

УДК 621.165

В. И. ГНЕСИН, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Р. ЖАНДКОВСКИ, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМ ПАН, Гданьск,
Польша;
А. А. КОЛЕСНИК, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков

ВЛИЯНИЕ ПАРЦИАЛЬНОГО ПОДВОДА В ТРЕХСТУПЕНЧАТОМ ОТСЕКЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ НАГРУЗКИ И КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Представлены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний рабочих лопаток в трехступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и парциальном подводе с использованием предложенного метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток. Показано, что средние значения деформаций лопаток при полном и парциальном подводе практически одинаковы, парциальный подвод приводит к увеличению амплитуды колебаний лопаток в 3–4 раза по сравнению с полным подводом.

Ключевые слова: осевой компрессор, парциальный подвод, связанная задача, рабочая лопатка, нестационарные аэродинамические нагрузки, аэроупругие колебания лопаток.

Введение

Тенденция развития паро- и газотурбинных двигателей с высокими аэродинамическими показателями (тонкие высоконагруженные лопатки) приводит к проблеме аэроупругого поведения лопаток в осевых турбомашинах. Нестационарные аэродинамические силы, действующие на лопатки компрессоров и турбин, могут вызвать чрезмерные вибрации лопаток и привести к разрушению конструкции.

Аэроупругие явления в турбомашинах характеризуются взаимодействием двух физических сред, описываемых нелинейными уравнениями течения газа и колебаний лопаток, которые не могут быть решены аналитически, и даже численное решение совместной системы уравнений для произвольной геометрии до сих пор является чрезвычайно сложной задачей. Поэтому важнейшей проблемой в области аэромеханики турбомашин является развитие теории и численных методов исследования пространственных течений с учетом таких эффектов, как нестационарность и аэроупругость с целью повышения экономичности и надежности лопаточных машин.

Одной из актуальных проблем при оценке надежности лопаточных венцов осевой турбины (компрессора) является проблема прогнозирования влияния парциального подвода на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний лопаток.

Блокировка основного потока при парциальном подводе создает повышенный окружной градиент давления, что приводит к резкому увеличению циклических нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на вращающиеся лопатки, и, следовательно, к росту амплитуд колебаний лопаток.

В силу сложности моделирования данного явления как численно, так и экспериментально, имеется незначительное число публикаций в открытой литературе. В работах [1–3] приведены результаты экспериментальных исследований, посвященных пониманию физических процессов, связанных с парциальным подводом в турбинных ступенях. В последние годы в связи с развитием вычислительной техники

© В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски, А.А. Колесник, 2014

появились работы, посвященные численному исследованию парциальных эффектов в турбинах с использованием двух- и трехмерных моделей течения [4–7]. Однако, в этих работах не рассматривались колебания лопаток при парциальном подводе.

Целью настоящей работы является разработка численного метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток и численный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний лопаточных венцов в трехступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и частичном подводе [8, 9].

Численные исследования

Численное исследование проведено для отсека осевого компрессора, включающего направляющий аппарат и три ступени (рис. 1). Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой, 2-ой и 3-ей ступеней показаны на рис. 2.

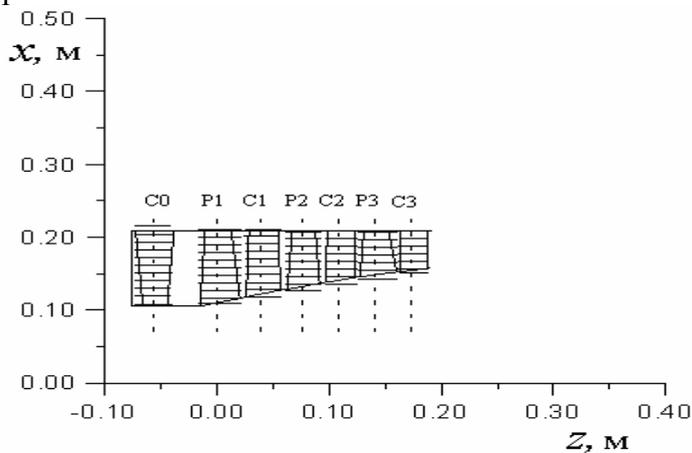


Рис. 1 – Меридиональная проекция осевого компрессора

Учитывая неперIODичность потока в окружном направлении на шаге лопаточного венца, расчетная область включает все межлопаточные каналы неподвижных (C0, C1, C2, C3) и вращающихся (P1, P2, P3) венцов. На рис. 3 представлен фрагмент расчетной области.

На входе в направляющий аппарат C0 показана зона загромождения, включающая 4 межлопаточных канала, т.е. 1/11 полной дуги окружности.

Расчетная область разделяется на 5 подобластей, каждая из которых включает один лопаточный венец, и имеющих общие зоны пересечения в осевых зазорах. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики лопаточных венцов описываются в относительной или абсолютной системах координат, жестко связанных с вращающимся или неподвижным лопаточным венцом соответственно.

