1–2, что удовлетворяет требованиям низкорейнольдсовой модели турбулентности SST. Выполненное исследование сеточной сходимости показало пригодность используемых расчетных сеток для корректного разрешения особенностей нестационарного турбулентного потока и вычисления аэродинамических сил, действующих на поверхности рабочих и направляющих лопаток.

Временной шаг расчета подбирался таким образом, чтобы число Куранта $C = \frac{u\Delta t}{\Delta x}$ (где u – скорость переноса, Δt – временной шаг, Δx – пространственный шаг) находилось в диапазоне 1–4, в соответствии с требованиями метода URANS.

На интерфейсной поверхности между сетками направляющих и рабочих межлопаточных каналов применен метод скользящих сеток Transient Blade Row с временным преобразованием.

Объекты исследования. В качестве объектов исследования были выбраны две модельные осевые ступени, различающиеся отношением d/l и другими параметрами. На рис. 1, а представлена расчетная модель ступени ЛПИ с отношением $d/l = 13$, а на рис. 1, б – расчетная модель ступени V84.3 с отношением $d/l = 4$. Отношение количества направляющих и рабочих лопаток было подобрано таким образом, чтобы отношение угловых секторов было близко к единице, в соответствии с требованиями, накладываемыми методом *Преобразования времени (Time Transformation)*.

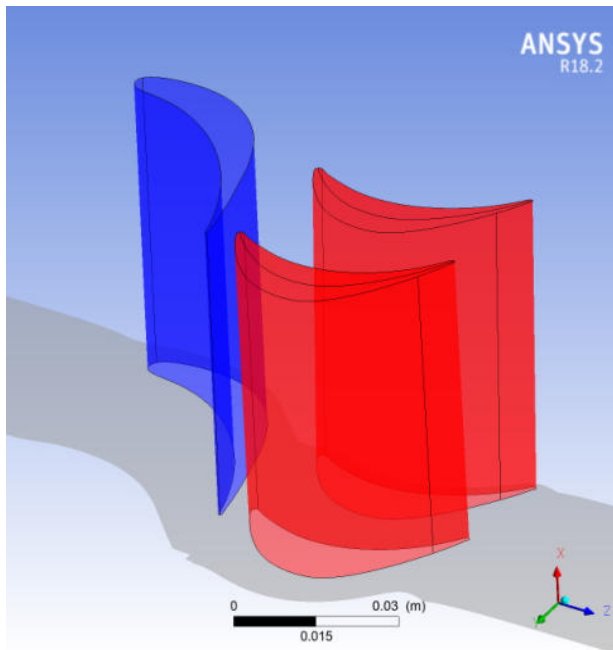


Рис. 1, а Модельная ступень ЛПИ: $d/l = 13$
 $d = 0,78$ м $l = 0,06$ м $t_2/t_1 = 0,53$ $\Delta z_r/b_1 = 0,08$

Fig. 1, a. SPbSTU Stage

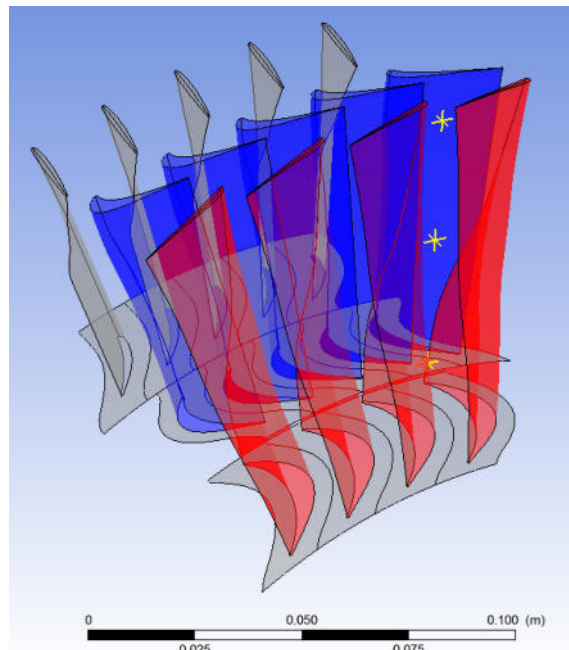


Рис. 1, б Модельная ступень V84.3: $d/l = 4$
 $d = 0,332$ м $l = 0,09$ м $t_2/t_1 = 1,255$ $\Delta z_r/b_1 = 0,38$

Fig. 1, б. V84.3 Stage

Таблица 1

Геометрические характеристики исследуемых турбинных ступеней

Table 1

Geometric characteristics of studied turbine stages

Геометрический параметр	Ступень ЛПИ	Ступень V84.3
Радиус среднего сечения r , мм	390	166
Длина направляющей лопатки l_1 , мм	60	71
Хорда профиля НЛ b_1 , мм	59	30
Шаг НЛ t_1 , мм	47,9	16,9
Относительный шаг НЛ \bar{t}_1	0,8	0,564
Число НЛ $Z_{НЛ}$	51	59
Длина рабочей лопатки l_2 , мм	59	86
Хорда профиля РЛ b_2 , мм	41	34,4
Шаг РЛ t_2 , мм	25,4	22,2
Относительный шаг РЛ \bar{t}_2	0,618	0,645
Число РЛ $Z_{РЛ}$	96	47
Отношение d/l_2	13	3,86
Отношение шагов t_2/t_1	0,53	1,255
Межвенцовый осевой зазор Δz_1 , мм	4	12

Желтыми точками на рис. 1, б обозначены точки замера статического давления в процессе моделирования, координаты этих точек относительно расчетной сетки рабочего колеса остаются

постоянными, а относительно направляющего аппарата – обновляются с временным шагом моделирования. Основные геометрические характеристики исследуемых ступеней приведены в табл. 1.



Результаты численного расчета и их обсуждение

В соответствии с целями настоящего исследования, а именно исследование влияния на переменные аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки, следующих геометрических параметров:

межвенцовый осевой зазор $\Delta z_1 / t_1 \operatorname{tg} \alpha_1$;

отношение шагов РЛ/НЛ t_2/t_1

отношение среднего диаметра к длине рабочей лопатки d/l_2

была выполнена серия расчетов нестационарного течения в исследуемых ступенях: 1) $\Delta z_1 / t_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{varia}$; $t_2/t_1 = \text{const}$ (для ступени ЛПИ) 2) $\Delta z_1 / t_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$ $t_2/t_1 = \text{varia}$ (для ступени ЛПИ) 3) $\Delta z_1 / t_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = \text{const}$ $d/l_2 = \text{varia}$ (ступень V84.3).

