

DOI: 10.15593/2224-9982/2018.52.01

УДК 534.2:533.6: 519.6

Н.В. Шуваев^{1,2}, А.А. Синер^{1,3}, Н.Н. Большагин^{1,3}, Р.Н. Колегов^{1,3}

¹ Пермский государственный национальный исследовательский университет,
Пермь, Россия

² ПАО «ОДК-Сатурн», Пермь, Россия

³ АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь, Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТРАЖЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ ВОЛНЫ ОТ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА

Взаимодействие звуковых волн с лопаточной машиной представляет собой важную задачу, поскольку возникающие внутри турбомшины звуковые колебания могут существенно усиливаться и приводить к поломкам. Правильное предсказание отражательных свойств лопаточного венца позволит определять возможность резонансных процессов в проточной части двигателя.

Цель работы – определение коэффициента отражения звуковой волны от вращающегося лопаточного венца, анализ влияния выбора шага по времени и частоты вращения ротора. В работе выполнено численное моделирование распространения акустической волны по тракту двигателя и её отражения от вращающегося лопаточного венца. В качестве объекта исследования выступает изолированное рабочее колесо с лопатками NASA Rotor 67.

Расчеты проведены в ПК ANSYS Fluent. Для определения коэффициента отражения были выбраны две разнесенные по оси двигателя точки на 90 % высоты проточной части. Для определения коэффициента отражения использовался метод передаточной функции. Проведено исследование влияния выбора шага по времени, показана достаточность выбранного шага.

Обнаружена линейная зависимость коэффициента отражения от частоты вращения ротора, справедливая для всех режимов, кроме максимального (всего рассчитано 5 режимов). Причиной отклонения результатов на максимальном режиме может быть появление скачка уплотнения в межлопаточном канале на данном режиме.

Для нестационарных расчетов использованы постановки 360° и один сектор периодичности. При использовании модели 360° получена возрастающая зависимость коэффициента отражения от частоты вращения ротора, для модели с одним сектором периодичности получена убывающая зависимость. Выявленные отличия требуют проведения дальнейших исследований, но могут служить доводом в пользу применения для подобных расчетов постановок с моделированием колеса целиком, несмотря на значительную экономию вычислительных ресурсов по сравнению с моделями с одним сектором.

Ключевые слова: акустика, акустический импеданс, коэффициент отражения, газотурбинный двигатель, численное моделирование, вычислительная гидродинамика, ANSYS Fluent.

N.V. Shuvaev^{1,2}, A.A. Siner^{1,3}, N.N. Bolshagin^{1,3}, R.N. Kolegov^{1,3}

¹ Perm State National Research University, Perm, Russian Federation

² JSC «UEC-Saturn», Perm, Russian Federation

³ JSC «UEC-Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

NUMERICAL SIMULATION OF THE ACOUSTIC WAVE REFLECTION FROM A ROTATING BLADE ROW

The interaction of sound waves with an axial-flow machine is an important task, since the acoustic oscillation arising inside the turbomachine can significantly increase and lead to damage. Prediction of the reflection coefficient of the rotor blade will allow to determine the possibility of resonance processes in the air-engine flow path.

The goal of the study is to investigate the dependency of the acoustic wave reflection from a rotating blade row on the timestep value and the rotation speed. The results of the wave propagation within the channel and its reflection from rotating blade row numerical simulations are presented. For that study, an isolated NASA Rotor 67 blade was chosen as a research object.

All simulations were performed with ANSYS Fluent software. Signals at two points located at the 90% blade span with different axial distances from blade were used for reflection coefficient estimation. For this purpose, a common for experiments with an impedance tube two microphones methodology is used. Simulations were performed with different timestep sizes to prove the timestep convergence.

A linear relation between rotor revolution rate and reflection coefficient for each case excepting the highest one (5 cases total) was observed. This effect can be explained by the influence of a shockwave which appears in the blade passage at design conditions.

Single blade passage and full-annulus unsteady simulations were performed and analyzed. The reflection coefficient appeared to increase for full-annulus simulations as the rotation rate increased although it appeared to decrease for one blade passage simulations with the same conditions. A reason for this difference is the object for future investigations but it indicates that the full-annulus formulation should be used instead of one blade passage model despite its higher computational costs.

Keywords: acoustic impedance, reflection coefficient, turbojet engine, numerical simulation, computational fluid dynamics, ANSYS Fluent.

Актуальность, концептуальная постановка

При моделировании акустических процессов, происходящих внутри некоторого узла двигателя, влияние соседних узлов можно учесть при помощи постановки специальных импедансных граничных условий на входе и выходе, тем самым значительно сократив вычислительные затраты [1–3]. Кроме того, акустические процессы и газодинамические процессы в проточной

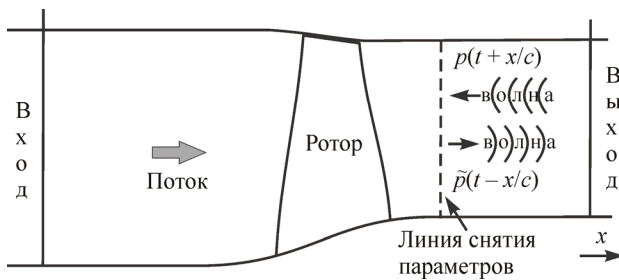


Рис. 1. Общая схема задачи

части двигателя, такие как статор-ротор-взаимодействие, как правило, имеют существенно разные характерные периоды. Как следствие, разница в значениях шага по времени, необходимых для разрешения соответствующих процессов, может привести к существенному снижению эффективности проводимых расчетов [4, 5].