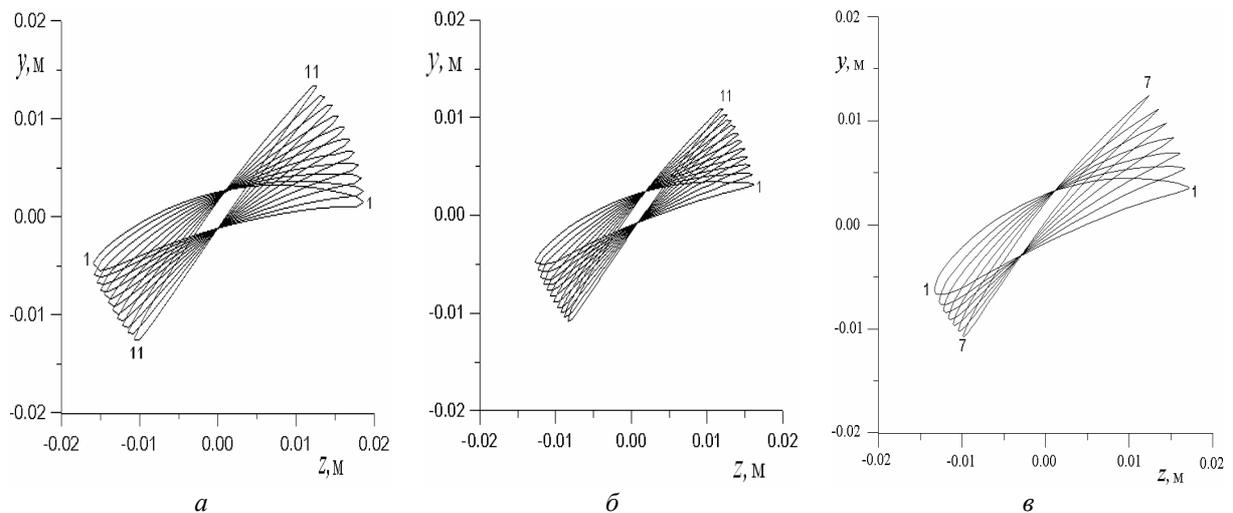


Рис. 2 – Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой, 2-ой и 3-ей ступеней: а – в канале ротора P1; б – в канале ротора P2; в – в канале ротора P3

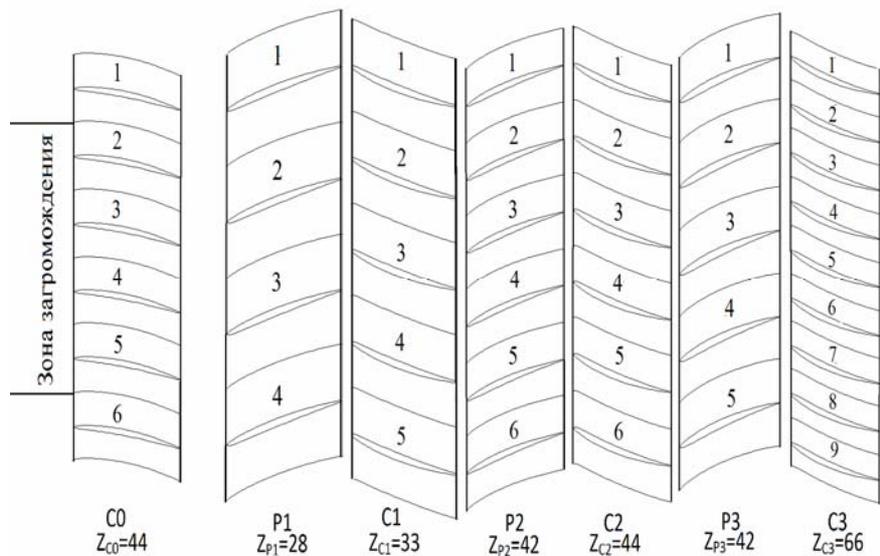


Рис. 3 – Расчетная область осевого компрессора

Трехмерный трансзвуковой поток идеального газа описывается в относительной декартовой системе координат полной нестационарной системой уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения массы, импульса и энергии [8]. Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик.

В каждый момент времени структура потока характеризуется периодичностью на угловом шаге $T_{\text{мин}} = 360^\circ$, т.е. на одном обороте ротора. В этом случае расчетная область разделяется на $z_{C0} + z_{C1} + z_{P1} + z_{C2} + z_{P2} + z_{C3} + z_{P3}$ – сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу соответствующего лопаточного венца (рис. 3). В свою очередь каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной $H-H$ разностной сетки для каналов вращающихся венцов и $H-H$ разностной сетки для каналов неподвижных венцов.

Разностная сетка межлопаточного канала включает соответственно $10 \times 42 \times 84$ сеточных ячеек для статора C0, $10 \times 66 \times 78$ ячеек для ротора P1, $10 \times 56 \times 68$ – для статора C1, $10 \times 44 \times 64$ – для ротора P2, $10 \times 42 \times 62$ – для статора C2, $10 \times 44 \times 62$ – для ротора P3, $10 \times 28 \times 60$ – для статора C3.

На рис. 4 показаны тангенциальные разностные сетки в периферийных сечениях межлопаточных каналов ротора P1 (рис. 4а) и статора C1 (рис. 4б). Следует заметить, что H -сетки для статорных каналов остаются неподвижными в течение всего времени расчета, в то время как внутренняя H -сетка для каждого роторного канала перестраивается на каждой итерации так, что внешние узлы остаются неподвижными, а узлы на поверхности лопатки жестко связаны с вибрирующей лопаткой.

