

УДК 621.165.001.5

## **Влияние отношения $u/C_0$ на нестационарные нагрузки и КПД осевой турбиной ступени**

Нгуен К. К.<sup>1,\*</sup>,

[\\*tutu1402@mail.ru](mailto:tutu1402@mail.ru)

профессор, д.т.н. Ласкин А. С.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет  
Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

---

В статье представлены результаты численного исследования уровней и характера нестационарных нагрузок на рабочую лопатку, КПД и дополнительных потерь кинетической энергии в модели одноступенчатой турбины при различных режимах, характеризующихся отношением  $u/C_0$ . Результаты численного исследования были сопоставлены с экспериментальными данными, полученными при исследовании обращенной радиальной модели в СПбПУ. Показано, что уровень размахов нестационарных нагрузок и моментов при номинальном  $u/C_0=0,55$  составляет 50-60% от средних во времени усилий на рабочую лопатку. Размах безразмерных нагрузок на рабочей лопатке и крутящих моментов в диапазоне  $u/C_0$  от 0,4 до 0,75 возрастает от 20 до 90% от средних во времени нагрузок. Уровень потерь от нестационарности в области номинального КПД и практически для всего диапазона  $u/C_0$  составляет 3,2%.

**Ключевые слова:** численное моделирование, нестационарная нагрузка, потеря от нестационарности, потеря кинетической энергии, осевая турбина, размах нагрузок

---

### **Введение**

Проблема создания тестированных методов расчета нестационарных нагрузок, возбуждающих вибрации лопаточных аппаратов турбомашин, а в некоторых случаях, вызывающих и их усталостные поломки одна из самых актуальных для современного турбостроения как в России, так и в мире [1, 2, 3].

Не менее важны решения задач учета реальных нестационарных условий обтекания лопаточных венцов, что приводит к изменению структуры потока и дополнительным потерям кинетической энергии при преобразовании её в механическую работу. Несмотря на интенсификацию исследовательских работ в указанных направлениях в последние годы отмеченные проблемы и задачи еще не решены и в промышленных фирмах отсутствуют стандартизованные методики с достаточным тестированием и обобщением опыта.

В статье представлены результаты численного исследования уровней и характера нестационарных нагрузок на рабочую лопатку, КПД и дополнительных потерь кинетической энергии в модели одноступенчатой турбины при различных режимах,

характеризуемых отношением  $u/\bar{C}_0$ . Результаты численного исследования были сопоставлены с экспериментальными данными, полученными при исследовании обращенной радиальной модели в СПбПУ [4, 5].

## 1. Постановка задачи и методы расчета

В данной работе были поставлены следующие задачи:

- Определение уровней и характерных особенностей нестационарных нагрузок на лопатки ротора в модели турбиной ступени при изменении режимов её работы, характеризуемых отношением  $u/\bar{C}_0$ ;
- Определение относительного лопаточного КПД модели ступени при различных отношениях  $u/\bar{C}_0$  и оценка дополнительных потерь кинетической энергии, обусловленных влиянием нестационарности потока;
- Сопоставление полученных результатов с данными экспериментальных исследований.

Проточная часть модели изображена на рис. 1, а основные геометрические размеры в табл.1. Для решения указанных задач была выбрана модель осевой турбинной ступени с  $D_{cp}/l = 13$ , профилями лопаток статора и ротора постоянного сечения, подобными испытанным в обращенной турбине при  $M_{c_1} = 0,3$  [4, 5]. Выбор модели был обусловлен желанием получить влияние нестационарности в более «чистом» виде без влияния расфазированных процессов в различных сечениях длинной закрутки рабочей лопатки. Модель близка к модели элементарной турбинной ступени при  $u/\bar{C}_0 = 0,55$  и степени реактивности  $\rho_{cp} = 0,27$ . Частота вращения ротора изменялась в диапазоне от 900 до 1800 об/мин.