Общая схема рассматриваемой задачи приведена на рис. 1. В проточной части установлен вращающийся лопаточный венец

(или несколько ступеней компрессора или турбины), на входе или выходе из проточной части задана падающая на венец акустическая волна.

В результате взаимодействия с лопаточным венцом часть энергии волны отражается обратно, необходимо определить коэффициент отражения от рассматриваемого препятствия – лопаточного венца [6],

$$\tilde{p} = R p, \tag{1}$$

где p – комплексная амплитуда давления в падающей волне; \tilde{p} – комплексная амплитуда давления в отраженной волне; R – комплексный коэффициент отражения.

Комплексное значение коэффициента отражения можно также найти через значение акустического импеданса Z [6]:

$$R = \frac{Z - \rho c}{Z + \rho c}, \tag{2}$$

где ρc – импеданс среды; ρ – ее плотность; c – импеданс.

Определение акустического импеданса видится более целесообразным, так как в дальнейшем вычисленные значения можно использовать при задании импедансных граничных условий, эквивалентных действию рассматриваемого лопаточного венца.

Расчетная модель и результаты стационарных расчетов

Объектом исследования является изолированное рабочее колесо с лопатками NASA Rotor 67. Геометрические данные по рассматриваемому объекту доступны в [7], общий вид колеса и проточной части приведен на рис. 2. Рабочее колесо состоит из 22 лопаток, средняя хорда лопаток – 9,5 см, относительная высота – 1,56. На выходе задается плоская звуковая волна с частотой 1000 Гц и амплитудой колебаний давления 500 Па.

Расчетная сетка построена в ПК Numeca AutoGrid. Учтен радиальный зазор 0,3 мм, галтель 1,78 мм. Максимальный размер ячейки соответствует разрешению 40 точек на длину вол-

ны частотой 1000 Гц, размер сетки в расчете на один сектор периодичности – 342 тыс. узлов, в модели 360° – 7,5 млн узлов.

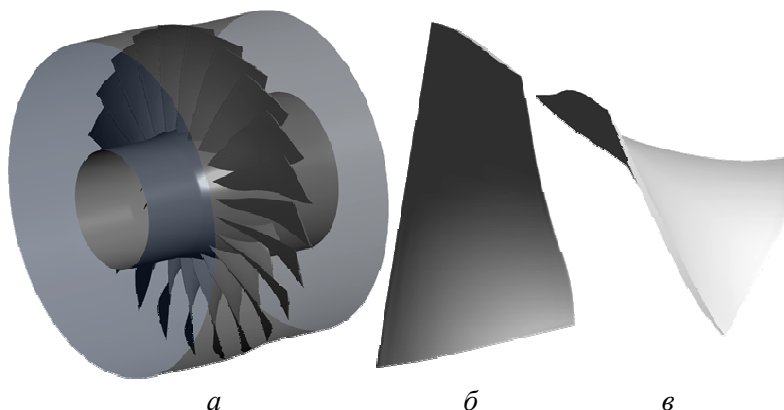


Рис. 2. Геометрическая модель колеса NASA Rotor 67: модель 360° (а);
перо лопатки вид «сбоку» (б); перо лопатки вид «сверху» (в)

Количество точек на длину волны выбиралось исходя из дисперсионных свойств аналогичных численных схем второго порядка точности по пространству в соответствии с [8, 9].

Расчетная модель построена в ПК ANSYS Fluent. Схема постановки граничных условий приведена на рис. 3. Воздух моделируется как совершенный вязкий газ с постоянной теплоемкостью, используется *k-ε* модель турбулентности. Для вычисления производных по времени и пространству применяются схемы второго порядка точности для уравнений неразрывности, движения и энергии, схемы первого порядка – для уравнений относительно кинетической энергии турбулентных пульсаций и скорости диссипации.

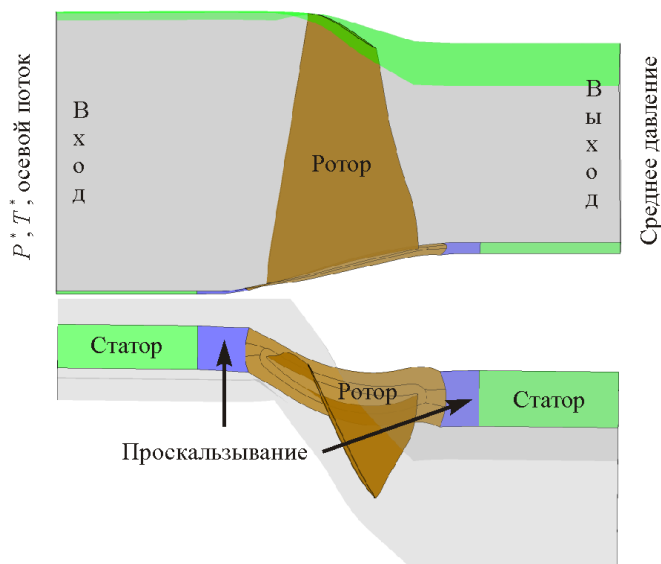


Рис. 3. Схема постановки граничных условий
(модель с одним сектором периодичности)

Стационарные расчеты выполнены методом установления, результаты, полученные на модели с одним сектором периодичности, представлены на рис. 4. Результаты показывают хорошее согласование расчетных аэродинамических характеристик с данными экспериментальных замеров, приведенных в [7, 10, 11].