Дискретная форма уравнений Эйлера получена для произвольной деформируемой сетки с использованием разностной схемы Годунова-Колгана со 2-м порядком аппроксимации по координатам и времени [8, 9].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода приведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [8]. Перемещения и скорость лопатки, полученные из решения динамической задачи, используются в качестве граничных условий в аэродинамической задаче на каждой итерации.

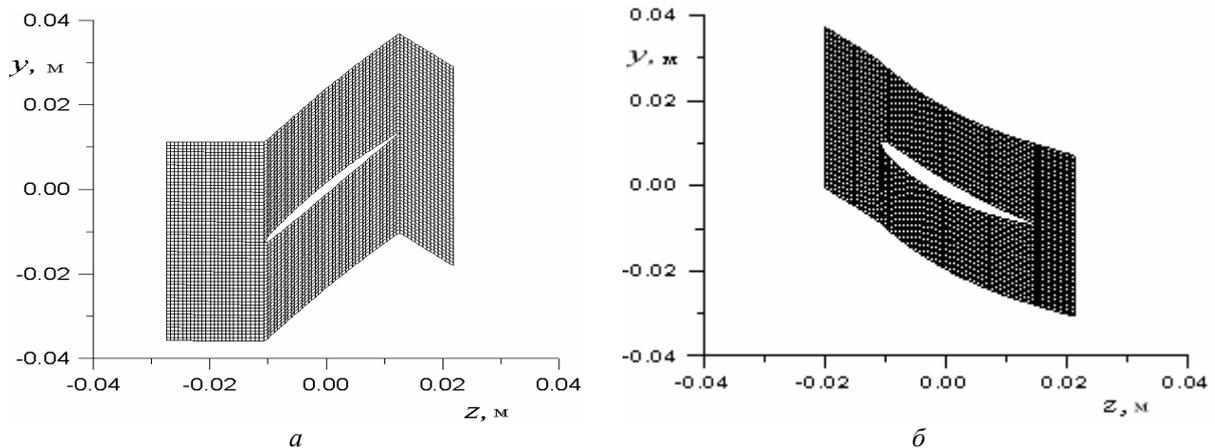


Рис. 4 – Разностная сетка: *a* – в канале ротора (P1); *б* – в канале статора (C1)

Численное исследование выполнено для трехступенчатого компрессорного отсека при номинальном режиме работы:

- число оборотов ротора $n = 15400$ об/мин;
- полное давление в абсолютной системе координат на входе в компрессор $p_0 = 101000$ Па;
- полная температура в абсолютной системе координат на входе $T_0 = 288$ °К;
- углы потока на входе в радиальном и окружном направлениях заданы;
- статическое давление на выходе за 3-м статором изменяется от $p_2 = 140000$ Па в корневом сечении до $p_2 = 149000$ Па на периферии.

Колебания лопаток определялись с учетом первых пяти собственных форм, собственные частоты которых приведены в таблице 1.

Таблица 1

Собственные частоты

Номер моды	1	2	3	4	5
ν , Гц ротор1	540	1620	2160	3240	4320
ν , Гц ротор2	670	2010	2680	4020	6030
ν , Гц ротор3	1194	3580	4780	7165	8360

Расчеты выполнены для двух вариантов – с полным подводом и парциальным подводом. Зона загромождения включает четыре лопатки направляющего аппарата C0 (лопатки 2–5, рис. 3).

На рис. 5 показаны кривые распределения статического давления на среднем радиусе в окружном направлении на полной дуге окружности в осевых зазорах между лопаточными венцами для вариантов с парциальным и полным подводом. Угол 0° соответствует каналу 1-ой лопатки статора C0 (рис. 3). Как видно из графиков, неоднородность потока, вызванная загромождением 4-х лопаток статора C0 ($1/4$ дуги окружности) распространяется в окружном направлении на $1/4$ дуги окружности. Величина неравномерности уменьшается в осевом направлении. Наряду с неравномерностью, вызванной парциальным подводом, кривые распределения давления включают высокочастотную шаговую неравномерность потока и неравномерность, вызванную колебаниями лопаток.