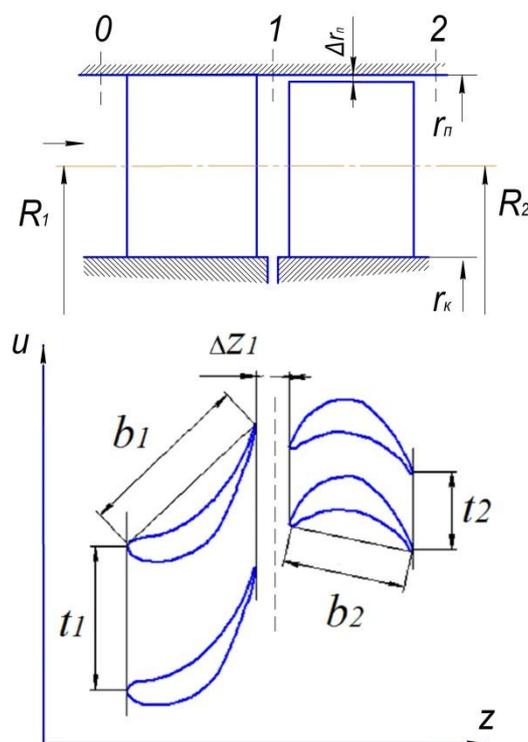


Рис. 1. Схема геометрической модели ступени осевой турбины: 1- лопатки статора; 2-лопатки ротора

**Таблица 1.** Геометрические параметры осевой турбины

Радиус среднего сечения, $R_{1cp} = R_{2cp}$ мм	390,12
Длина НЛ и РЛ, $l_1 = l_2$ мм	60
Хорда, $b_1$ мм	59
Шаг, $t_1$ мм	47,9
Относительный шаг, $\bar{t}_1$	0,8
Число сопловых лопаток, $m_1$	<b>51</b>
Хорда, $b_2$ мм	41
Шаг, $t_2$ мм	25,4
Относительный шаг $\bar{t}_2$	0,618
Число рабочих лопаток, $m_2$	<b>96</b>
Осевой зазор ступени, $\Delta z_1$ мм	4
Радиальный зазор на периферии рабочей лопатки, $\Delta r_{II}$ мм	1

Основной метод исследования – численное моделирование нестационарных процессов обтекания в турбомашинах, представленное в пакете ANSYS CFX. Схема расчетной модели течений представлена на рис.2. Построение сеток выполнено с помощью пакета TurboGrid. Все вычисления при моделировании на основе программы CFX 14.5 реализуются на 12 узлах – 48 ядер кластера Отделения вычислительных ресурсов СПбПУ. Расчет стационарного обтекания (метод Stage) занимает 3ч, а расчет нестационарного обтекания по методу “Transient Stator-Rotor” с предварительным дополнительным расчетом (метод Frozen Rotor) – 26ч. Для сопоставления использованы экспериментальные результаты, число которых, к сожалению, весьма ограничено.

Граничные условия и параметры численного расчета представлены в табл. 2.

**Таблица 2.** Граничные условия и параметры численного расчета

Полная температура потока при входе, $T_0^*$ К	315
Скорость потока при входе, $c_0$ м/с	27
Статическое давление газа за ступенью, $p_2$ Па	101325
Скорость вращения ротора, $\omega$ об/мин	900..1800
Рабочее тело	Air Ideal Gas
Модель турбулентности	SST (Menter’s Shear Stress Transport)
Постановка задачи	Стационарная (Stage) и нестационарная (Transient Stator-Rotor) с предварительным расчетом (Frozen Rotor)
Число Рейнольдса	$2,5 \cdot 10^5$
Общее число элементов модели расчета	$5,7 \cdot 10^6$
Критерий расчетной сетки, $Y^+$	1
Среднее число Куранта	30