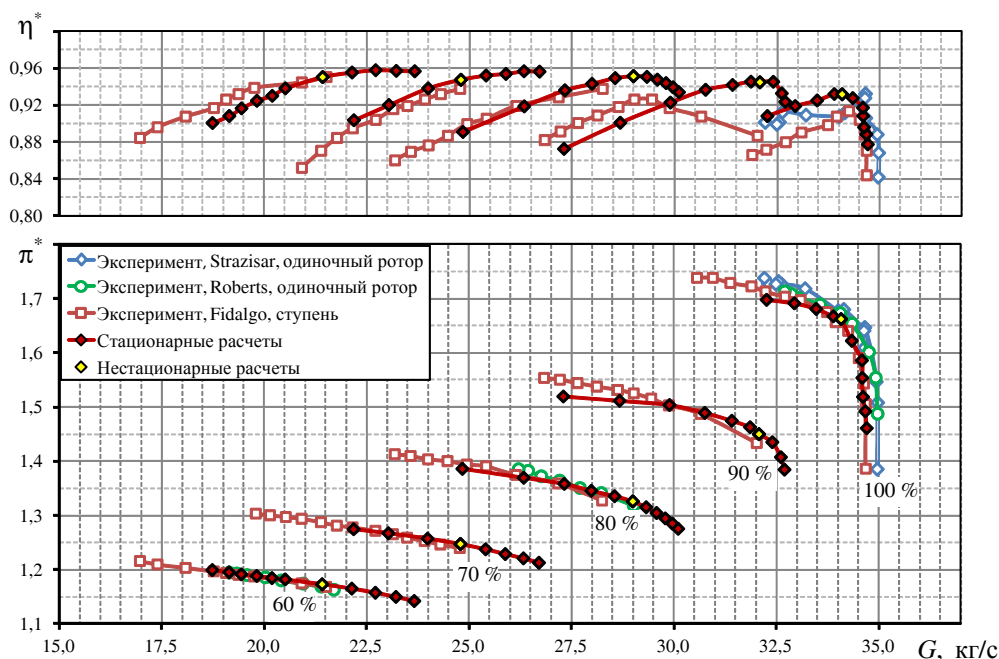


Рис. 4. Результаты стационарных расчетов (G – массовый расход воздуха; π^* – степень повышения полного давления; η^* – КПД)

Расчетная модель и результаты нестационарных расчетов

Для проведения нестационарных расчетов выбраны пять режимов с различными частотами вращения, приблизительно соответствующими максимальным значениям КПД на каждой из напорных веток, полученных в результате стационарных расчетов. Характеристики выбранных режимов приведены в табл. 1 (G – массовый расход воздуха, π^* – степень повышения полного давления, η^* – адиабатический КПД).

Таблица 1

Расчетные аэродинамические параметры режимов

Режим	$n_{\text{физ}}$, об/мин	G , кг/с	π^*	η^*
100 %	16043	34,08	1,662	0,9316
90 %	14439	32,08	1,450	0,9446
80 %	12834	29,00	1,326	0,9512
70 %	11230	24,79	1,247	0,9474
60 %	9626	21,42	1,173	0,9503

Аэродинамическая модель для нестационарных расчетов построена в двух вариантах: с использованием одного межлопаточного канала и колесо целиком (360°). На рис. 5 приведена модель в варианте 360° .

На входе в проточную часть заданы неотражающие граничные условия [12, 13], позволяющие акустическим возмущениям беспрепятственно покидать расчетную область, на выходе – плоская акустическая волна частотой 100 Гц и амплитудой колебаний давления 500 Па (соответствует 145 дБ).

Необходимость постановки 360° в первую очередь продиктована тем, что впоследствии данную модель предполагается использовать для расчета распространения волн, содержащих окружные моды, посредством подвижного и неподвижного доменов и статор-ротор-интерфейса между ними.

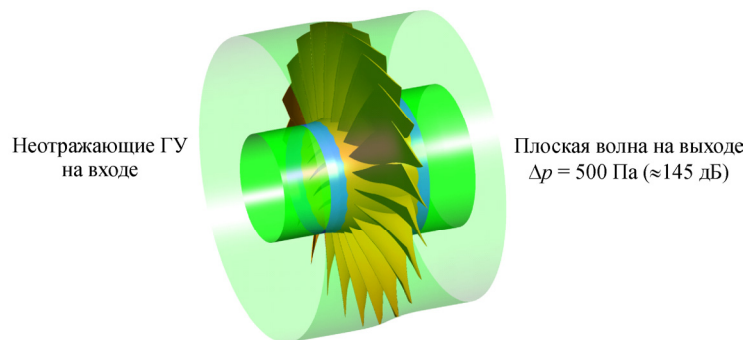


Рис. 5. Модель 360°

Шаг по времени выбирался как для случая наличия статор-ротор-интерфейса, 24 шага по времени на один шаг ротора – по числу ячеек в окружном направлении. Таким образом, на один период волны частотой 1000 Гц приходится порядка 141 итерации, что соответствует требованиям по разрешению акустических волн во времени при использовании разностной схемы второго порядка точности [8, 9].

