

УДК 621.165

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

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ СИЛЫ И УПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ПАРЦИАЛЬНОМ ПОДВОДЕ

Представлены результаты численного анализа влияния парциального подвода на нестационарные силы и аэроупругое поведение лопаточных венцов двухступенчатого осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа. Показано, что средние значения деформаций рабочих лопаток 1-го и 2-го роторов практически такие же, как при однородном потоке на входе, но относительные значения амплитуд колебаний лопаток 1-го ротора увеличены приблизительно в 4 раза, лопаток 2-го ротора – в 2–3 раза по сравнению с режимом однородного потока на входе.

Подано результати чисельного аналізу впливу парціального підводу на нестационарні навантаження та аероупругу поведінку лопаткових вінців двохступеневого відсіку осьового компресора у тривимірному потоці ідеального газу. Показано, що середні значення деформацій робочих лопаток 1-го та 2-го роторів практично тіж самі, як при однорідному потоці на вході, але відносні значення амплітуд коливань лопаток 1-го ротора збільшені приблизно в 4 рази, лопаток 2-го ротора – в 2–3 рази по зрівнянню з режимом однорідного потоку на вході.

The numerical analysis results of partial admission effect on unsteady loads and aeroelastic behaviour for blade rows in two stage axial compressor compartment in 3D ideal gas flow have been presented. There shown that the averaged values of blade sections deformation for rotor 1 and rotor 2 are practically the same as in case with uniform gas flow at the entrance, but the relative values of oscillation amplitudes have been increased for the blades of rotor 1 forty as large, for the blades of rotor 2 – twice or thrice as large in comparison with case under uniform gas flow at the entrance.

Одной из актуальных проблем при оценке надежности лопаточных венцов осевой турбомашин (компрессора) является проблема прогнозирования влияния парциального подвода, т.е. блокирования сегмента дуги окружности на входе в направляющий аппарат первой ступени на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний рабочих лопаток. Парциальный подвод используется в турбинах с сопловым парораспределением на частичных режимах, для авиационных двигателей эта проблема связана с возможным попаданием посторонних предметов (птиц) и загромождением части дуги направляющего аппарата.

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 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 численный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний лопаточных венцов в двухступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и частичном подводе с использованием метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток [8, 9].