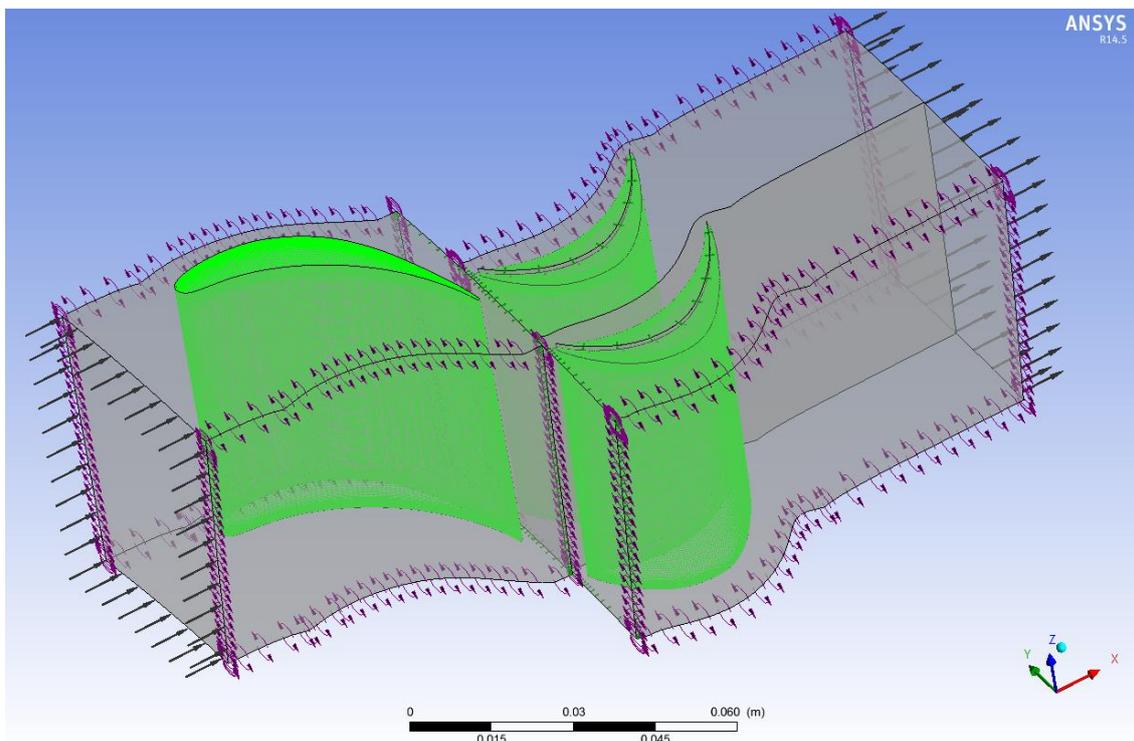


Рис. 2. Расчетная модель ступени осевой турбины

Мгновенный силы и моменты  $P_u(\tau)$ ,  $M_u(\tau)$ , действующие на одну рабочей лопатку определены при нестационарных расчетах (Transient Stator-Rotor).  $\bar{P}_u$ ,  $\bar{M}_u$  определяется осреднением значений  $P_u(\tau)$ ,  $M_u(\tau)$  по периоду времени  $T=t_1/u$ .

Размахи изменений сил и моментов относительно оси z вычисляются по формулам:

$$\Delta P_u = P_u(\tau)_{max} - P_u(\tau)_{min}, \quad (1)$$

$$\Delta M_u = M_u(\tau)_{max} - M_u(\tau)_{min}. \quad (2)$$

Значения размахов нестационарных нагрузок и моментов представлены в долях от осреднений во времени нагрузок и моментов  $\Delta P_u/\bar{P}_u$ ,  $\Delta M_u/\bar{M}_u$ . (\*)

Для вычисления лопаточного КПД ступени использована формула:

$$\eta_{ол} = \frac{\bar{M}_u \omega}{G H_0}, \quad (3)$$

где  $\bar{M}_u$  – осредненный по периоду  $T$  момент, действующий на валу данной модели относительно оси z, Н м;  $G$  – расход рабочего тела, кг/с;  $H_0$  – располагаемый перепад энтальпий, вычисленный по следующей формуле:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (4)$$

где  $k=1,4$ ;  $R = 287,58$  Дж кг<sup>-1</sup> К<sup>-1</sup>;  $\bar{p}_0^*$ , Па- полное давление газа перед ступенью;  $\bar{p}_2$ , Па- статическое давление газа за ступенью.

Отметим, что вычисляемый КПД  $\eta_{ол}$  учитывается протечка рабочего тела через периферийный радиальной зазор, но не учитываются все другие потери (трение диска,

диафрагменный протечки). Определение зависимости КПД ступени  $\eta_{ол}$ , от соотношения  $u/\bar{C}_0$  выполнено при условии  $\bar{C}_0 = \sqrt{2H_0} \approx const$ .

## 2. Результаты численного исследования

Нестационарные силы  $P_u(\tau)$  и моменты  $M_u(\tau)$ , действующие на рабочую лопатку (при  $\omega=1300$  об/мин), получены из численных расчетов и представлены на рис. 3. Силы и моменты действуют на рабочую лопатку периодически с периодом  $T=9,02 \cdot 10^{-4}$  с. Величины  $\bar{P}_u$  и  $\bar{M}_u$  определены осреднением по периоду времени  $T$ . Размахи  $\Delta P_u$ ,  $\Delta M_u$  определены по формулам (1), (2).