Сходимость определялась на основе анализа значений давления в двух точках, расположенных на 90 % высоты проточной части (рис. 6). Расстояние между точками порядка 2,5 % длины волны.

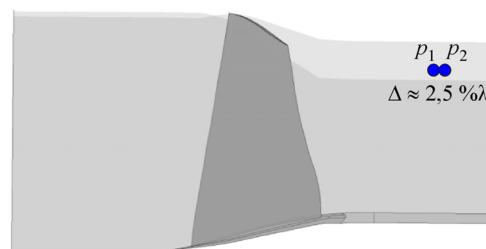


Рис. 6. Расположение точек мониторинга

График изменения давления в точках p_1 и p_2 мониторинга приведен на рис. 7. Отчетливо виден периодический закон изменения данных величин. Разложение в ряд Фурье (рис. 8) показало, что амплитуды в рассматриваемых точках не соответствуют задаваемым на выходе значениям (500 Па).

Ошибка, вероятно, заключается в использовании граничных условий в виде осредненных по площади значений давления на выходе. Для исправления данной ситуации в будущем следует, по всей видимости, задавать граничные условия в виде отклонений давления от заданной эпюры, получаемой на основе стационарных расчетов. Тем не менее, так как значение коэффициента отражения акустической волны слабо зависит от амплитуды падающей волны [14], получаемые результаты стоит признать корректными.

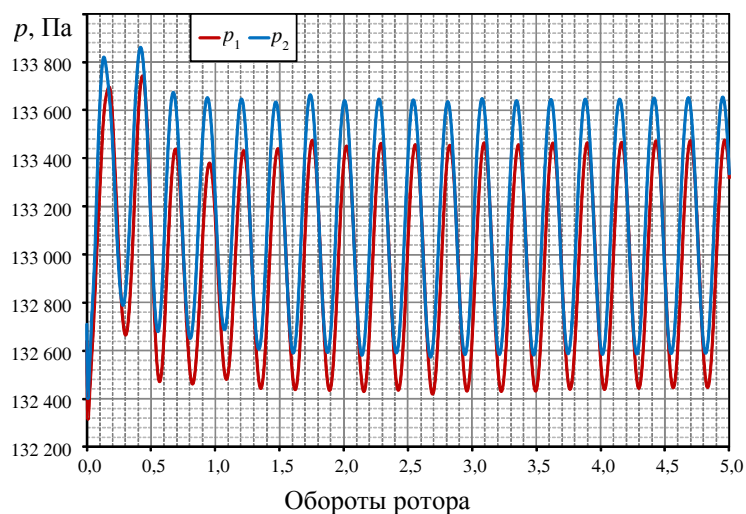


Рис. 7. График изменения параметров в точках мониторинга, режим 80 %

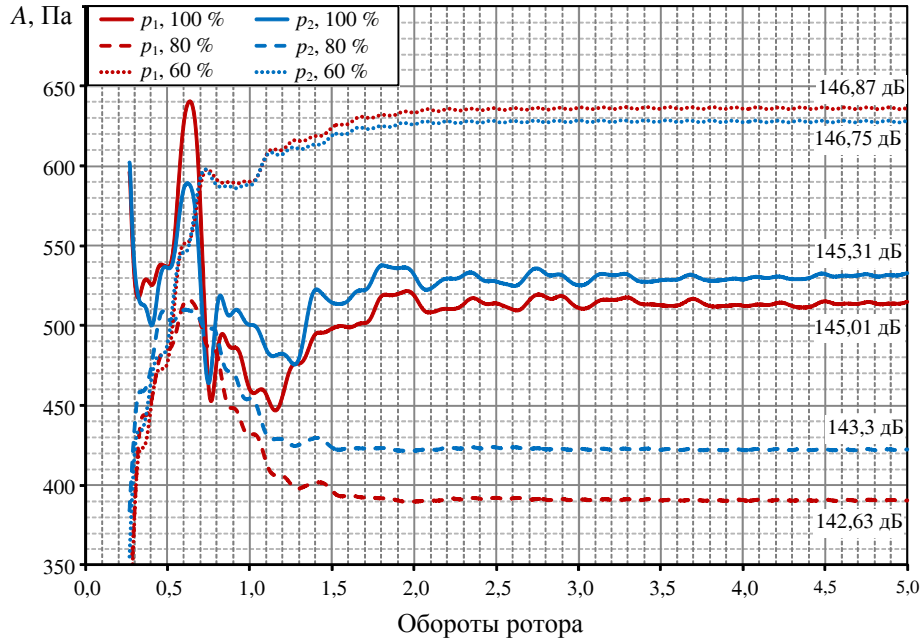


Рис. 8. Амплитуды колебаний давления в точках мониторинга, модель 360°

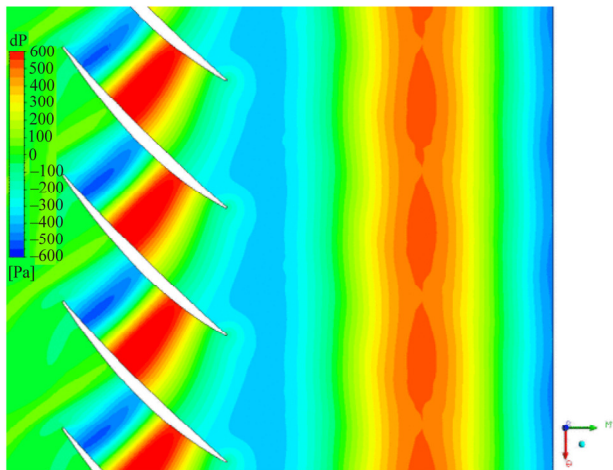


Рис. 9. Мгновенное распределение отклонений давления от стационарных значений для режима 100 %, 50 % высоты проточной части

Мгновенное распределение отклонений давления от стационарных значений для режима 100 % приведено на рис. 9.