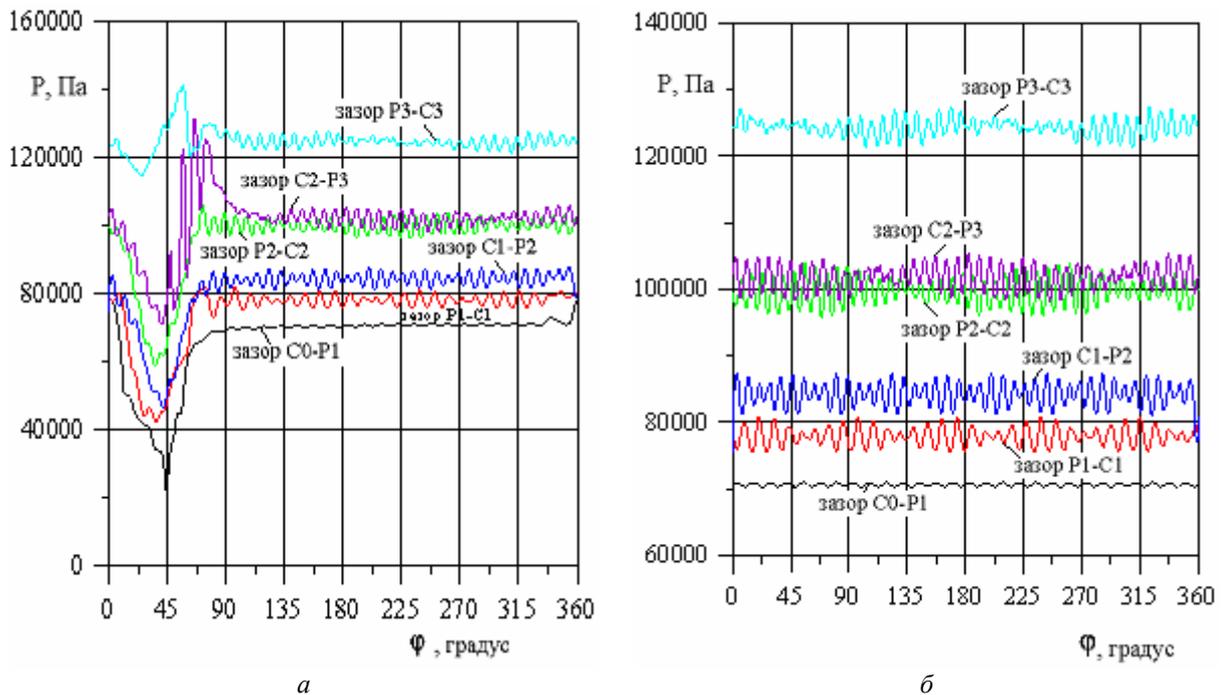


Рис. 5 – Распределение статического давления в окружном направлении в осевых зазорах: а – при парциальном подводе; б – при полном подводе

Анализ нестационарных характеристик проведен с использованием разложения в ряды Фурье

$$F(t) = F_0 + \sum_{i=1}^{\infty} F_{1i} \cos(2\pi\nu it) + F_{2i} \sin(2\pi\nu it),$$

где $F(t)$ – физическая нестационарная характеристика; F_0 – среднее значение; F_{1i} и F_{2i} – коэффициенты Фурье; i – номер гармоники; ν – 1-я гармоническая частота.

Ниже представлен сравнительный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и амплитуд колебаний лопаток ротора P1 при парциальном и полном подводе. Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора P1 при парциальном и полном подводе приведены в табл. 2.

Таблица 2

Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора P1

парциальный подвод				полный подвод			
\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м	\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м
0.05	-5.79	-0.673	0.0091	0.05	-5.83	-0.646	0.0097
0.50	-5.47	-2.364	0.0244	0.50	-5.39	-2.330	0.0232
0.95	-3.20	2.772	0.0338	0.95	-3.05	-2.631	0.0312

На рис. 6 представлены графики нестационарных аэродинамических сил, действующих в окружном направлении (F_y) на периферийный слой рабочих лопаток ротора P1 (рис. 6а,в), и их амплитудно-частотные характеристики (рис. 6б,г) при парциальном (рис. 6а,б) и полном подводе (рис. 6в,г).