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

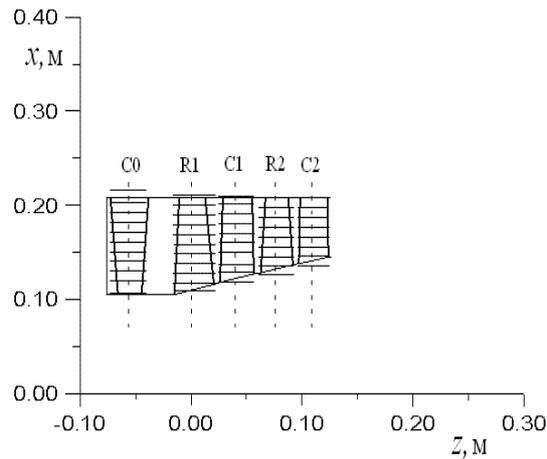


Рис. 1. Меридиональная проекция осевого компрессора

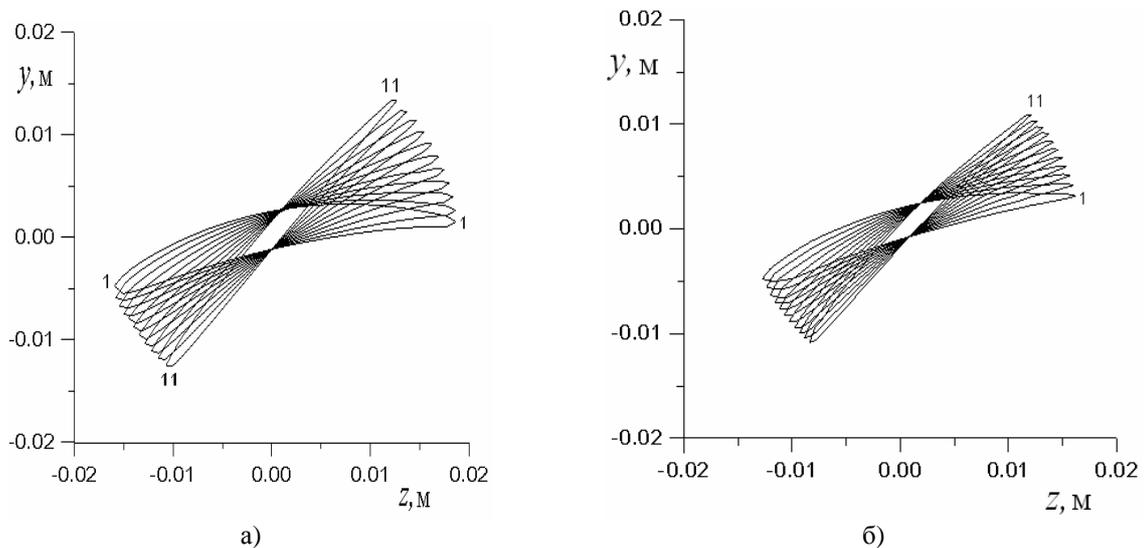


Рис. 2. Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой и 2-ой ступеней:
a – в канале ротора P1; *б* – в канале ротора P2

Учитывая неперериодичность потока в окружном направлении на шаге лопаточного венца, расчетная область включает все межлопаточные каналы неподвижных (C0, C1, C2) и вращающихся (P1, P2) 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 пять 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.

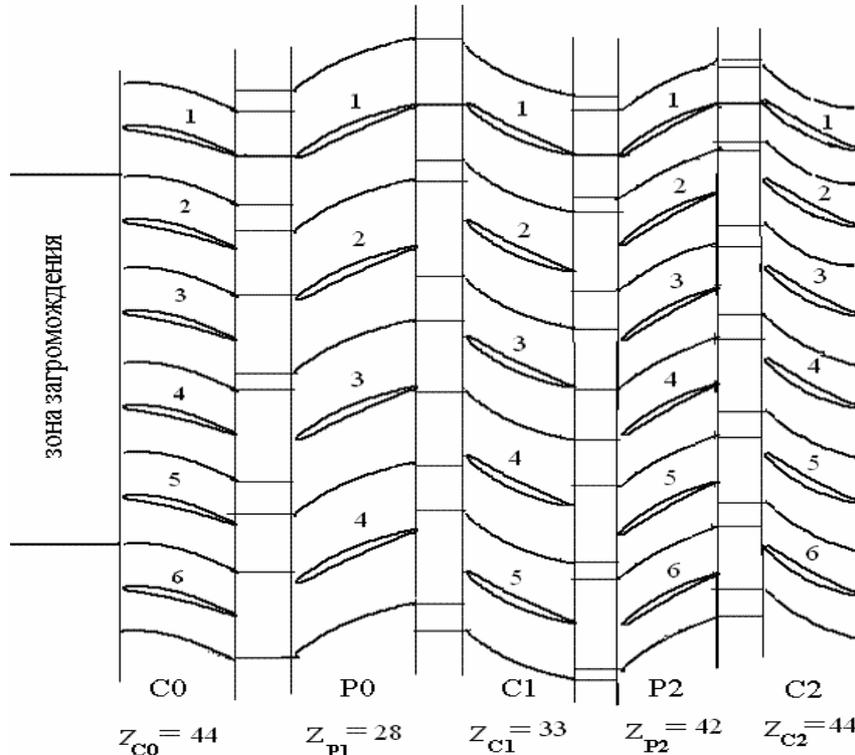


Рис. 3. Расчетная область осевого компрессора

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 $Z_{C0} + Z_{C1} + Z_{P1} + Z_{C2} + Z_{P2}$ – 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.

На рис. 4 показаны тангенциальные разностные сетки в периферийных сечениях межлопаточных каналов ротора P2 (рис. 4а) и статора C2 (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-ым 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.