В волне, идущей в канале, имеются небольшие возмущения плоского фронта, пучности данных возмущений соответствуют положению следов за лопатками, что продемонстрировано на рис. 10. Также необходимо отметить, что вокруг вращающегося лопаточного колеса всегда есть роторная акустическая мода, которая распространяется против заданной волны. Снижение скорости потока в следе за лопаткой приводит к повышению температуры и скорости распространения звуковых волн по сравнению с течением в ядре потока.

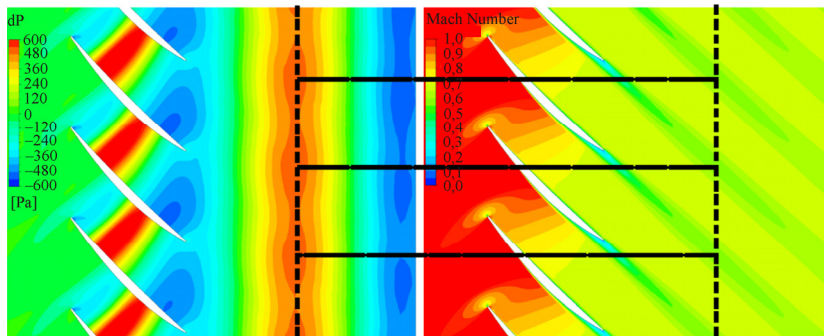


Рис. 10. Соответствие пучностей плоского фронта волны и следов за лопатками (режим 100 %, 50 % высоты проточной части)

Для простоты в качестве первого приближения для определения коэффициента отражения использован двухмикрофонный метод [6], обычно применяемый для обработки экспериментов с импедансной трубой (рис. 11). Несмотря на то, что волны в области расположения точек не являются плоскими, можно воспользоваться двухмикрофонным методом для целей сравнения.

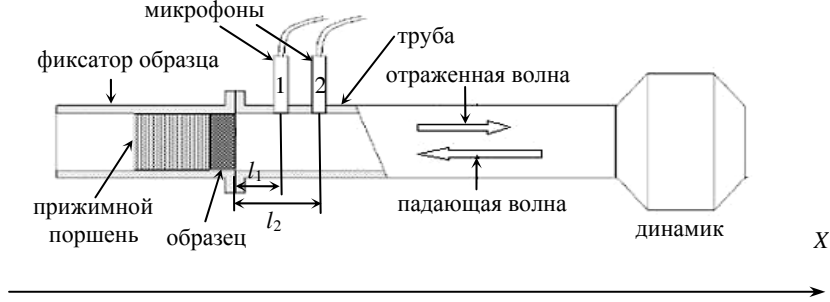


Рис. 11. Схема установки с импедансной трубой [15]

Вычисление коэффициента отражения проводится с использованием передаточной функции в соответствии с формулой [6, 15]:

$$R(f_k) = \frac{H_{21}(f_k) - e^{-i\frac{2\pi f_k}{c}(l_2-l_1)}}{e^{i\frac{2\pi f_k}{c}(l_2-l_1)} - H_{21}(f_k)} e^{2i\frac{2\pi f_k}{c}l_2}, \quad (3)$$

$$H_{21}(f_k) = \frac{S_{P_2P_2}(f_k)}{S_{P_2P_1}(f_k)}, \quad k = 0..N-1,$$

$$S_{P_2P_2}(f_k) = \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J S_{P_2P_2}^{(j)}(f_k), \quad S_{P_2P_1}(f_k) = \frac{1}{J} \sum_{j=1}^J S_{P_2P_1}^{(j)}(f_k),$$

$$S_{P_2P_1}(f_k) = (P_{2k}^j)^* \cdot P_{1k}^{(j)}, \quad S_{P_2P_2}(f_k) = (P_{2k}^j)^* \cdot P_{2k}^{(j)},$$

$$P_{1k}^{(j)} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} P_{1n}^{(j)} e^{-i\frac{2\pi kn}{N}}, \quad j = 1..J, \quad P_{2k}^{(j)} = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} P_{2n}^{(j)} e^{-i\frac{2\pi kn}{N}}, \quad k = 0..N-1,$$

где H_{21} – передаточная функция, полученная на основе осредненных спектров; $S_{P_2P_1}$ $S_{P_2P_2}$ – взаимный и односторонний спектры; P_1 и P_2 – осредненные давления в точках замера; j – номер порции; k – номер частотной составляющей; n – номер временного отсчета в порции. Перед началом анализа сигнал разбивается на несколько порций равной продолжительности. Значение импеданса можно определить по формуле, обратной (2):

$$Z = \frac{1+R}{1-R}. \quad (4)$$

Влияние шага по времени и частоты вращения ротора

Результаты расчета коэффициентов отражения от ротора по 5 порциям, каждая из которых равна одному периоду волны (итого 705 итераций по времени), отображены на рис. 12 и 13.