Влияние величины межвенцового осевого зазора. Изучение влияния осевого зазора при

решении нестационарных задач всегда оценивается в первую очередь. Это обусловлено тем, что интенсивность нестационарных процессов определяется неравномерностью окружных параметров потока, которые, в свою очередь, зависят от удаления контрольного сечения от турбинной решетки и уровня потенциальной и вязкой неравномерностей потока.

Исходя из геометрических соображений, при интерференции потенциальных и вязких возмущений, суммарные экстремумы будут наблюдаться на осевом расстоянии $n \cdot t_1 \operatorname{tg} \alpha_1$ ($n = 1, 2, 3, \dots$) от выходных кромок НЛ (рис. 2), что, конечно, отразится на уровне размахов ПАС, действующих на РЛ, если межвенцовый осевой зазор будет кратен $t_1 \operatorname{tg} \alpha_1$, по сравнению с другими величинами зазора.

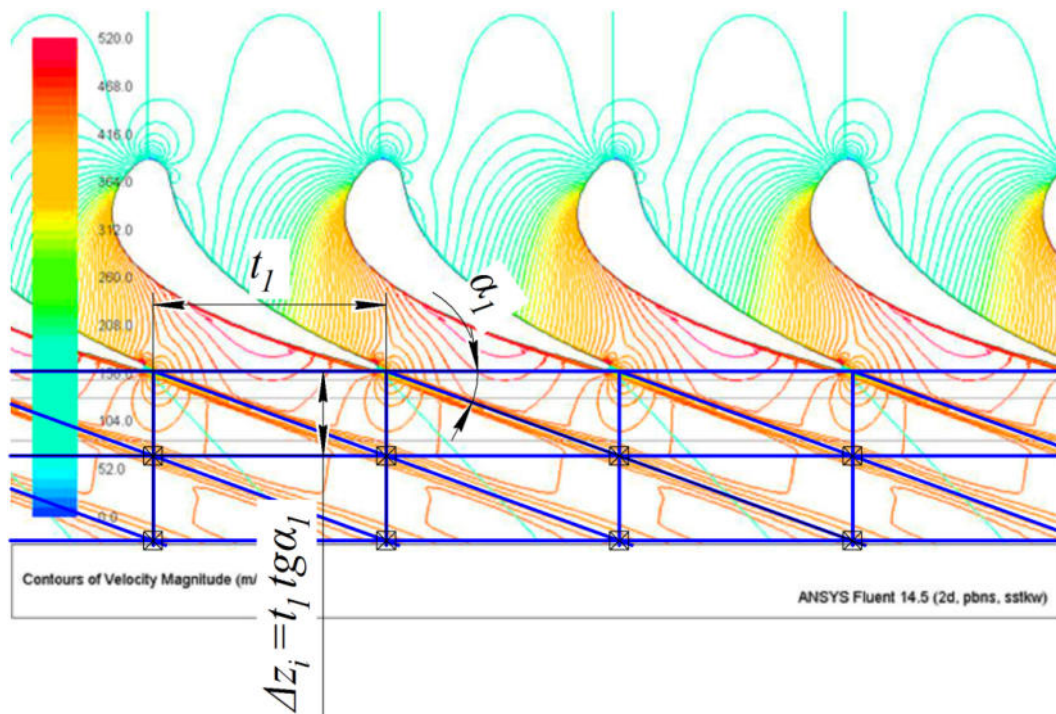


Рис. 2. Наложение вязких и потенциальных возмущений за выходными кромками направляющего аппарата

Fig. 2. Viscous and potential disturbances imposition beyond the guide vane trailing edges

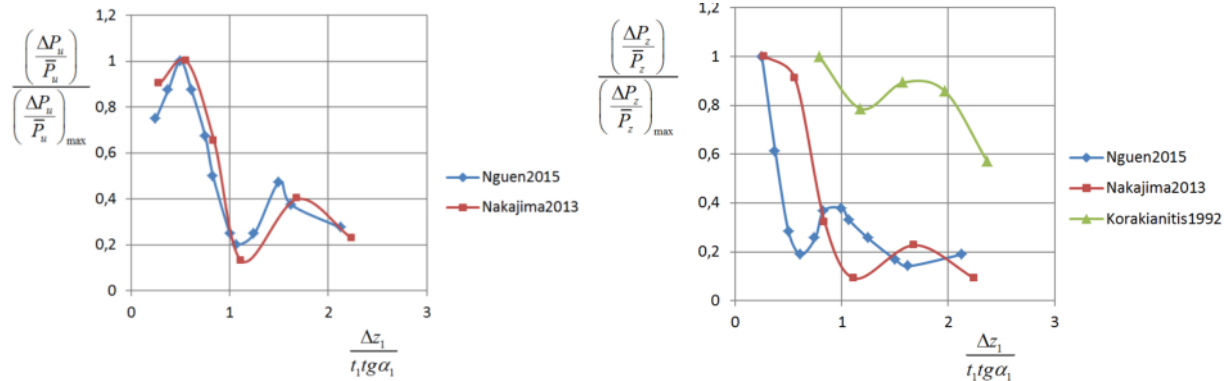


Рис. 3. Зависимость относительных размахов ПАС, действующих на РЛ, от относительного межвенцового зазора: окружная составляющая (а) и осевая составляющая (б)

Fig. 3. Normalized amplitudes of unsteady blade forces: *a* – tangential forces; *b* – axial forces

Как видно из рис. 2, потенциальные и вязкие воздействия суммируются в узлах воображаемой прямоугольно-треугольной сетки. На кривых $\overline{\Delta P_{u,z}}(\Delta z_1)$ данный факт будет проявляться в виде минимумов, соответствующих межвенцовым зазорам, кратным $\frac{\Delta z_1}{t_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$, и в

первую очередь равным $\frac{\Delta z_1}{t_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$. Немонотонно

убывающий, но периодический (с периодом $t_1 \operatorname{tg} \alpha_1$) характер зависимости относительных размахов ПАС РЛ от межвенцового зазора (рис. 3, *a, б*) подтверждается у Нгуена К. [7, (2015)], Nakajima Т. [8, (2013)] и Korakianitis Т. [9, (1992)] (рис. 2, *б*). Геометрический критерий $\frac{\Delta z_1}{t_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$, наглядно отражающий периодичность

картины наложения вязких и потенциальных возмущений в осевом и окружном направлении для турбинных решеток, впервые был введен в обиход и применен Ласкиным А.С. [10, (1987)].