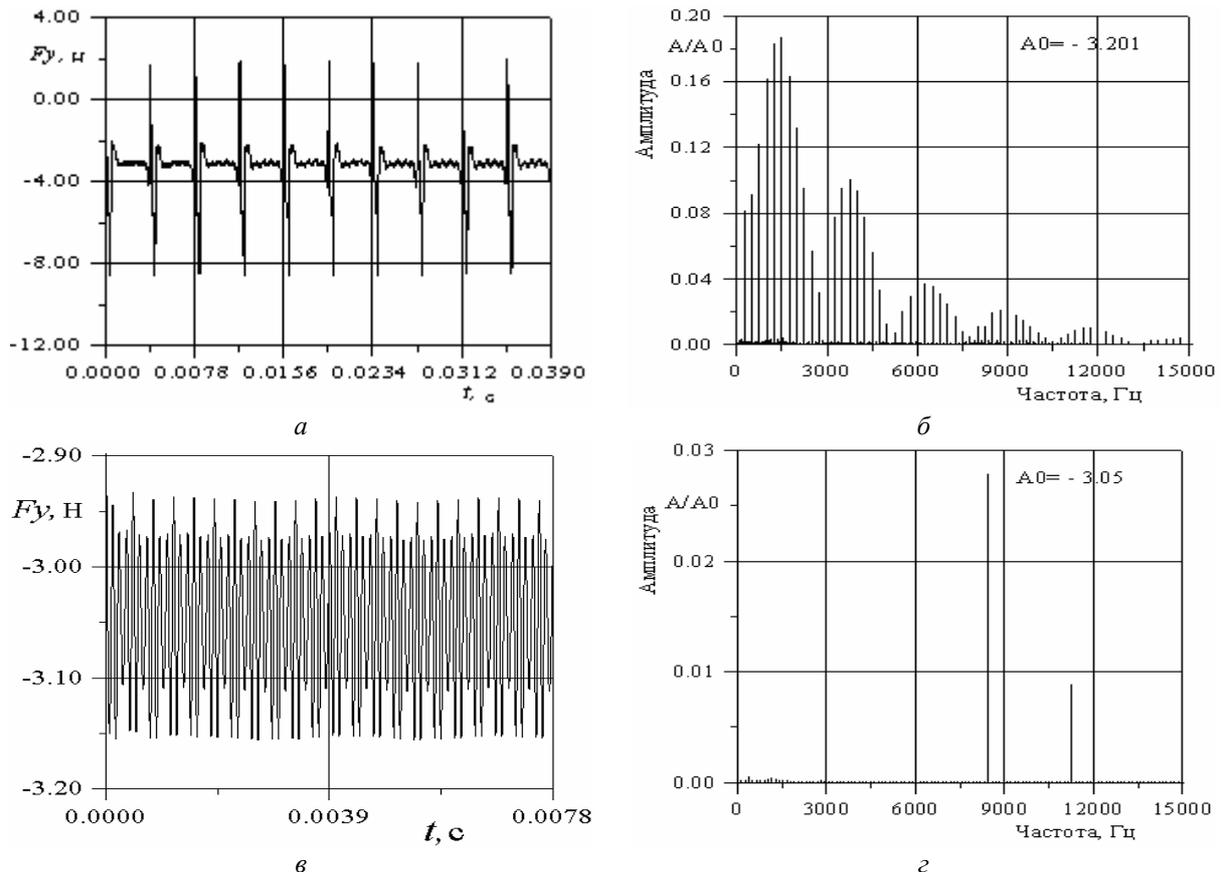


Рис. 6 – Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопасти ротора P1:

a – окружная сила при частичном подводе; *б* – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе; *в* – окружная сила при полном подводе; *г* – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Аэродинамические нагрузки, действующие на разные лопасти, имеют один и тот же характер, но сдвинуты по времени в зависимости от номера лопасти, в то время как амплитудно-частотные характеристики не зависят от номера лопасти.

Как следует из графиков основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамической нагрузки, действующей на лопасти ротора P1 при частичном подводе, вносят гармоники, с частотами кратными частоте вращения 256 Гц. Максимальные значения амплитуд соответствуют гармоникам с частотами 1536 Гц, 4096 Гц, 6144 Гц, которые зависят от перепада давления при прохождении рабочей лопастью зоны загромождения и её относительного углового размера. Амплитуды гармоник, соответствующих бегущей частоте статора C0 ($v_{рот} \times z_{c0} = 256 \times 44 = 11264$ Гц) и статора C1 ($v_{рот} \times z_{c1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) пренебрежимо малы по сравнению с низкочастотными возмущениями. При полном подводе средние значения нестационарных нагрузок (рис. 6в,г) примерно такие же, как при частичном подводе, в то время как амплитуды пульсаций в 5–6 раз меньше, и основной вклад вносят гармоники с частотами равными бегущей частоте статоров C0 и C1.

На рис. 7 показаны аналогичные графики нестационарных окружных сил, действующих на периферийный слой лопаток ротора P3. Следует заметить, что при частичном подводе (рис. 7а,б) амплитуды низкочастотных гармоник, вызванных зоной загромождения уменьшаются по сравнению с ротором P1, а амплитуда с бегущей

частотой статора $C1$ ($v_{\text{рот}} \times z_{c1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) увеличилась. Максимальные амплитуды гармоник при парциальном подводе примерно в 3 раза выше максимальных амплитуд при полном подводе (рис. 7в,г).

Колебания лопаток под действием переменных аэродинамических сил представлены в форме перемещений периферийных сечений рабочих лопаток ротора P1 и ротора P3. Средние значения деформаций лопаток ротора P1 в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести приведены в таблице 3.

Таблица 3

Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести ротора P1

парциальный подвод				полный подвод			
\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	ϕ , град	\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	ϕ , град
0.05	-0.001	-0.0007	0.0020	0.05	-0.001	-0.0007	0.0020
0.50	-0.026	-0.0180	0.0071	0.50	-0.025	-0.0170	0.0064
0.95	-0.068	-0.0640	-0.0033	0.95	-0.067	-0.0620	-0.0043