Получены прямые зависимости коэффициента отражения R и действительной части импеданса $\text{Re}(Z)$ от частоты вращения ротора с выпадающим из общей статистики режимом 100 %. Выпадение режима 100 % из общей закономерности может быть объяснено формированием на этом режиме скачка уплотнения в межлопаточном канале (рис. 14).

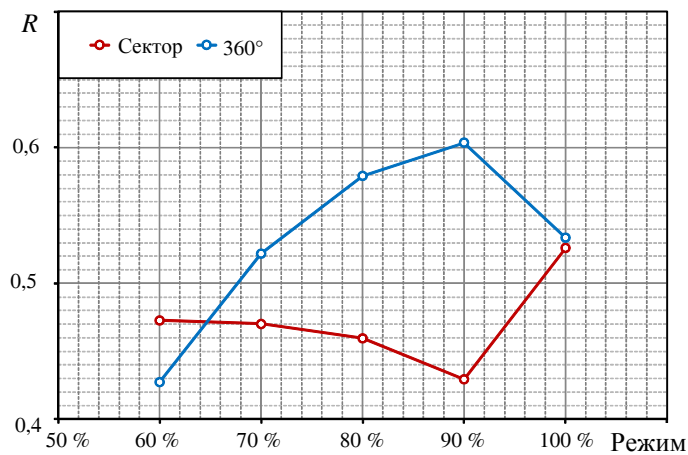


Рис. 12. Коэффициент отражения от ротора в зависимости от частоты вращения

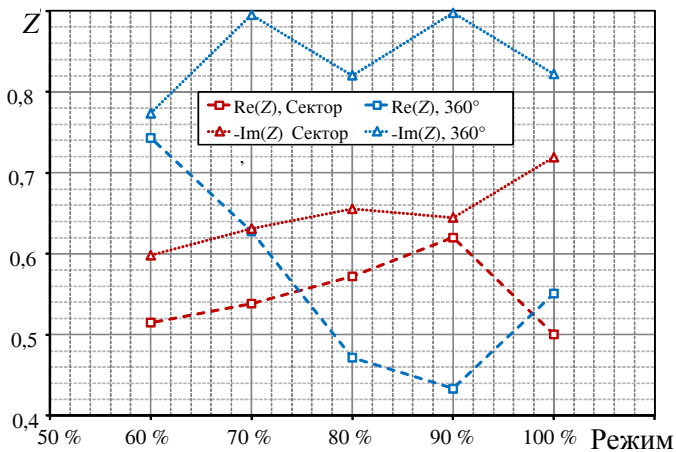


Рис. 13. Зависимость действительной $Re(Z)$ и мнимой части импеданса $Im(Z)$ от частоты вращения ротора

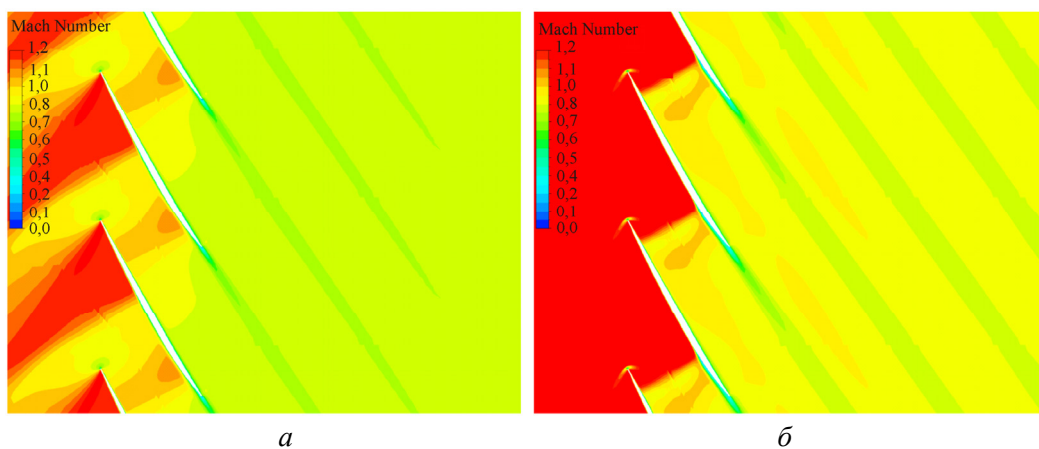


Рис. 14. Распределение чисел Маха, модель 360°, 90 % высоты проточной части: режим 80 % (а), режим 100 % (б)

Стоит отметить, что при использовании модели 360° получена возрастающая зависимость коэффициента отражения от частоты вращения ротора, а для модели с одним сектором периодичности – убывающая. Для определения причин данного отличия требуются дополнительные исследования влияния модели на отражение волны.

Были проведены расчеты с шагом по времени вдвое большим и вдвое меньшим исходного (режим 100 %), результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики отражения волны для режима 100 %

Режим	R	$\text{Re}(Z)$	$\text{Im}(Z)$
100 %, исходный шаг	0,534	0,551	-0,822
100 %, вдвое больший шаг	0,568	0,528	-0,884
100 %, вдвое меньший шаг	0,539	0,542	-0,772

Для исходного и уменьшенного вдвое шага по времени значения коэффициента отражения R и действительной части импеданса $\text{Re}(Z)$ достаточно близки (отклонения менее 1,6 %), имеется небольшое различие в значении мнимой части импеданса $\text{Im}(Z)$ – порядка 6,1 %, характеризующей сдвиг фазы падающей волны при отражении. На данном этапе сложно оценить влияние выявленных погрешностей на точность воспроизведения отражения волн при замене вращающегося лопаточного венца на эквивалентные импедансные условия, но в целом проведенное исследование влияния выбора шага по времени демонстрирует сходимость по значениям параметров R и $\text{Re}(Z)$.