Влияние соотношения шагов рабочих и направляющих лопаток t_2/t_1 . При исследовании влияния отношения шагов t_2/t_1 обычно оставляют неизменной рабочую решетку, изменяя шаг направляющих лопаток t_1 . Следует подчеркнуть, что при изменении шага решетки, хорды лопаток также должны быть пропорционально изменены для сохранения оптималь-

ного отношения шага решетки к хорде профиля t_1/b_1 (см. рис. 4).

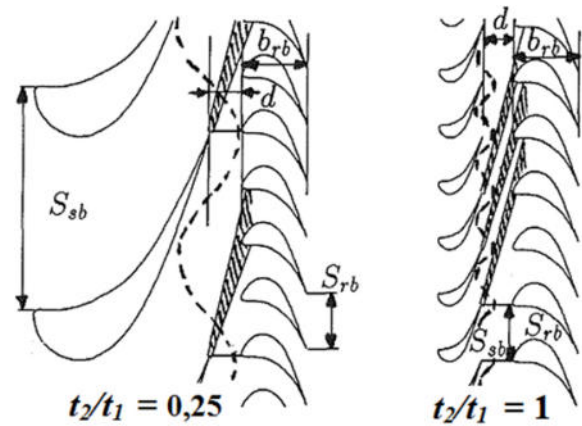


Рис. 4. Пропорциональное уменьшение хорды направляющей лопатки при уменьшении ее шага

Fig. 4. Proportional decrease in the chord of guide vanes with a decrease in its pitch

При увеличении хорды направляющих лопаток интенсивность потенциальных возмущений и вихревых закруточных следов будет также монотонно возрастать, а значит, будут возрастать и размахи ПАС, действующих на рабочие лопатки. Такой характер зависимости относительных размахов ПАС РЛ от отношения шагов t_2/t_1 (рис. 5, *a*) был подтвержден у Nakajima Т. [8, (2013)] и Korakianitis Т. [9, (1992)] (рис. 5, *a*).

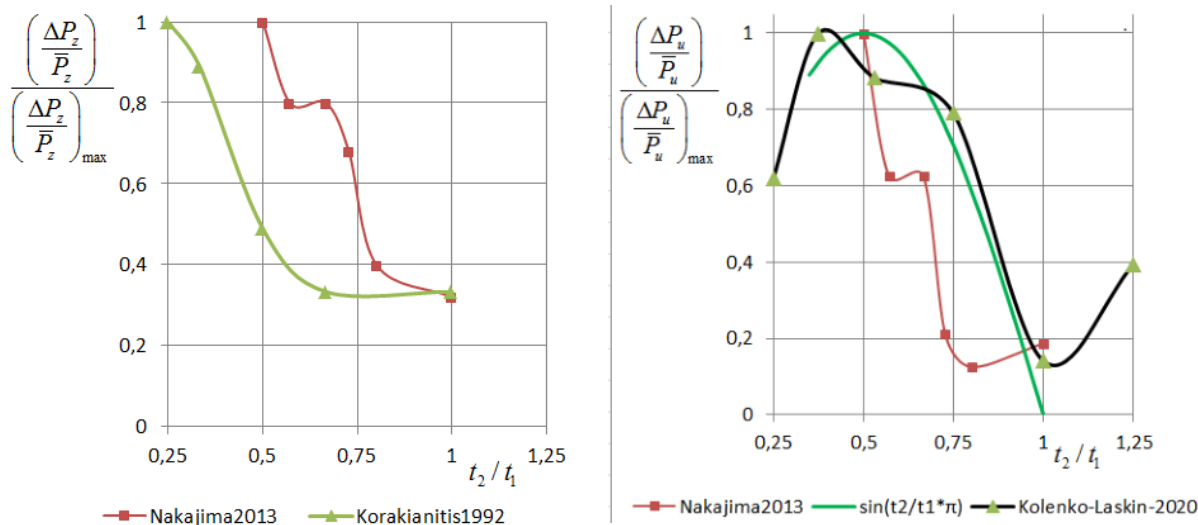


Рис. 5. Зависимость относительного размаха осевой составляющей (а) и окружной составляющей (б) ПАС РЛ от отношения шагов РЛ и НЛ t_2/t_1

Fig. 5. Normalized amplitudes of unsteady blade forces: a – axial forces; b – tangential forces

На рис. 5, б сопоставлены результаты Nakajima Т. и результаты CFD-расчета, выполненного авторами статьи. Также на рис. 5, б нанесена аналитическая кривая, полученная в предположении, что сдвиг фаз между силой, действующей на вогнутую поверхность РЛ и силой, действующей на выпуклую поверхность РЛ, пропорционален отношению шагов t_2/t_1 . В диапазоне отношений шагов $0,25 \leq t_2/t_1 \leq 1,0$ такое предположение подтверждается расчетными данными (рис. 5, б, кривая *Kolenko-Laskin-2020*).

Из графика на рис. 5, а, б видно, в частности, что минимальный уровень нестационарных сил, действующих на лопатку, соответствует отношению шагов $t_2/t_1 = 1$ (т. е. случаю, когда число направляющих лопаток равно числу рабочих лопаток). Однако, смежные направляющий и рабочий венец с отношением шагов, равным единице, обычно не выполняют, поскольку, хотя амплитуда сил, действующих на одну лопатку (как на направляющую, так и на рабочую), невелика, эти ПАС действуют *в одной фазе* на все лопатки по окружности, и возникают проблемы прочности крепежа сегментов направляющих лопаток. Ком-

промиссным с точки зрения динамических напряжений изгиба в материале рабочих лопаток и напряжений среза в крепеже статорных лопаток можно считать диапазон отношений шагов $0,5 < t_2/t_1 < 1,0$ и $1,0 < t_2/t_1 \leq 1,25$. В реальных конструкциях осевых турбинных ступеней $t_2/t_1 = 0,75-0,85$.

Влияние отношения среднего диаметра ступени к высоте рабочей лопатки d/h_2 . Для осевых турбинных ступеней с отношением $d/l = 10...15$ обычно применяются лопатки постоянного по высоте сечения, и малыми радиальными градиентами параметров потока и, соответственно, амплитуд и фаз ПАС РЛ по высоте проточной части можно пренебречь. Для ступеней с отношением $d/l = 3...8$ применяют лопатки, спрофилированные в соответствии с выбранным законом закрутки потока по радиусу, и в этом случае изменение параметров потока и размахов ПАС РЛ по высоте проточной части существенно.

Сдвиг фаз ПАС по высоте рабочей лопатки, который будет наблюдаться в ступени с относительно длинными и закрученными лопатками, обусловлен, прежде всего, формой лопаток: линия входной кромки РЛ и линия выходной кромки НЛ в таких ступенях не совпадает с ра-

диальной линией, вдобавок, и направляющие, и рабочие лопатки могут иметь тангенциальный наклон (положительный или отрицательный).