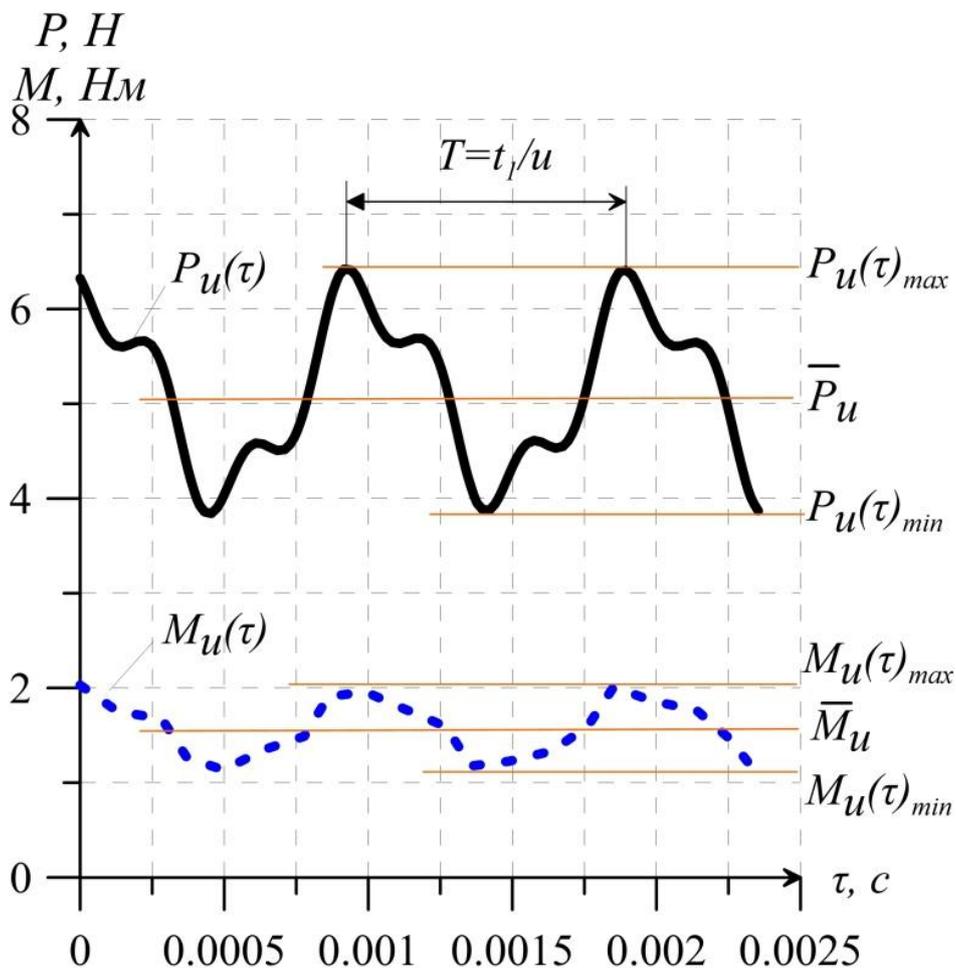
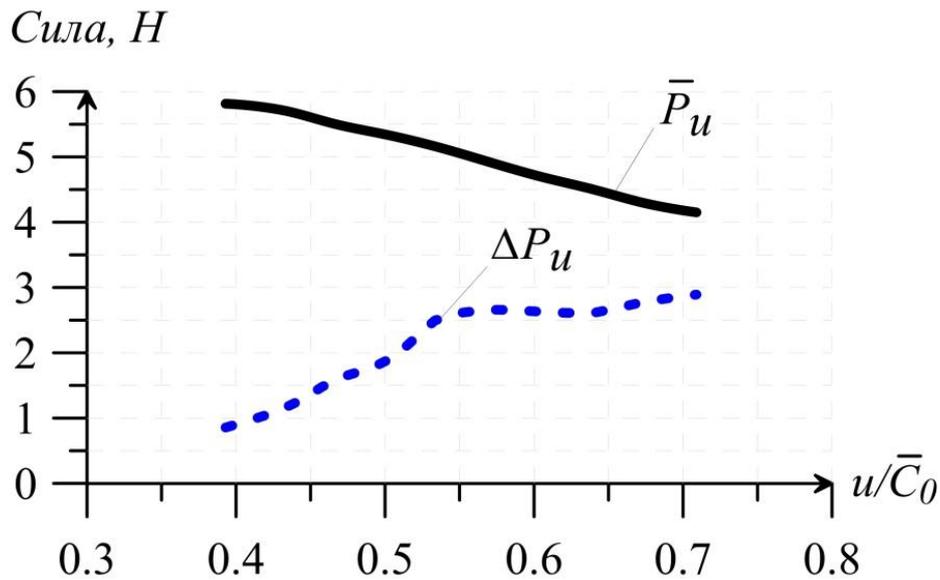
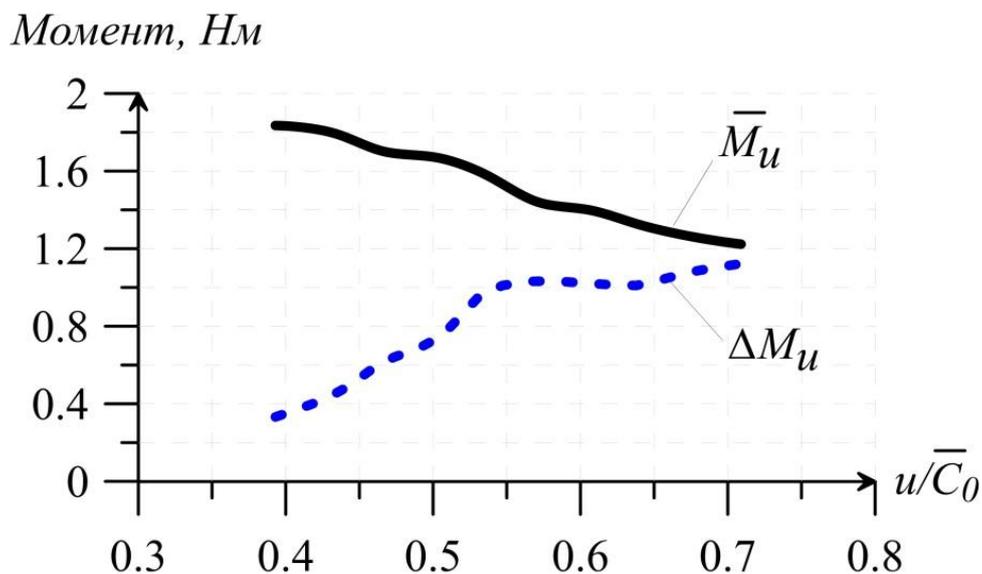