Заключение

Выявленные отличия в поведении волны при отражении от вращающегося лопаточного венца при использовании постановок с одним сектором и 360° требуют проведения дальнейших исследований, но могут служить доводом в пользу применения для подобных расчетов постановок с моделированием колеса целиком, несмотря на значительную экономию вычислительных ресурсов.

Полученные аномальные значения коэффициента отражения на максимальном режиме (выпадающие из общей закономерности для других режимов) свидетельствуют о необходимости проведения дополнительных исследований влияния скачков уплотнения в межлопаточных каналах на прохождение акустических волн по тракту двигателя.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Пермского края в рамках научного проекта № 17-41-590409.

Библиографический список

1. Boundary Conditions for the Computation of Thermoacoustic Modes in Combustion Chambers / C.F. Silva, I. Duran, F. Nicoud, S. Moreau // AIAA Journal. – 2014. – Vol. 52. – No. 6. – P. 1180–1193. DOI: 10.2514/1.J052114
2. Sajben M., Freund D.D. Unsteady Inlet/Compressor Interaction Experiment to Support the Modeling of Compressor-Face Boundary Conditions. In: Fransson T.H. (eds) Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines. – Springer, Dordrecht, 1998. – P. 287–300. DOI: 10.1007/978-94-011-5040-8_19
3. Brun K., Nored M.G., Kurz R. Impact of Piping Impedance and Acoustic Characteristics on Centrifugal Compressor Surge and Operating Range // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2014. – Vol. 137. – No. 3. DOI: 10.1115/1.4028464

4. A method for avoiding the acoustic time step restriction in compressible flow / N. Kwatra, J. Su, J.T. Gretařsson, R. Fedkiw // *Journal of Computational Physics*. – 2009. – Vol. 228. – No. 11. – P. 4146–4161. DOI: 10.1016/j.jcp.2009.02.027
5. Patel K., Novak C., Defoe J. A Novel Numerical Approach for Generation and Propagation of Rotor-Stator Interaction Noise // *Proceedings of 22th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 2016, Lyon, France. – 2016. – AIAA Paper. – № 2016–22821. DOI: 10.2514/6.2016-2821
6. Chung J.Y., Blaser D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory // *Journal of acoustical society of America*. – 1980. – Vol. 68. – No. 3. – P. 907–913. DOI: 10.1121/1.384778
7. Laser Anemometer Measurements in a Transonic Axial-Flow Fan Rotor / A.J. Strazisar, J.R. Wood, M.D. Hathaway, K.L. Suder // *NASA Technical Paper 2879*. – 1989. – 216 p.
8. Tam C.K.W., Webb J.C. Dispersion-Relation-Preserving Finite Difference Schemes for Computational Acoustics // *Journal of Computational Physics*. – 1993. – Vol. 107. – No. 2. DOI: 10.1006/jcph.1993.1142
9. Tucker P.G. Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 1 – Progress and challenges // *Progress in Aerospace Sciences*. – 2011. – Vol. 47. – No. 7. – P. 522–545. DOI: 10.1016/j.paerosci.2011.06.004
10. The Effect of Ultrapolish on a Transonic Axial Rotor / W.B. Roberts, P.S. Prahst, S. Thorp, A.J. Strazisar // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*, June 6–9, 2005. Reno, Nevada, USA, Parts A and B, 2005. – Vol. 6. DOI: 10.1115/GT2005-69132
11. Fidalgo V.J., Hall C. A., Colin Y. A Study of Fan-Distortion Interaction Within the NASA Rotor 67 Transonic Stage // *Journal of Turbomachinery*. – 2012. – Vol. 134. – No. 5. DOI: 10.1115/1.4003850
12. Broadband Model for Impedance Boundary Conditions in a Navier-Stokes Solver / T.D. Jadhav, A. Khondge, V. Ivanov, B. Makarov, C. Hill // *Proceedings of 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 16–20 June 2014, Atlanta, Georgia, USA. – 2014. – AIAA Paper. – № 2014–2742. DOI: 10.2514/6.2014-2742
13. Ivanov V.A., Makarov B.P. Applying Non-Reflecting Boundary Conditions in Pressure-Based Solvers // *Proceedings of 22nd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, 22-26 June 2015, Dallas, Texas, USA. – 2015. – AIAA Paper. – № 2015–3204. DOI: 10.2514/6.2015-3204
14. Wojcik J., Gambin B. Theoretical and numerical aspects of nonlinear reflection–transmission phenomena in acoustics // *Applied Mathematical Modelling*. – 2017. – Vol. 42. – P. 100–113. DOI: 10.1016/j.apm.2017.03.057
15. Мякотникова А.С., Синер А.А. Численное исследование акустических свойств звукопоглощающих конструкций // *Учен. зап. ЦАГИ*. – 2012. – Т. 43, № 4. – С. 95–106.