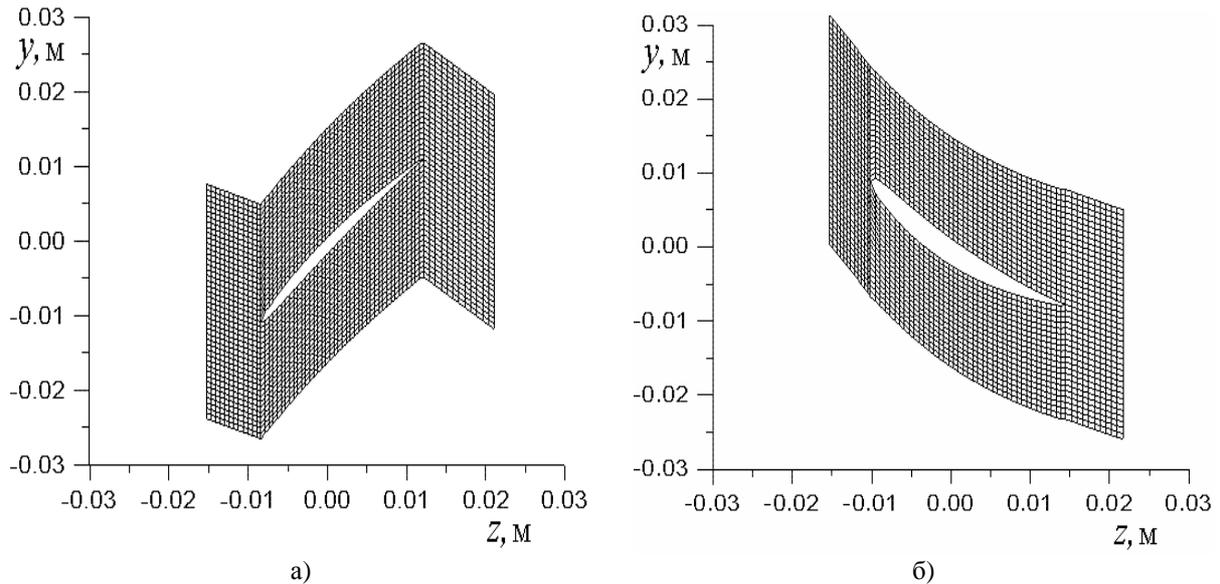


Рис. 4. Разностная сетка:
а – в канале ротора P2; б – в канале статора C2

Численное исследование выполнено для двухступенчатого 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 2-ым статором изменяется от $p_2 = 110000$ Па в корневом сечении до $p_2 = 125000$ 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 ротор P1	540	1620	2160	3240	4320
ν , Гц ротор P2	670	2010	2680	4020	6030

На первом этапе выполнен расчет 3-х мерного нестационарного потока без учета колебаний лопаток, на втором этапе – с учетом колебаний лопаток под действием мгновенных аэродинамических нагрузок в течение десяти оборотов ротора. Расчеты

виконані для двох варіантів – с повним підводом і парціальним підводом. Зона загромождження включає чотири лопатки направляючого апарата С0 (лопатки 2–5, рис. 3).

На рис. 5 показані криві розподілення статического тавлення на середнем радіусе в оіружном напрямленні на повній дуге оіружности в осевих зазорах между лопаточними венцами для варіанта с парціальним підводом. Угол 0° соотвєтствует каналу 1-ой лопатки статора С0 (рис. 3). Как видно из графиков, неоднородность потока, вызванная загроможждением 4-х лопаток статора С0 ($\frac{4}{11}$ дуги оіружности) распространяется в оіружном напрямленні на $\frac{1}{4}$ дуги оіружности. Величина неравномерности уменьшается в осевом напрямленні. Наряду с неравномерностью, вызванной парціальным підводом, кривые розподілення тавлення включают высокочастотную шаговую неравномерность потока и неравномерность, вызванную колебаниями лопаток.