Рис. 3. Нестационарная сила и момент изгиба, действующие на рабочую лопатку при  $\omega=1300$  об/мин

Зависимости осредненных во времени усилий и моментов, действующих на лопатку  $\bar{P}_u$ ,  $\bar{M}_u$  и соответствующих размахов  $\Delta P_u$ ,  $\Delta M_u$  от  $u/\bar{C}_0$  представлены на рис. 4, рис. 5. С увеличением скорости вращения средние по периоду значения действующих на лопатку сил и моментов уменьшаются, но размахи нестационарных нагрузок увеличиваются.



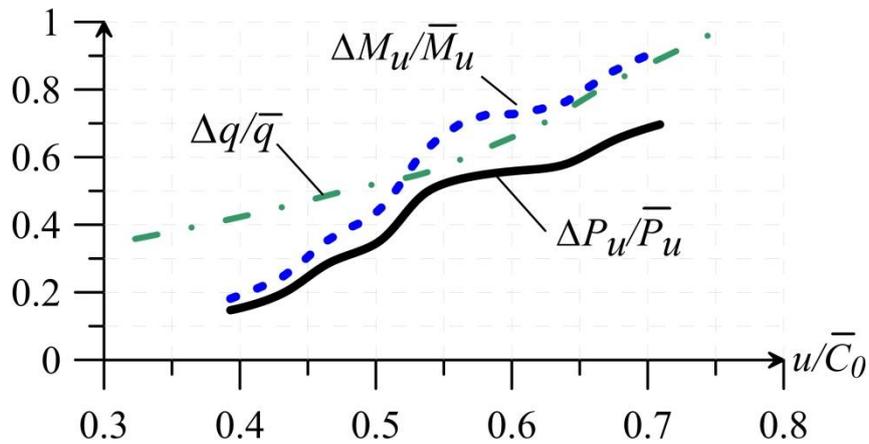
**Рис. 4.** Зависимости осредненных во времени усилий, действующих на лопатку  $\bar{P}_u$  и размаха мгновенных усилий на лопатку  $\Delta P_u$  от  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ )