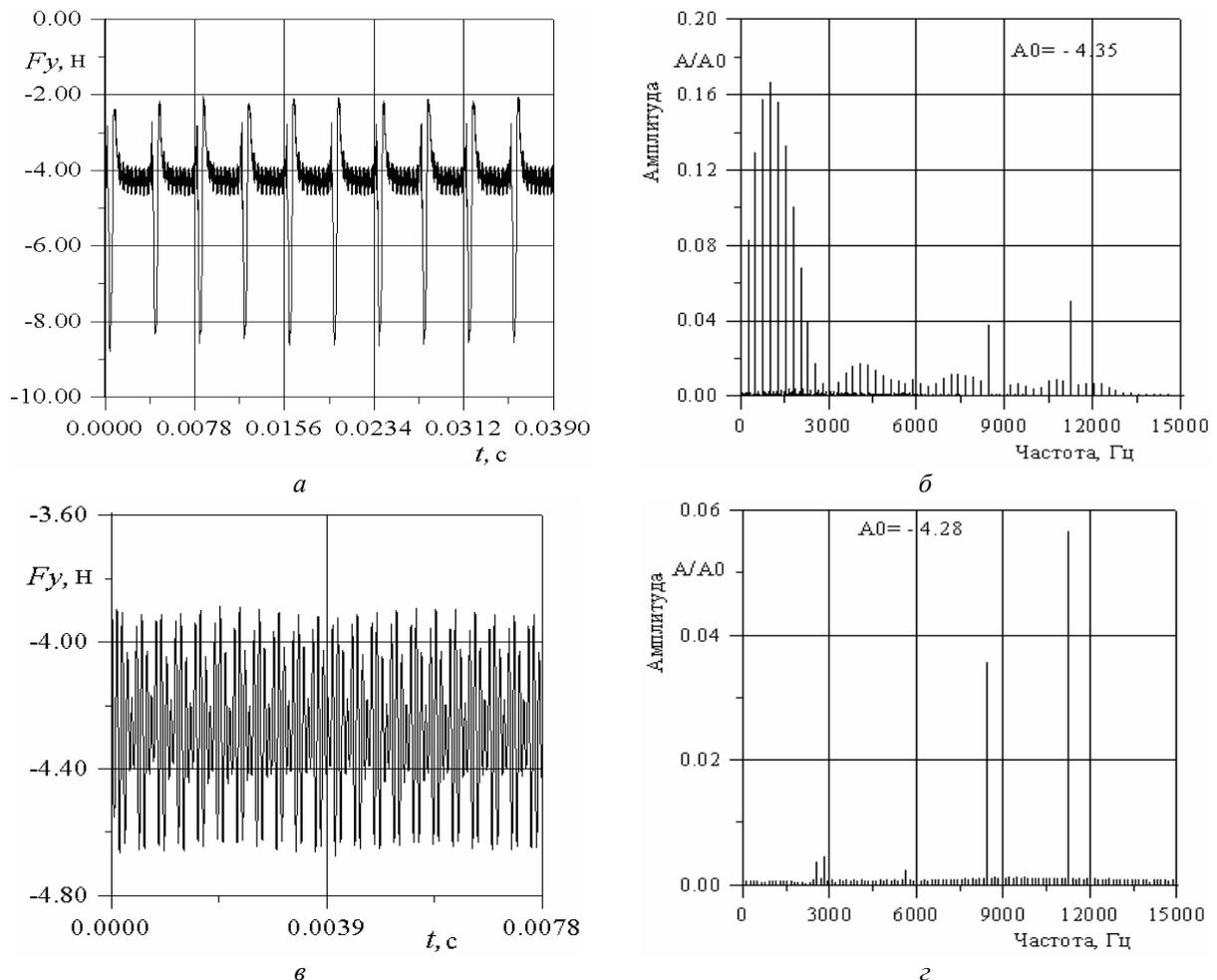


Рис. 7 – Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P3: а – окружная сила при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – окружная сила при полном подводе; г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

На рис. 8 представлені графіки коливань периферійних сечень лопаток ротора Р1 в окружном напрямленні ($h_{\text{у}}$) при парціальному підводі (рис. 8а) і амплитудно-частотні характеристики (рис. 8б), а також – при повному підводі (рис. 8в,г). Основний вклад в изгибные коливання вносить гармоніка з частотою близькою к частоте 1-й собственої форми коливань (автоколивання по 1-й собственої формі коливань). Як следует из расчета, вынужденные коливання лопаток незначительны. Максимальна амплітуда коливань при парціальному підводі в 5 раз перевищує амплітуду коливань для режиму с однорідним потоком на вході.

Изгибные коливання периферійних сечень лопаток ротора Р3 показані на рис. 9. Середні значення деформацій лопаток при парціальному і повному підводі практично однакові, парціальний підвід приводить к увеличению амплітуди автоколивань в 3–4 раза.