References

1. Silva C.F., Duran I., Nicoud F., Moreau S. Boundary Conditions for the Computation of Thermoacoustic Modes in Combustion Chambers. *AIAA Journal*, 2014, vol. 52, no. 6, pp. 1180-1193. DOI: 10.2514/1.J052114
2. Sajben M., Freund D.D. Unsteady Inlet / Compressor Interaction Experiment to Support the Modeling of Compressor-Face Boundary Conditions. In: Fransson T.H. (eds) *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*. Springer, Dordrecht, 1998, pp. 287-300. DOI: 10.1007/978-94-011-5040-8_19
3. Brun K., Nored M.G., Kurz R. Impact of Piping Impedance and Acoustic Characteristics on Centrifugal Compressor Surge and Operating Range. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, vol. 137, no. 3. DOI: 10.1115/1.4028464
4. Kwatra N., Su J., Gretařsson J.T., Fedkiw R. A method for avoiding the acoustic time step restriction in compressible flow. *Journal of Computational Physics*, 2009, vol. 228, no. 11. P. 4146–4161. DOI: 10.1016/j.jcp.2009.02.027
5. Patel K., Novak C., Defoe J. A Novel Numerical Approach for Generation and Propagation of Rotor-Stator Interaction Noise. *Proceedings of 22th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 30 May - 1 June 2016, Lyon, France. AIAA Paper 2016-22821. DOI: 10.2514/6.2016-2821
6. Chung J.Y., Blaser D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory. *Journal of acoustical society of America*, vol. 68, no. 3, 1980, pp. 907-913. DOI: 10.1121/1.384778
7. Strazisar A.J., Wood J.R., Hathaway M.D., Suder K.L. Laser Anemometer Measurements in a Transonic Axial-Flow Fan Rotor. *NASA Technical Paper 2879*, 1989. 216 p.
8. Tam C.K.W., Webb J.C. Dispersion-Relation-Preserving Finite Difference Schemes for Computational Acoustics. *Journal of Computational Physics*, 1993, vol. 107, no. 2. DOI: 10.1006/jcph.1993.1142

9. Tucker P.G. Computation of unsteady turbomachinery flows: Part1 – Progress and challenges. *Progress in Aerospace Sciences*, 2011, vol. 47, no. 7. P.522–545. DOI: 10.1016/j.paerosci.2011.06.004

10. Roberts W.B., Prahst P.S., Thorp S., Strazisar A.J. The Effect of Ultrapolish on a Transonic Axial Rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*, Vol. 6, Parts A and B, Reno, Nevada, USA, June 6–9, 2005. DOI: 10.1115/GT2005-69132

11. Fidalgo V.J., Hall C. A., Colin Y. A Study of Fan-Distortion Interaction Within the NASA Rotor 67 Transonic Stage. *Journal of Turbomachinery*, 2012, vol. 134, no. 5. DOI: 10.1115/1.4003850

12. Jadhav T.D., Khondge A., Ivanov V., Makarov B., Hill C. Broadband Model for Impedance Boundary Conditions in a Navier-Stokes Solver. *Proceedings of 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 16-20 June 2014, Atlanta, Georgia, USA. AIAA Paper 2014-2742. DOI: 10.2514/6.2014-2742

13. Ivanov V.A., Makarov B.P. Applying Non-Reflecting Boundary Conditions in Pressure-Based Solvers. *Proceedings of 22nd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, 22-26 June 2015, Dallas, Texas, USA. AIAA Paper 2015-3204. DOI: 10.2514/6.2015-3204

14. Wojcik J., Gambin B. Theoretical and numerical aspects of nonlinear reflection–transmission phenomena in acoustics. *Applied Mathematical Modelling*, 2017, vol. 42, pp. 100–113. DOI: 10.1016/j.apm.2017.03.057

15. Myakotnikova A.S., Siner A.A. Chislennoe issledovanie akusticheskikh svoystv zvukopogloshchayushchikh konstruktsiy [Numerical investigation of acoustics properties of sound absorbing panels]. *TsAGI Science Journal*, 2012, vol. 43, no. 4, pp. 95-106.

Об авторах

Шуваев Николай Васильевич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» Пермского государственного национального исследовательского университета (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15, e-mail: shuvaev_nv@mail.ru).

Синер Александр Александрович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» Пермского государственного национального исследовательского университета (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15, e-mail: asiner@mail.ru).

Большагин Никита Николаевич (Пермь, Россия) – инженер кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» Пермского государственного национального исследовательского университета (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15, e-mail: bolshagin.nikita@gmail.com).

Колегов Руслан Николаевич (Пермь, Россия) – инженер кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» Пермского государственного национального исследовательского университета (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15, e-mail: kolegovruslan@yandex.ru).

About the authors

Nikolay V. Shuvaev (Perm, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Senior Teacher, Department of Continuum Media Mechanics and Computing Technology, Perm State National Research University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: shuvaev_nv@mail.ru).

Aleksandr A. Siner (Perm, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Continuum Media Mechanics and Computing Technology, Perm State National Research University (614990, 15, Bukireva st., e-mail: asiner@mail.ru).

Nikita N. Bolshagin (Perm, Russian Federation) – Engineer, Department of Continuum Media Mechanics and Computing Technology, Perm State National Research University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: bolshagin.nikita@gmail.com).

Ruslan N. Kolegov (Perm, Russian Federation) – Engineer, Department of Continuum Media Mechanics and Computing Technology, Perm State National Research University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: kolegovruslan@yandex.ru).