**Рис. 5.** Зависимости осредненных во времени моментов, действующих на лопатку  $\bar{M}_u$  и размаха мгновенных моментов на лопатку  $\Delta M_u$  от  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ )

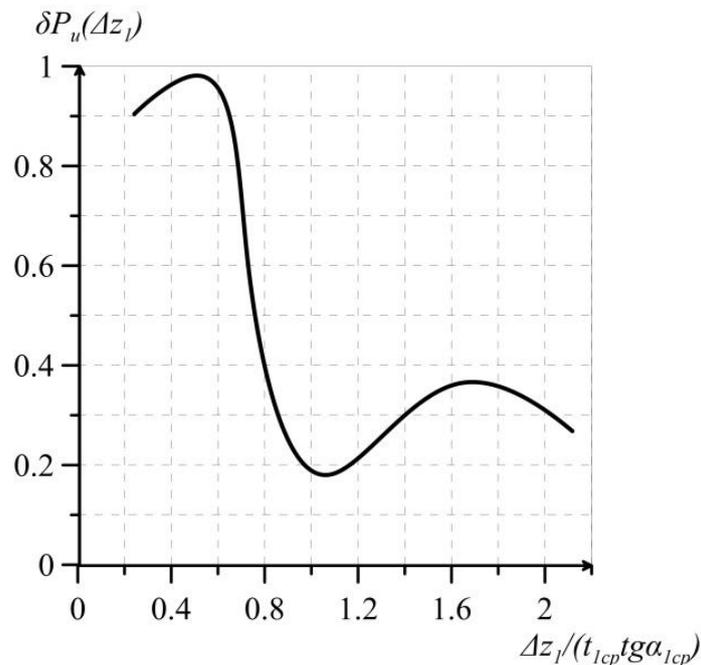
На рис. 6 представлены изменения относительных нестационарных сил  $\Delta P_u/\bar{P}_u$  и моментов  $\Delta M_u/\bar{M}_u$  в зависимости от отношения  $u/\bar{C}_0$ . Следует отметить их хорошую корреляцию тенденций изменения. Полученные значения относительных размахов нестационарных сил и моментов коррелируются с данными [1-3] хотя и в меньшей степени. На рис. 6 также представлены значения безразмерной погонной нагрузки  $\Delta q/\bar{q}$  в зависимости от  $u/\bar{C}_1$  ( $\bar{C}_1 \approx \bar{C}_0$ ), вычисленной по приближенному полуэмпирическому интегральному методу [4]. Подтверждается общая тенденция возрастания безразмерной нагрузки при увеличении  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ ). Уровень размахов нестационарных

нагрузок и моментов при номинальном  $u/\bar{C}_0=0,55$  составляет 50-60% от средних во времени усилий на рабочую лопатку. Увеличение значения безразмерных нагрузок и моментов обусловлены малым осевым зазором  $\Delta z_1=4$  мм [6]. Размаха безразмерных нагрузок и моментов, действующих на рабочую лопатку в диапазоне  $u/\bar{C}_0$  от 0,4 до 0,75 возрастают от 20 до 90% от средних во времени нагрузок.



**Рис. 6.** Зависимости безразмерных сил  $\Delta P_u/\bar{P}_u$ , моментов  $\Delta M_u/\bar{M}_u$  и безразмерных погонных нагрузок  $\Delta q/\bar{q}$  (опыт [4]) от  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ )

Зависимость относительной аэродинамической силы от безразмерной координаты  $\Delta z_1/(t_{1cp}tg\alpha_{1cp})$  представлена на рис. 7 [6]. Этот рисунок служит обоснованием высокого уровня нестационарных нагрузок при малых осевых зазорах порядка 4 мм или  $\Delta z_1/(t_{1cp}tg\alpha_{1cp})=0,2$ .



**Рис. 7.** Зависимость относительной аэродинамической силы от безразмерной координаты  $\Delta z_1/(t_{1cp}tg\alpha_{1cp})$  [6]

Результаты расчетов КПД ступени  $\eta_{ол}$  в зависимости от отношения  $u/\bar{C}_0$  представлены на рис. 8. При  $u/\bar{C}_0 = 0,55$  КПД ступени достигает максимальное значение 0,806 (стационарный расчет - метод "Stage") и 0,774 (нестационарный расчет - метод "Transient Stator-Rotor"), что соответствует уровням КПД для этого типа проточных частей. Значение  $\eta_{ол}$  при нестационарном расчете ниже, чем при стационарном расчете на 3,2% и эта величина практически сохраняется для всего диапазона изменяются  $u/\bar{C}_0$ . Следовательно для данной модели дополнительные потери от нестационарности течения составляют 3,2%.