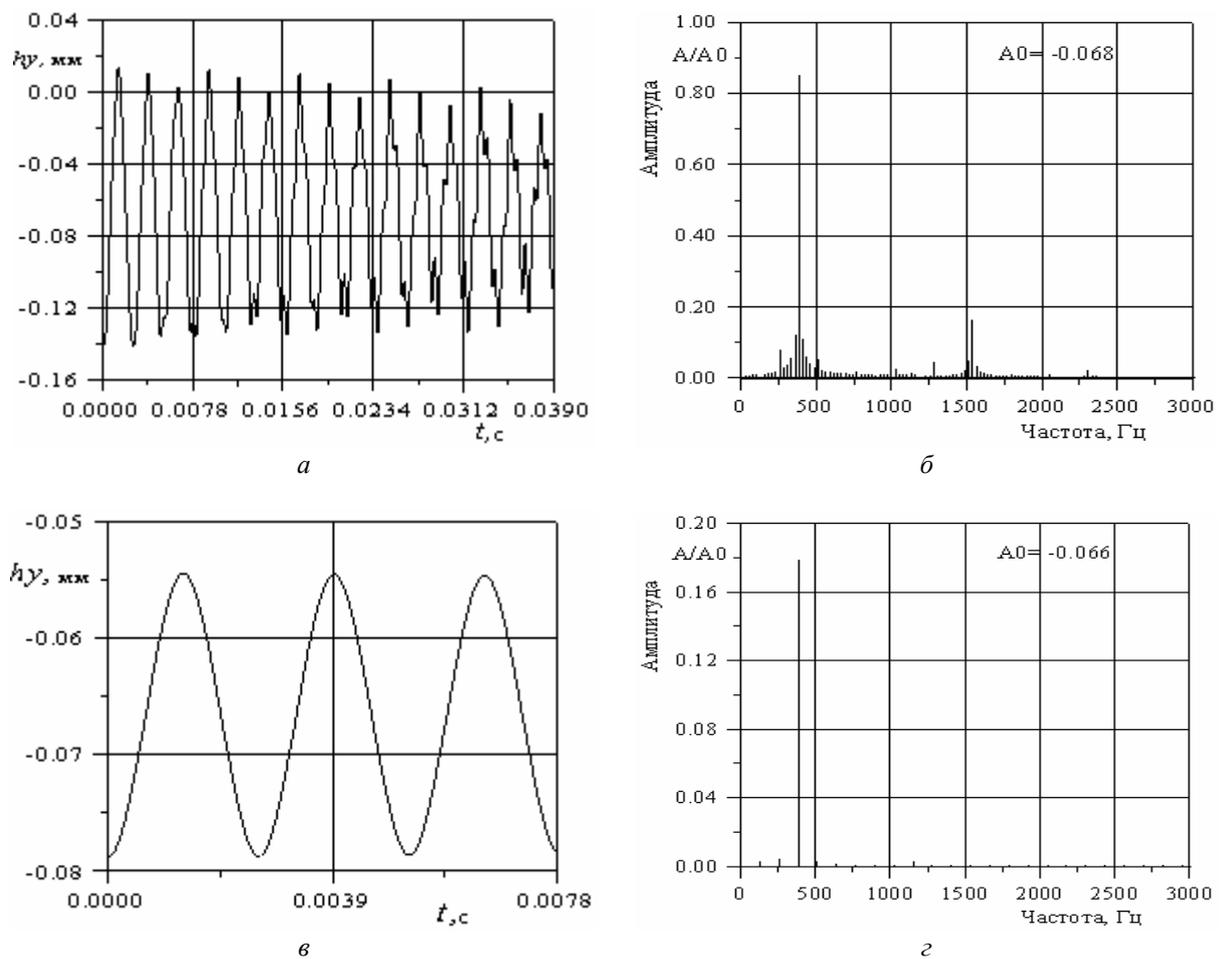


Рис. 8 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора Р1:
 а – в окружном направлении при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – в окружном направлении при полном подводе; г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