Помимо чисто геометрических соотношений, на сдвиг фаз ПАС по высоте РЛ оказывают влияние и соотношения между режимными параметрами (M_{e1} , Re_{b2} , Re_{l2}) и геометрическими критериями подобия (d/l , l_2/b_2). Акустические возмущения давления распространяются в движущемся потоке с местной скоростью звука, а рабочем межлопаточном канале со скоростью $a+w$. Это значит, что для случая относительно коротких лопаток и умеренных чисел M_{e1} пульсации статического давления в различных точках объема рабочего межлопаточного канала будут практически синфазны, в то время как для случая относительно длинных лопаток и высоких чисел M_{e1} пульсации статического давления в различных точках по высоте рабочего межлопаточного канала не будут синфазны, потому что время, за которое акустическое возмущение преодолеет путь, например, от корня до периферии РЛ, окажется больше времени, через которое условная воображаемая порция рабочего тела покинет рабочий межлопаточный канал.

К сожалению, авторам не удалось найти публикаций, посвященных исследованию влияния относительной и абсолютной высоты рабочих лопаток на размахи и фазы ПАС РЛ. Некоторые соображения касательно влияния нерадиальной установки лопаток на сдвиг фаз ПАС РЛ можно найти у Самойловича Г.С. [11, с. 201, (1975)]. В частности, приводятся аналитические формулы для расчета динамических напряжений в рабочих лопатках с учетом нерадиальной установки направляющих лопаток. Формулы выведены для случая, когда сдвиг фаз аэродинамической нагрузки по высоте лопатки предполагается известным, а интенсивность ее изменения по высоте – постоянной.

На сегодняшний день доступные вычислительные мощности и программный пакет Ansys CFX позволяют численно-расчетным методом и с достаточной достоверностью опреде-

лить амплитуды и фазы переменных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки, для любой модельной или натурной ступени. Авторы считают проблему оценки влияния относительной высоты лопаток на размахи и фазы ПАС РЛ актуальной и неисследованной, поэтому далее изложены некоторые результаты численного URANS-расчета ПАС РЛ в ступенях ЛПИ и V84.3, полученные с помощью пакета Ansys CFX 18 [12].

На рис. 6 показано изменение статического давления во времени для ступени V84.3 в точках $x/l = 0,1$, $x/l = 0,5$, $x/l = 0,9$, расположение которых было показано на рис. 1, б. Период основной гармоники, как и ожидалось, равен $T_1 = \frac{1}{n_c Z_{НЛ}}$ (периоду НЛ).

В процессе вращения рабочего колеса соответствующая эпюра давлений по профилю рабочей лопатки на выбранном радиусе (на рис. 7, $x/l = 0,5$) периодически «пульсирует».

Если разбить период изменения этой эпюры на произвольное число шагов, и вычислить площадь этой эпюры для каждого момента времени, то можно построить изменение во времени погонной переменной аэродинамической силы q [Н/м], действующей на отрезок лопатки высотой Δl , и отнесенной к длине этого участка. На рис. 8 представлено изменение окружной погонной ПАС, действующей на рабочую лопатку ступени ЛПИ, а на рис. 9 – аналогичные кривые для рабочей лопатки ступени V84.3.

Из рис. 8 можно видеть, что изменение нагрузки на рабочую лопатку ступени ЛПИ происходит практически синфазно по высоте проточной части, поскольку лопатка относительно короткая, имеет практически постоянный профиль и угол установки по высоте. Относительный размах ПАС достигает 30-40% от осредненной во времени силы \bar{P}_u , его высокий уровень объясняется малым относительным осевым зазором для данной ступени ($\Delta z_r/b_1 = 0,08$). Средний уровень ПАС возрастает от корня к периферии.

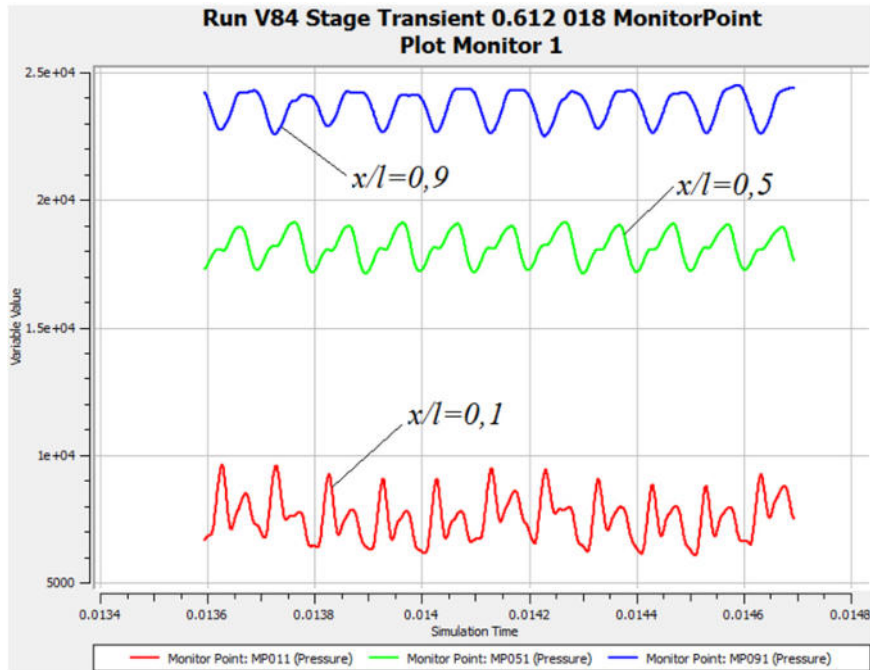


Рис. 6. Пульсации статического давления в точках замера (ступень V84.3) (на входе в рабочий межлопаточный канал): ступень V84.3
 Fig. 6. Static pressure fluctuations at monitoring points (V84.3 stage)