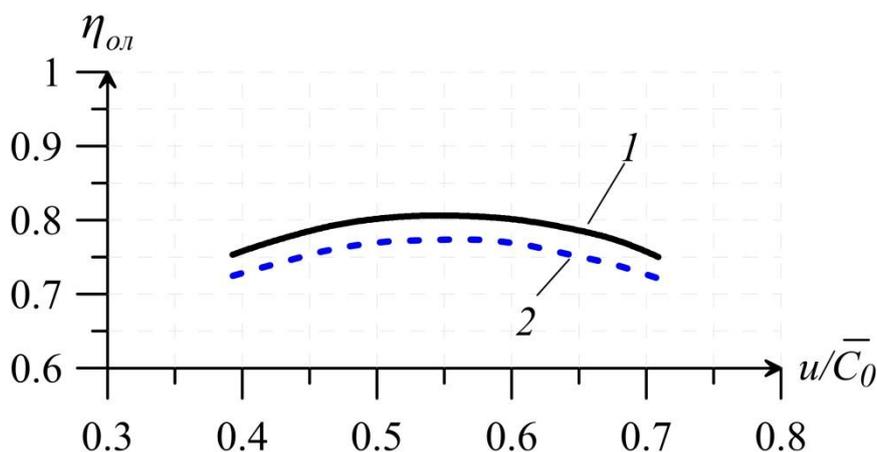


Рис. 8. Зависимость КПД ступени  $\eta_{ол}$  от  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ ): 1 - метод Stage; 2 – метод Transient Stator-Rotor

### Заключение

По результатам выполненного стационарного и нестационарного численных моделирования представлены следующие выводы:

1. С увеличением скорости вращения средние по периоду значения сил и изгибающих моментов на лопатку уменьшаются, но размахи нестационарных нагрузок увеличиваются.
2. Уровень размахов нестационарных сил и моментов при номинальном  $u/\bar{C}_0 = 0,55$  и осевом зазоре  $\Delta z_1 = 4\text{мм}$  ( $\Delta z_1/b_1 = 0,067$ ) составляет 50-60% от средних во времени усилий на рабочую лопатку;
3. Размах безразмерных нагрузок на рабочую лопатку (сил  $\Delta P_u/\bar{P}_u$  и моментов  $\Delta M_u/\bar{M}_u$ ) в диапазоне  $u/\bar{C}_0$  (режим  $\bar{C}_0 = const$ ) от 0,4 до 0,75 возрастает от 20% до 90% от средних во времени нагрузок;
4. Сравнение уровней КПД  $\eta_{ол}$ , полученных по методу Stage и Transient Stator-Rotor, показывает, что уровни максимального расчетного лопаточного КПД составляют 0,806 и 0,774, что соответствует уровням КПД для этого типа проточных частей;
5. Из сопоставления результатов расчетов по методам "Stage" и "Transient Stator-Rotor" можно сделать вывод о том, что уровень дополнительных потерь от нестационарности в области номинального КПД составляет 3,2%. Эта величина

практически сохраняется для всего исследованного диапазона изменения  $u/\bar{C}_0$  от 0,4 до 0,75.

### Список литературы

1. Denos R., Arts T., Paniagua G., Michelassi V., Martelli F. Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics in a Transonic Turbine Stage // Journal of Turbomachinery. 2001. Vol. 123, iss. 1. P. 81-89. DOI: [10.1115/1.1314607](https://doi.org/10.1115/1.1314607)
2. Yamada K., Funazaki K., Kikuchi M., Sato H. Influences of Axial Gap Between Blade Rows on Secondary Flows and Aerodynamic Performance in a Turbine Stage // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, FL, USA, 2009. Art. no. GT2009-59855.
3. Dring R.P., Joslyn H.O., Hardin L.W., Wagner J.H. Turbine rotor-stator interaction // ASME Journal of Power Engineering for Power. 1982. Vol. 104, no. 4. P. 729-742. DOI: [10.1115/1.3227339](https://doi.org/10.1115/1.3227339)
4. Ласкин А.С. Исследование аэродинамического возбуждения колебаний лопаточного аппарата и потерь энергии при нестационарных процессах в турбинах: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Л., ЛПИ, 1980.
5. Афанасьева Н.Н., Ласкин А.С., Лапшин К.Л., Черников В.А. и др. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / под ред. В.А. Черникова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние., 1980. 263 с.
6. Нгуен К.К., Ласкин А.С. Численное моделирование влияния осевого зазора на нестационарные силы в турбинной ступени // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 2 (195). С. 65-69.