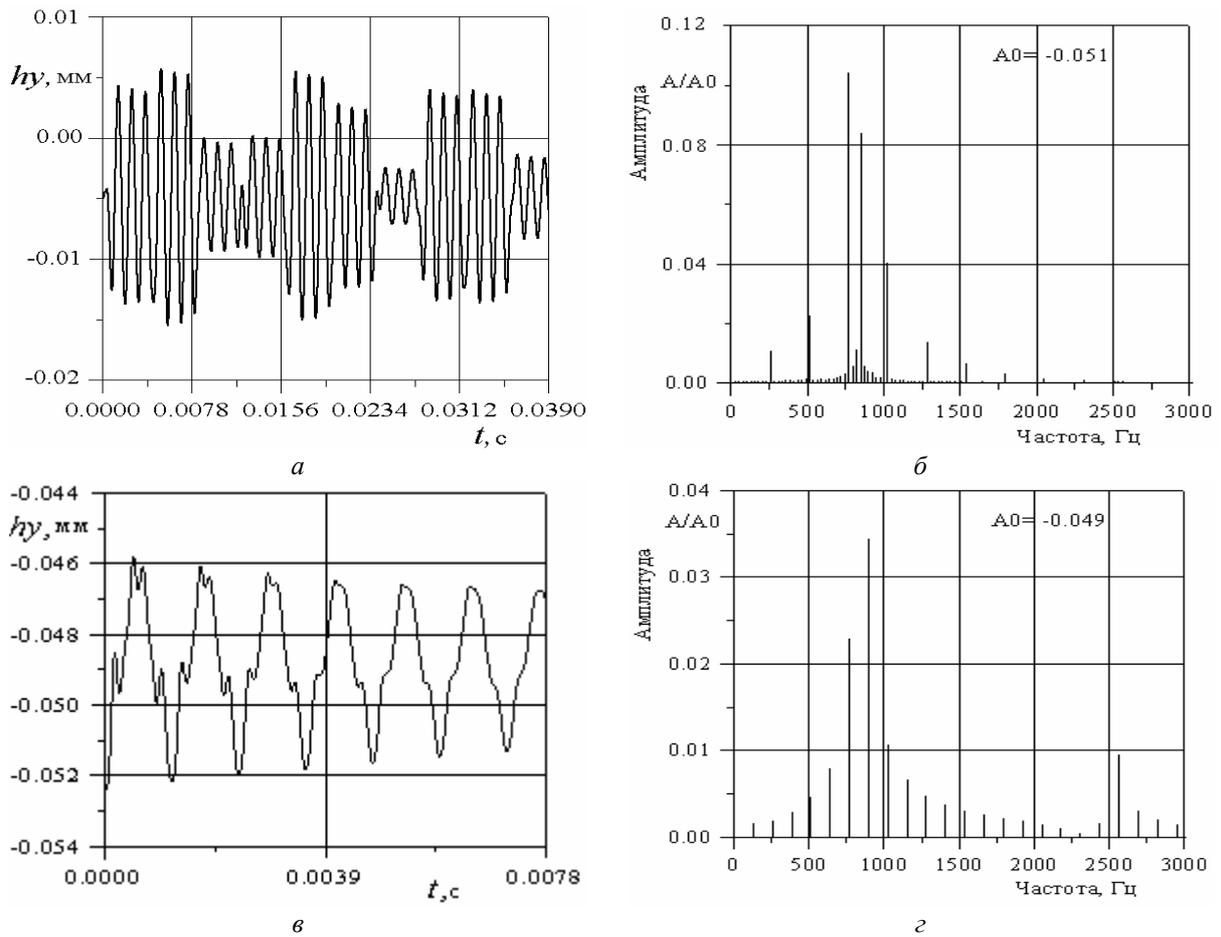


Рис. 9 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора РЗ:
 а – в окружном направлении при парциальном подводе; б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе; в – в окружном направлении при полном подводе; г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Выводы

- 1) Разработаны математическая модель и численный метод решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа в трехступенчатом отсеке осевого компрессора при парциальном подводе рабочего тела.
- 2) Численный анализ показал увеличение амплитуд нестационарных нагрузок и колебаний лопаток при парциальном подводе по сравнению с полным подводом, которые зависят от протяженности зоны загромождения и перепада давления в направляющем аппарате.
- 3) Максимальные значения амплитуд нестационарных нагрузок и колебаний рабочих лопаток ротора Р1 при парциальном подводе выше в 4–5 раз по сравнению с амплитудами колебаний при полном подводе. Неравномерность распределения давления в окружном направлении и соответственно амплитуды нестационарных нагрузок и колебаний рабочих лопаток, вызванные парциальным подводом, уменьшаются в осевом направлении.

Список литературы: 1. Boulbin, F. Turbine blade forces due to partial admission [Text] / F. Boulbin, N. Penneron, J. Kermarec and M. Pluioise // *Revue Francaise de Mecanique*. – 1992. – No. 3. – P. 203–208.
 2. Bohn, D. E. Experimental investigations into the nonuniform flow in a four-stage turbine with special focus on

the flow equalization in the first turbine stage [Text] / D. E. Bohn and H. H.-W. Funke // Proceedings of the Turbo Expo. – 2003. – Vol. 6a. – P. 281–289. **3.** Fridh, J. E. An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparison [Text] / J. E. Fridh, B. Bunkute, R. Fakhrai and T. H. Fransson // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 2004. – Vol. 5b. – P. 1285–1297. **4.** Scopec, J. Partial steam admission in an axial turbine stage [Text] / J. Scopec, L. Vomela, L. Tajc and J. Polansky // IMechE Conf. Trans. – 1999. – c557(7). – P. 681–686. **5.** Lampart, P. Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine [Text] / P. Lampart, M. Szymaniak and R. Rzakowski // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 2004. – Vol. 5a. – P. 237–246. **6.** Hushmandi, N. B. Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine [Text] / N. B. Hushmandi, J. Hu, J. Fridh and T. Fransson // ASME Paper. – N GT2008-50538. **7.** Hushmandi, N. B. Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines [Text] / N. B. Hushmandi, J. Fridh and T. Fransson // Journal of Turbomachinery. – 2011. – Vol. 133. – P. 041017-1-12. **8.** Gnesin, V. I. A numerical modeling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades [Text] / V. I. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, R. Rzakowski // Journal of Fluid and Structure. – 2004. – No. 19. – P. 1141-1153. **9.** Gnesin, V. I. A numerical modelling of the unsteady loads and aeroelastic oscillations for compressor stage [Text] / V. I. Gnesin, R. Rzakowski and L. Kolodyazhnaya // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10, No. 4. – С. 39–47.

Bibliography (transliterated): **1.** Boulbin, F., et al. "Turbine blade forces due to partial admission." *Revue Francaise de Mecanique* 3 (1992): 203–208. Print. **2.** Bohn, D. E., and H.H.-W. Funke. "Experimental investigations into the nonuniform flow in a four-stage turbine with special focus on the flow equalization in the first turbine stage." *Proceedings of the Turbo Expo*. Vol. 6a. 2003. 281–289. Print. **3.** Fridh, J. E., et al. "An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparison." *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Vol. 5b. 2004. 1285–1297. Print. **4.** Scopec, J., et al. "Partial steam admission in an axial turbine stage." *IMechE Conf. Trans* c557(7) (1999): 681–686. Print. **5.** Lampart, P., M. Szymaniak and R. Rzakowski. "Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine." *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. Vol. 5a. 2004. 237–246. Print. **6.** Hushmandi, N. B., et al. "Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine" *ASME Paper*. GT2008-50538. Print. **7.** Hushmandi, N. B., J. Fridh and T. Fransson. "Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines." *Journal of Turbomachinery* 133 (2011): 041017-1-12. **8.** Gnesin, V. I., L. Kolodyazhnaya and R. Rzakowski. "A numerical modeling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades." *Journal of Fluid and Structure* 19 (2004): 1141–1153. **9.** Gnesin, V. I., R. Rzakowski and L. Kolodyazhnaya. "A numerical modelling of the unsteady loads and aeroelastic oscillations for compressor stage." *Problemy mashinostroeniya* 10.4 (2007): C. 39–47. Print.

Поступила (received) 17.02.14