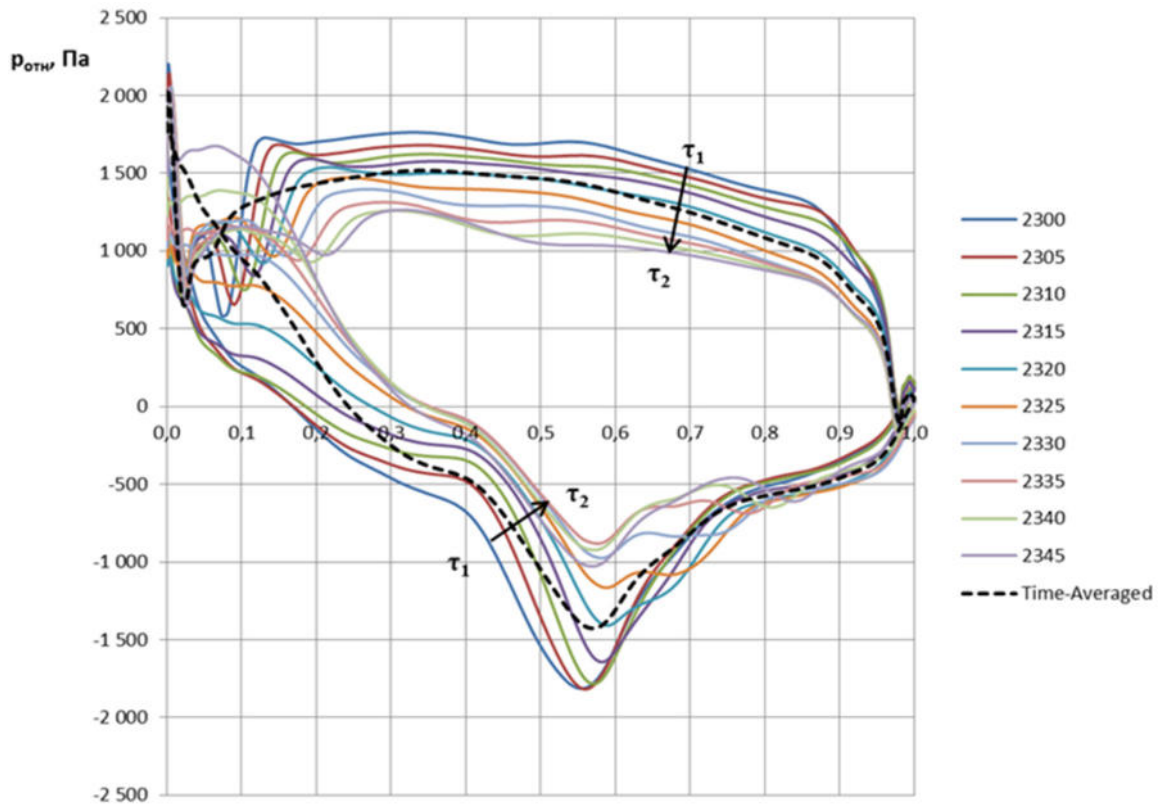


Рис. 7. Распределение статического давления по профилю: $x/l = 0,5$ модельная ступень ЛПИ
 Fig. 7. Blade loading distribution fluctuations at $x/l = 0,5$ section (SPbSTU stage)

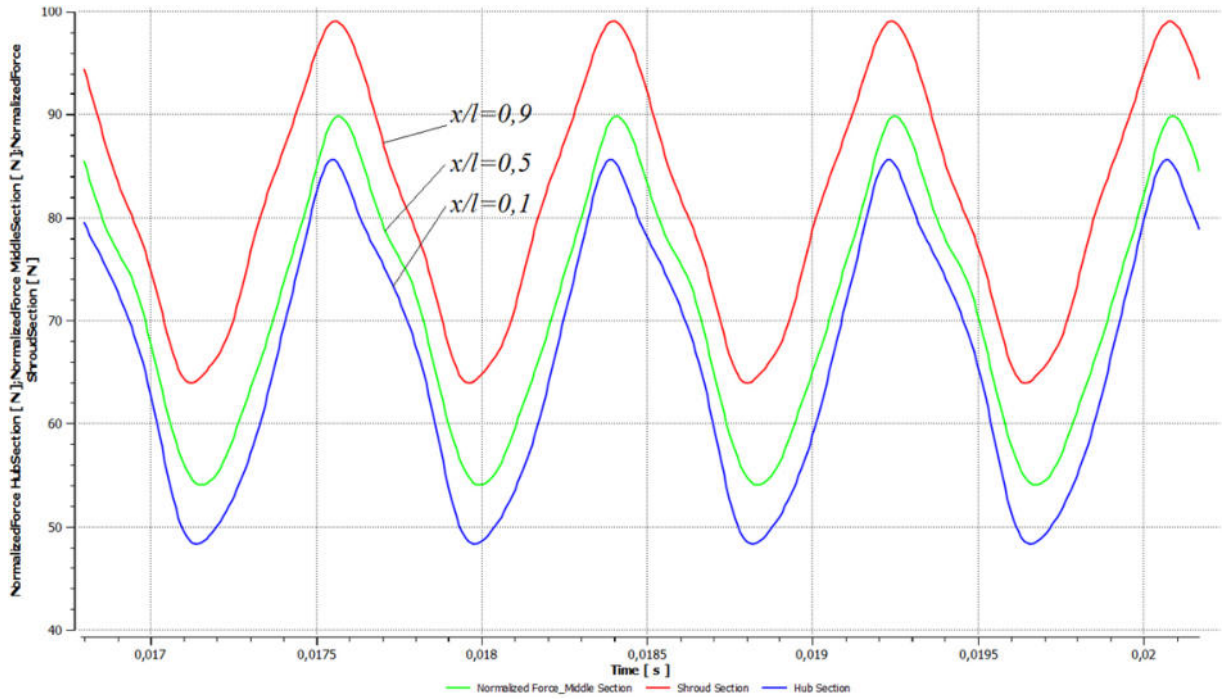


Рис. 8. Погонная окружная ПАС, действующая на РЛ: ступень ЛПИ, $x/l = 0,1$ 0,5 0,9
 Fig. 8. Normalized blade forces fluctuations, $x/l = 0,1$ 0,5 0,9 (SPbSTU stage)