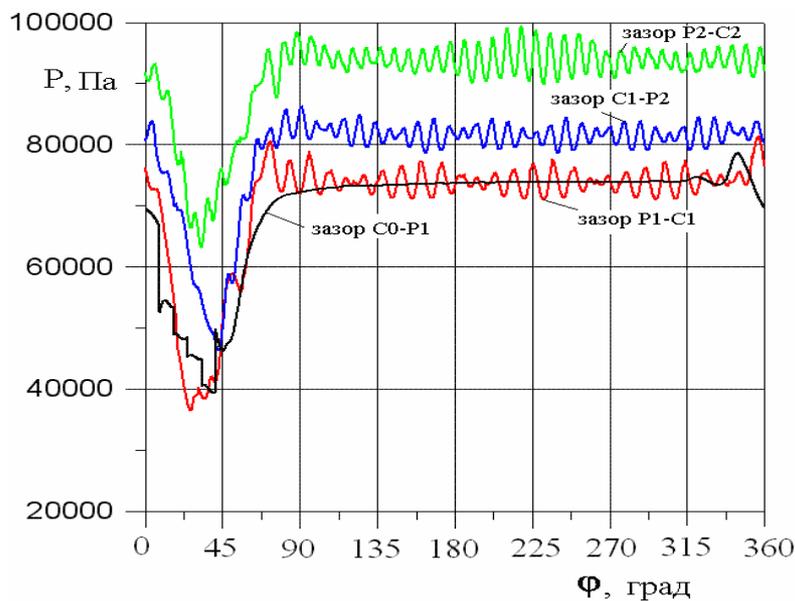


Рис. 5. Розподілення статического тавлення в оіружном напрямленні в осевих зазорах за роторними і статорними венцами при парціальном підводе

Аналіз нестационарних характеристик проведено с использованием разложения в ряды Фурье

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

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.

Так как частота вращения ротора равна $\nu_{\text{рот}} = 256$ Гц (время одного оборота $t = 0,0039$ сек), а время расчета соответствует времени поворота ротора на десять оборотов, первая гармоническая частота равна $\nu = \frac{\nu_{\text{рот}}}{10} = 25,6$ Гц.

Ниже представлен сравнительный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и амплитуд колебаний лопаток ротора P1 и ротора P2 при парціальном и повном підводе. Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора P1 и ротора P2 приведены в таблицах 2, 3 соответственно.

Таблица 2

Средние значения нестационарных нагрузок,
действующих на рабочие лопатки ротора P1 (парциальный подвод)

\bar{L}	F_y, H	F_z, H	$M, \text{H}\cdot\text{м}$
0,05	-5,771	-0,693	0,0089
0,5	-5,484	-2,388	0,0232
0,95	-3,22	-2,809	0,0317

Таблица 3

Средние значения нестационарных нагрузок,
действующих на рабочие лопатки ротора P2 (полный подвод)

\bar{L}	F_y, H	F_z, H	$M, \text{H}\cdot\text{м}$
0,05	-5,131	-1,161	0,0087
0,5	-4,747	-2,414	0,0201
0,95	-4,170	-3,836	0,0231

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

На рис. 6а цифрами обозначены номера лопаток в соответствии с рис. 3. Аэродинамические нагрузки, действующие на разные лопатки, имеют один и тот же характер, но сдвинуты по времени в зависимости от номера лопатки, в то время как амплитудно-частотные характеристики не зависят от номера лопатки.

Как следует из графиков на рис. 6а, б, основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамической нагрузки, действующей на лопатки ротора P1, 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 лопаткой зоны загромождения и ее относительного углового размера. Амплитуды гармоник, соответствующих бегущей частоте статора C0 ($v_{\text{рот}} \times z_{C0} = 256 \times 44 = 11264$ Гц) и статора C1 ($v_{\text{рот}} \times z_{C1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) пренебрежимо малы по сравнению с низкочастотными возмущениями. При полном подводе средние значения нестационарных нагрузок (рис. 6в, г) примерно такие же, как при парциальном 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 P2. Следует заметить, что при парциальном 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 P2. Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести приведены в таблицах 4, 5.