## Influence of $u/C_0$ ratio on Unsteady Loads and Efficiency Level of Axial Turbine Stage

Q.Q. Nguyen<sup>1,\*</sup>, A.S. Laskin<sup>1</sup>

\*[tutu1402@mail.ru](mailto:tutu1402@mail.ru)

<sup>1</sup>Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University,  
St.Petersburg, Russia

---

**Keywords:** aerodynamic force, torque, rotor blade load, axial turbine stage, ANSYS CFX, kinetic energy loss, efficiency level

---

This paper presents results of numerically investigated amplitudes and characteristic of unsteady loads on rotor blade, efficiency, and extra loss of kinetic energy in the model of a single-staged turbine. The calculations performed in various regimes characterized by the ratio  $u/\bar{C}_0$ . Computational results were compared with experimental data obtained while studying a radial turbine model at SPbPU.

To perform the numerical experiment, steady (Stage) and unsteady (Transient Stator-Rotor) simulations were obtained using ANSYS CFX 14.5 in the cluster system at SPbPU Department of Computing Resources. The results have shown that amplitudes of time-averaged forces and torques decrease with increasing angular velocity, but their peak-to-peak amplitudes (max-min) increase. The peak-to-peak amplitude of unsteady force and torque at  $u/\bar{C}_0=0,55$  with small axial gap  $\Delta z_1=4$  mm is 50-60% of time-averaged loads on rotor blade. The peak-to-peak amplitude of the dimensionless forces and torques in the range of  $u/\bar{C}_0=0.4..0.75$  increases from 20 to 90% of time-averaged values. The computational results were in agreement with experimental data of radial turbine model.

The maximum efficiency level has been found in steady and unsteady calculations with values 0.806 and 0.774, which corresponds to the efficiency level of this turbine stage type. A comparison of the "Stage" and "Transient Stator-Rotor" calculations indicates that the unsteady loss level in the nominal regime is 3.2%. This value is practically constant in entire range of  $u/\bar{C}_0$  from 0.4 to 0.75.

### References

1. Denos R., Arts T., Paniagua G., Michelassi V., Martelli F. Investigation of the Unsteady Rotor Aerodynamics in a Transonic Turbine Stage. *Journal of Turbomachinery*, 2001, vol. 123, iss. 1, pp. 81-89. DOI: [10.1115/1.1314607](https://doi.org/10.1115/1.1314607)
2. Yamada K., Funazaki K., Kikuchi M., Sato H. Influences of Axial Gap Between Blade Rows on Secondary Flows and Aerodynamic Performance in a Turbine Stage. *Proceedings*

- of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, FL, USA, 2009, art. no. GT2009-59855.
3. Dring R.P., Joslyn H.O., Hardin L.W., Wagner J.H. Turbine rotor-stator interaction. *ASME Journal of Power Engineering for Power*, 1982, vol. 104, no. 4, pp. 729-742. DOI: [10.1115/1.3227339](https://doi.org/10.1115/1.3227339)
  4. Laskin A.S. *Issledovanie aerodinamicheskogo vozbuzhdeniya kolebanii lopatochnogo apparata i poter' energii pri nestatsionarnykh protsessakh v turbinakh. Avtoref. dokt. dis.* [Research of aerodynamic excitation loads and energy losses in the unsteady processes in turbines. Abstract of dr. diss.]. Leningrad, Leningrad Polytechnical Institute, 1980. (in Russian).
  5. Afanas'eva N.N., Laskin A.S., Lapshin K.L., Chernikov V.A., et al. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupenei teplovykh turbin* [Aerodynamic characteristics of thermal turbines stages]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 263 p. (in Russian).
  6. Nguen K.K., Laskin A.S. Numerical investigation of the influences of axial spacing between blade rows in axial turbine on aerodynamic force. *Nauchno–tekhnicheskie vedomosti SPbGPU = St. Petersburg State Polytechnical University Journal*, 2014, no. 2 (195), pp. 65-69. (in Russian).