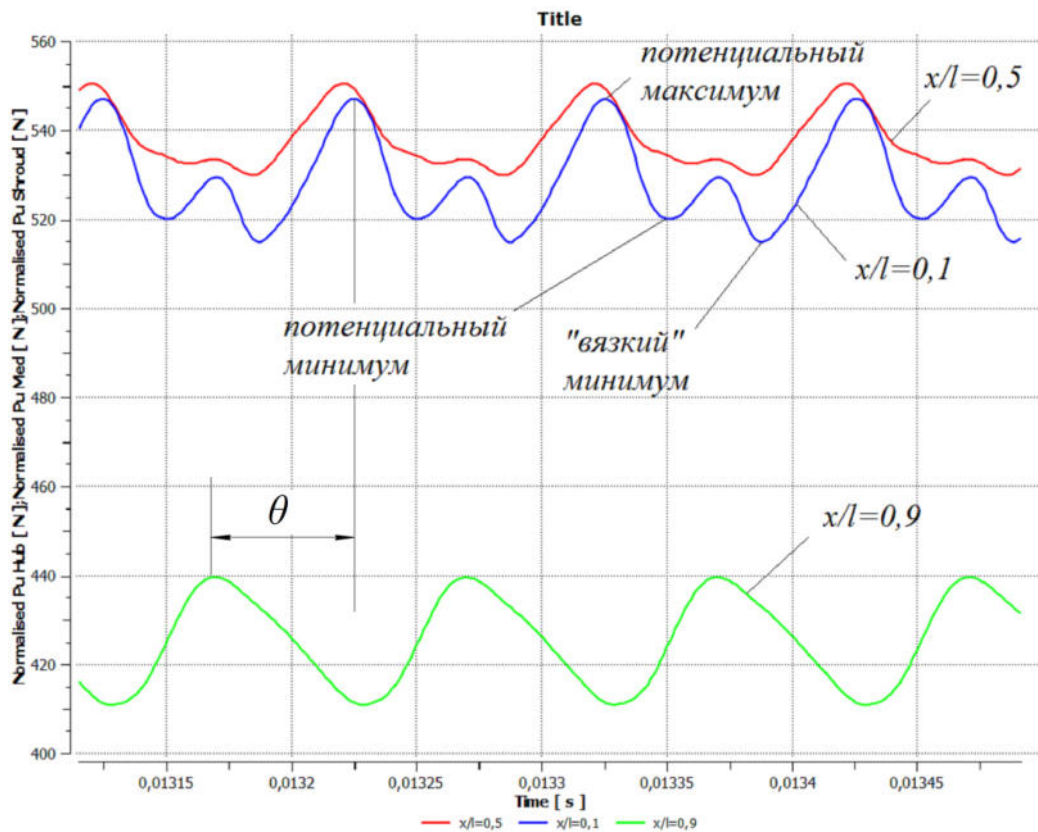


Рис. 9. Погонная окружная ПАС, действующая на РЛ: ступень V84.3
 Fig. 9. Normalized blade forces fluctuations, $x/l = 0,1$ 0,5 0,9 (V84.3 stage)

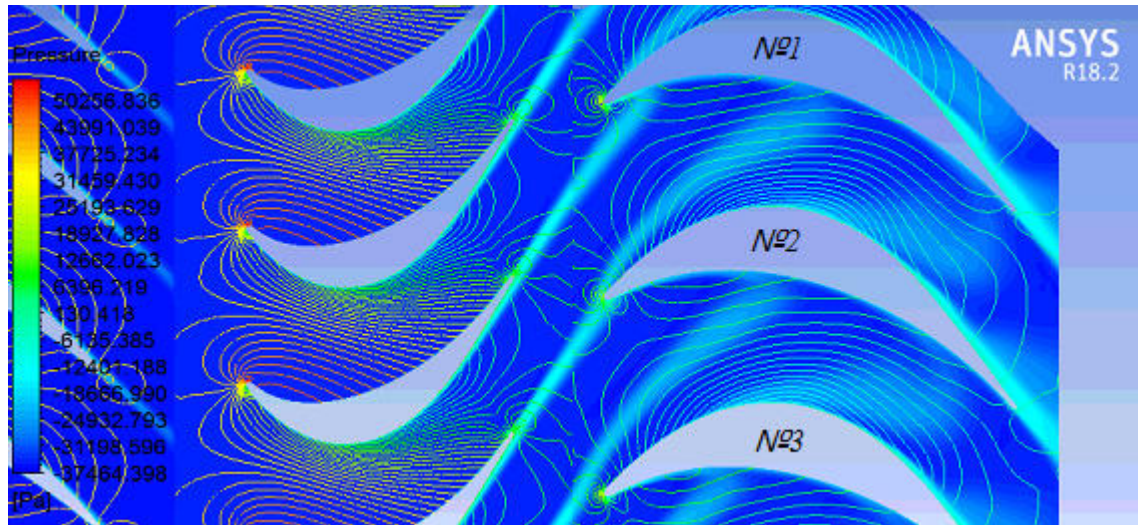


Рис. 10. Мгновенное поле энтропии и контуры давления: плоская развёртка в корневом сечении ($x/l = 0,1$), ступень V84.3

Fig. 11. Instantaneous entropy and static pressure flow fields, span 0,1 (V84.3 stage)

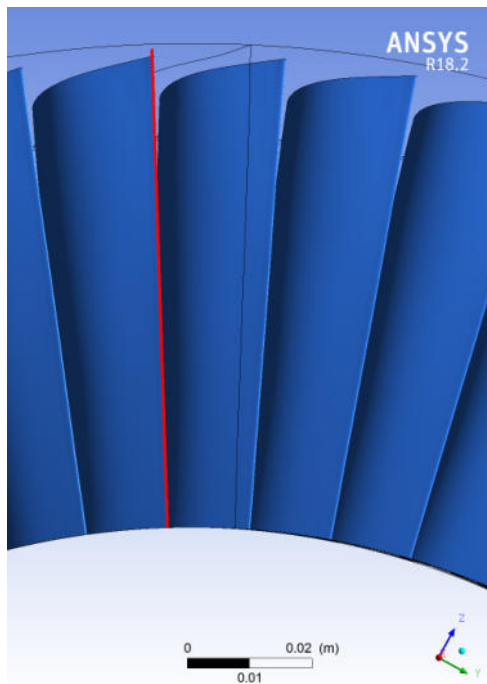


Рис. 11, а. Выходная кромка НЛ
Fig. 11, а. Guide vane trailing edge

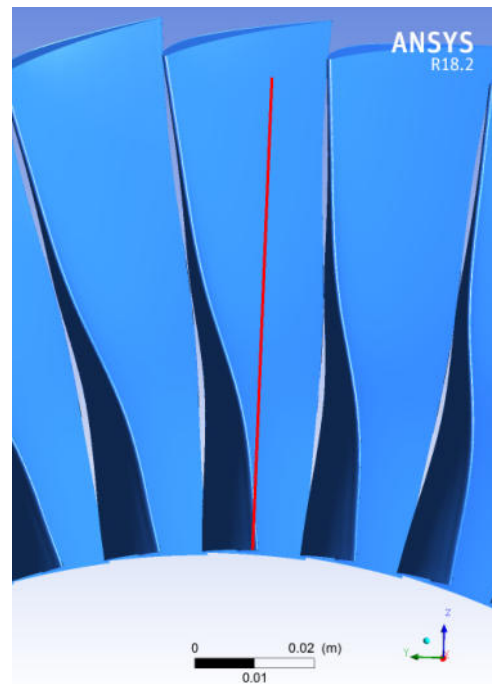


Рис. 12, б. Входная кромка РЛ
Fig. 12, б. Rotor blade leading edge

Анализируя изменение погонной ПАС РЛ для ступени V84.3 (рис. 9), можно заметить дополнительные минимумы на кривой $x/l = 0,1$ (прикорневая область лопатки), частота этих минимумов также равна $n_e Z_{НЛ}$. При сопоставлении

этих минимумов с полем энтропии в корневом сечении (рис. 10, РЛ №2), было обнаружено, что они соответствуют моменту натекания аэродинамического следа НЛ на входную кромку РЛ. Эти минимумы обозначены авторами «вязкими».

Потенциальный максимум – соответствует положению РЛ относительно НЛ, при котором выходная кромка НЛ и входная кромка РЛ находятся на одной линии, перпендикулярной плоскости вращения (см. РЛ №1 на рис. 10).

Потенциальный минимум – примерно соответствует положению РЛ относительно НЛ, при котором входная кромка РЛ равноудалена от ближайших выходных кромок НЛ (см. РЛ №3 на рис. 10).

Наблюдаемый сдвиг фаз θ суммарного возмущающего воздействия потока в сечениях $x/l = 0,1$ и $x/l = 0,9$ в ступени V84.3 (рис. 9) объясняется формой рабочей лопатки. Из рис. 11, б следует, что входная кромка РЛ имеет криволинейную форму и наклонена в сторону вращения (помимо того, что по высоте проточной части меняется и величина межвенцового зазора), поэтому возмущающее воздействие на периферии лопатки будет опережать по фазе воздействие у корня на величину порядка $\theta = \tau / T = 0,6$, что подтверждается рис. 9. Следует также отметить, что для данной ступени аэродинамический след натекает на входную кромку РЛ практически синфазно по высоте лопатки, а расфазировка ПАС РЛ в таком случае определяется или только потенциальными возмущениями поля потока (для периферии), или суммарным воздействием вихревой области и потенциальной неравномерности потока (для корневого сечения).

Выводы

1) Для турбинных ступеней, рассмотренных в работах [7–9], зависимость размахов переменных сил, действующих на рабочие лопатки, от межвенцового осевого зазора (рис. 3, а, б) имеет немонотонно-убывающий периодический характер с периодом, равным или близким к $\frac{\Delta z_1}{t_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$. Периодическая немонотонность зависимости осредненных размахов ПАС РЛ от межвенцового зазора $\overline{\Delta P}(\overline{\Delta z})$ определяется картиной наложения вязких и потенциальных

возмущений потока за НЛ, отражаемой параметром $\Delta z_m = t_1 \operatorname{tg} \alpha_1$ (рис. 2, 3, а, б).

2) Для турбинных ступеней, рассмотренных в работах [7, 8] и ступени ЛПИ, исследованной в настоящей работе, кривые зависимости размахов переменных сил, действующих на рабочие лопатки, от отношения шагов рабочей решетки к шагам направляющей решетки t_2/t_1 (рис. 5, а, б) существенно различаются между собой для ступеней различной геометрии. Общим качественным свойством этих кривых является, в целом, монотонное убывание осредненной величины ПАС РЛ в диапазоне отношений шагов $0,25 \leq t_2/t_1 \leq 1,0$.

3) Сравнивая зависимости погонных ПАС РЛ от времени для трех сечений лопатки ($x/l = 0,1$ 0,5 0,9) для исследованных в данной работе ступеней ЛПИ ($d/l = 13$) и V84.3 ($d/l = 4$), (рис. 8, 10), можно видеть, что для модельной ступени ЛПИ расфазировка ПАС РЛ по высоте проточной части практически отсутствует, переменные силы действуют на перо лопатки синфазно, в то время как для для модельной ступени V84.3 расфазировка ПАС РЛ по высоте проточной части была обнаружена, и составила $\theta = \tau / T = 0,6$ (рис. 9).

4) Размахи и фазы ПАС, действующих на рабочие лопатки, нелинейно зависят от геометрических параметров ступени: $\Delta z_1/b_1$ t_2/t_1 d/l .

5) Для осевых турбинных ступеней различных производителей с относительным межвенцовым зазором в диапазоне $\Delta z_1/b_1 = 0,2 \div 0,5$ и отношением шагов $t_2/t_1 = 0,5 \div 1,25$ характерен уровень относительных размахов переменных аэродинамических сил в диапазоне $7 \div 30\%$ от осредненных во времени величин \overline{P}_u .

6) Зависимость осредненных размахов ПАС РЛ от отношения шагов РЛ/НЛ $\overline{\Delta P}(t_2/t_1)$ в наиболее употребительном диапазоне $0,5 < t_2/t_1 < 1,0$ в целом, является практически монотонно убывающей. Кривая, полученная авторами для ступени ЛПИ, хорошо аппроксимируется функцией $\sin\left(\frac{t_2}{t_1} \pi\right)$ (см. рис. 5. б).



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Chen T., Patel K., Millington P.** Combined effects of both axial gap and blade count ratio on the unsteady forces of a steam turbine stage // Proceedings of ASME Turbo Expo, ASME GT2012-68874. 2012.
- [2] **Funazaki K., Yamada K., Kikuchi M., Sato H.** Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Turbine Stage with Variable Rotor-Stator Axial Gap // International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems (Japan). Dec 2008. Vol. 2, no. 1. P. 30–37.
- [3] **Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., Жандковски Р., Колесник А.А.** Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца осевой турбомашин // Вестник НТУ «ХПИ». 2014. № 62 (1104).
- [4] **Афанасьева Н.Н., Бусурин В.Н., Гоголев И.Г. [и др.]** Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / под общ. ред. В.А. Черникова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.
- [5] **Коленько Г.С., Ласкин А.С.** Структура потока и аэродинамические характеристики плоской турбинной направляющей решетки // Естественные и технические науки. 2018. 4 (118). С. 164–176.
- [6] **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).
- [7] **Нгуен Куок Куан.** Численное исследование влияния межвенцового зазора на переменные силы в осевой ступени турбины // Молодой ученый. 2015. № 10 (90). С. 270–274.
- [8] **Nakajima, Tomomi Shikano, Yoshio Yamashita Yutaka.** Prediction of Unsteady Force for Axial Turbine Buckets (Effects of Nozzle-Bucket Axial Gap Length and Blade Count Ratio) // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
- [9] **Korakianitis T.** On the prediction of unsteady forces on gas turbine blades: Part 1 -Description of the approach // Transaction of the ASME. 1992. Vol. 114, P. 123–131.
- [10] **Ласкин А.С.** Выбор оптимального осевого зазора, обеспечивающего минимум аэродинамического возбуждения колебаний рабочих лопаток газовой турбины // Энергомашиностроение. 1987. № 2. С. 18–25.
- [11] **Самойлович Г.С.** Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение. 1975. 288 с.
- [12] **Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., Жандковски Р.** Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашин с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка // Вестник НТУ «ХПИ». 2016. № 8(1180). С. 47–53.
- [13] **Niu, Xiyang Wang, Lin Li, Dongming Du.** Quli Reduction of Turbine Blade Unsteady Forces by Shape Modification of Vanes for Industrial Gas Turbines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea.
- [14] **Rzadkowski R., Gnesin V., Kolodyazhnaya L.** Aeroelasticity Analysis of Unsteady Rotor Blade Forces and Displacements in LP Last Stage Steam Turbine with Various Pressure Distributions the Stage Exit // Journal of Vibration Engineering & Technologies.. 2018. Vol. 6, is. 5.
- [15] **Waite, Joshua J. Kielb, Robert E.** The Impact of Blade Loading and Unsteady Pressure Bifurcations on Low-Pressure Turbine Flutter Boundaries // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138, is. 4.
- [16] **Seeley, Charles E. Wakelam, Christian Zhang, Xuefeng Hofer, Douglas Ren.** Wei-Min Investigations of Flutter and Aerodynamic Damping of a Turbine Blade: Experimental Characterization // Journal of Turbomachinery. 2017. Vol. 139, is. 8.
- [17] **Jian Liu, Wei-Yang Qiao, Wen-Hua Duan.** Investigation of Unsteady Aerodynamic Excitation on Rotor Blade of Variable Geometry Turbine // International Journal of Rotating Machinery. Vol. 2019. URL: <https://doi.org/10.1155/2019/4396546>
- [18] **Ooten, Michael K. Anthony, Richard J. Lethander, Andrew T. Clark, John P.** Unsteady Aerodynamic Interaction in a Closely Coupled Turbine Consistent With Contrarotation // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138, is. 6.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОЛЕНЬКО Григорий Сергеевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: gidrat@mail.ru

ЛАСКИН Александр Степанович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: as.laskin@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.02.2020

REFERENCES

- [1] **T. Chen, K. Patel, P. Millington**, Combined effects of both axial gap and blade count ratio on the unsteady forces of a steam turbine stage, Proceedings of ASME Turbo Expo, ASME GT2012-68874. 2012.
- [2] **K. Funazaki, K. Yamada, M. Kikuchi, H. Sato**, Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Turbine Stage with Variable Rotor-Stator Axial Gap, International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems (Japan). Dec, 2 (1) (2008) 30–37.
- [3] **V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R. Zhandkovski, A.A. Kolesnik**, Chislennyy analiz aerouprugogo povedeniya lopatochnogo ventsa osevoy turbomashiny, Vestnik NTU «KhPI», 62 (1104) (2014).
- [4] **N.N. Afanasyeva, V.N. Busurin, I.G. Gogolev [i dr.]**. Aerodinamicheskiye kharakteristiki stupeney teplovykh turbin. Pod obshch. red. V.A. Chernikova. L.: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1980.
- [5] **G.S. Kolenko, A.S. Laskin**, Struktura potoka i aerodinamicheskiye kharakteristiki ploskoy turbinnoy napravlyayushchey reshetki, Yestestvennyye i tekhnicheskiye nauki, 4 (118) (2018) 164–176.
- [6] 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> (accessed February 12, 2020)
- [7] **Nguyen Kuok Kuan**, Chislennoye issledovaniye vliyaniya mezhventsovogo zazora na peremennyye sily v osevoy stupeni turbiny, Molodoy uchenyy, 10 (90) (2015) 270–274.
- [8] **Nakajima, Tomomi Shikano, Yoshio Yamashita, Yutaka**, Prediction of Unsteady Force for Axial Turbine Buckets (Effects of Nozzle-Bucket Axial Gap Length and Blade Count Ratio), Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
- [9] **Korakianitis T.** On the prediction of unsteady forces on gas turbine blades: Part 1 -Description of the approach, Transaction of the ASME, 114 (1992) 123–131.
- [10] **A.S. Laskin**, Vybór optimalnogo oseвого zazora, obespechivayushchego minimum aerodinamicheskogo vzbuzhdeniya kolebaniy rabochikh lopatok gazovoy turbiny, Energomashinostroyeniye, 2 (1987) 18–25.
- [11] **G.S. Samoylovich**, Vzbuzhdeniye kolebaniy lopatok turbomashin. M., Mashinostroyeniye, 1975.
- [12] **V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R. Zhandkovski**, Chislennyy analiz trekhmernogo nestatsionarnogo potoka idealnogo gaza v posledney stupeni turbomashiny s uchetom neosesimmetrichnogo vykhlopnogo patrubka, Visnik NTU «KhPI», 8 (1180) (2016) 47–53.
- [13] **Niu, Xiyang Wang, Lin Li, Dongming Du, Qiuli**, Reduction of Turbine Blade Unsteady Forces by Shape Modification of Vanes for Industrial Gas Turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea.
- [14] **R. Rzedkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya**, Aeroelasticity Analysis of Unsteady Rotor Blade Forces and Displacements in LP Last Stage Steam Turbine with Various Pressure Distributions the Stage Exit, Journal of Vibration Engineering & Technologies, 6 (5) (2018)..
- [15] **Waite, Joshua J. Kielb, Robert E.** The Impact of Blade Loading and Unsteady Pressure Bifurcations on Low-Pressure Turbine Flutter Boundaries, Journal of Turbomachinery, 138 (4) (2016).
- [16] **Seeley, Charles E. Wakelam, Christian Zhang, Xuefeng Hofer, Douglas Ren.** Wei-Min Investigations of Flutter and Aerodynamic Damping of a Turbine Blade: Experimental Characterization, Journal of Turbomachinery, 139 (8) (2017).
- [17] **Jian Liu, Wei-Yang Qiao, Wen-Hua Duan**, Investigation of Unsteady Aerodynamic Excitation on Rotor Blade of Variable Geometry Turbine, International Journal of Rotating Machinery, (2019). URL: <https://doi.org/10.1155/2019/4396546>
- [18] **Ooten, Michael K. Anthony, Richard J. Lethander, Andrew T. Clark, John P.** Unsteady Aerodynamic Interaction in a Closely Coupled Turbine Consistent With Contrarotation, Journal of Turbomachinery, 138 (6) (2016).

THE AUTHORS

KOLENKO Grigorii S. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: gidrat@mail.ru

LASKIN Aleksandr S. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: as.laskin@mail.ru

Received: 04.02.2020