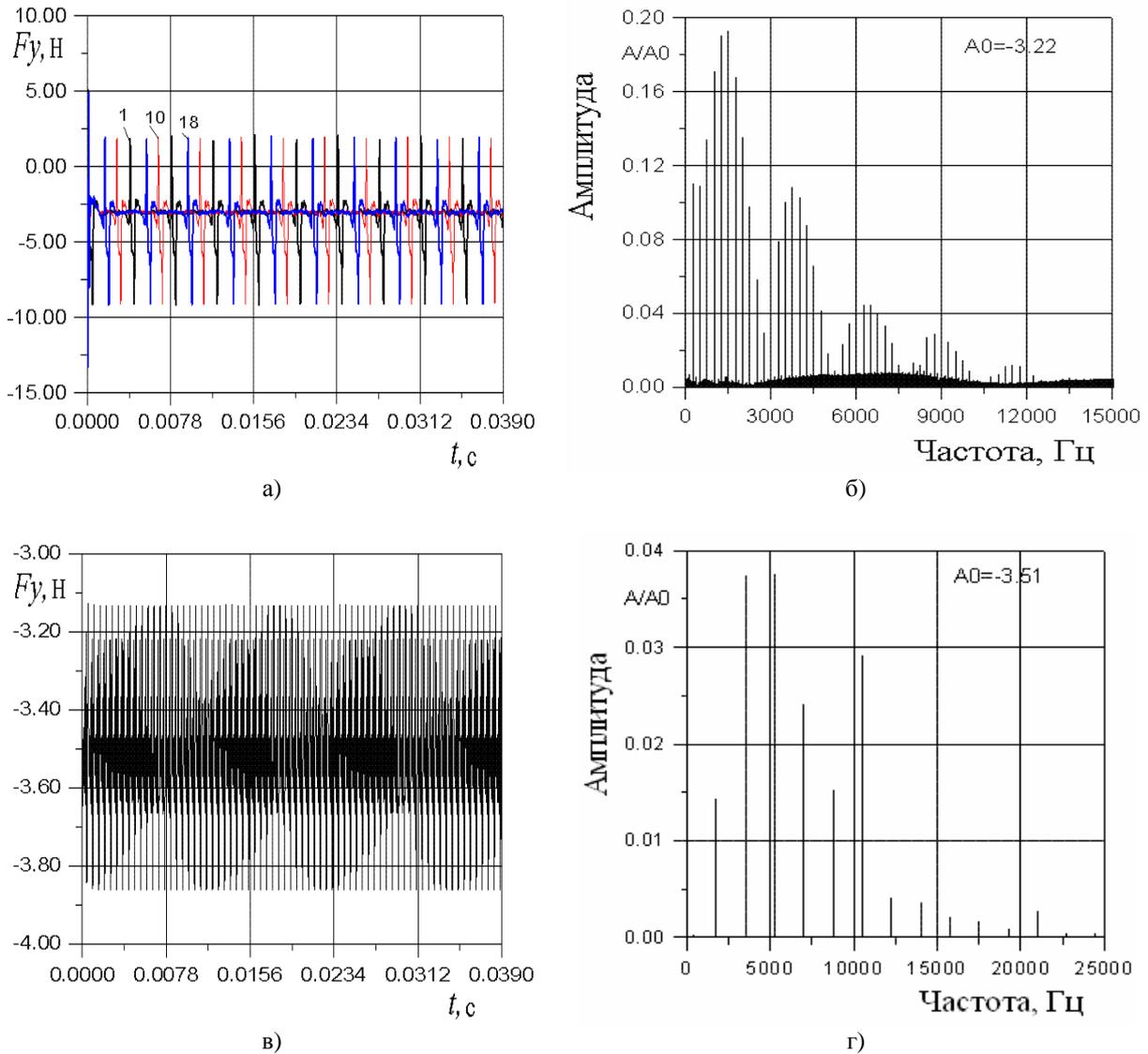


Рис. 6. Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P1:
 а – окружная сила при частичном подводе;
 б – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе;
 в – окружная сила при полном подводе;
 г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Таблица 4

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

\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	φ , град
0,05	-0,001	-0,0007	0,002
0,5	-0,026	-0,018	0,0061
0,95	-0,068	-0,064	0,008

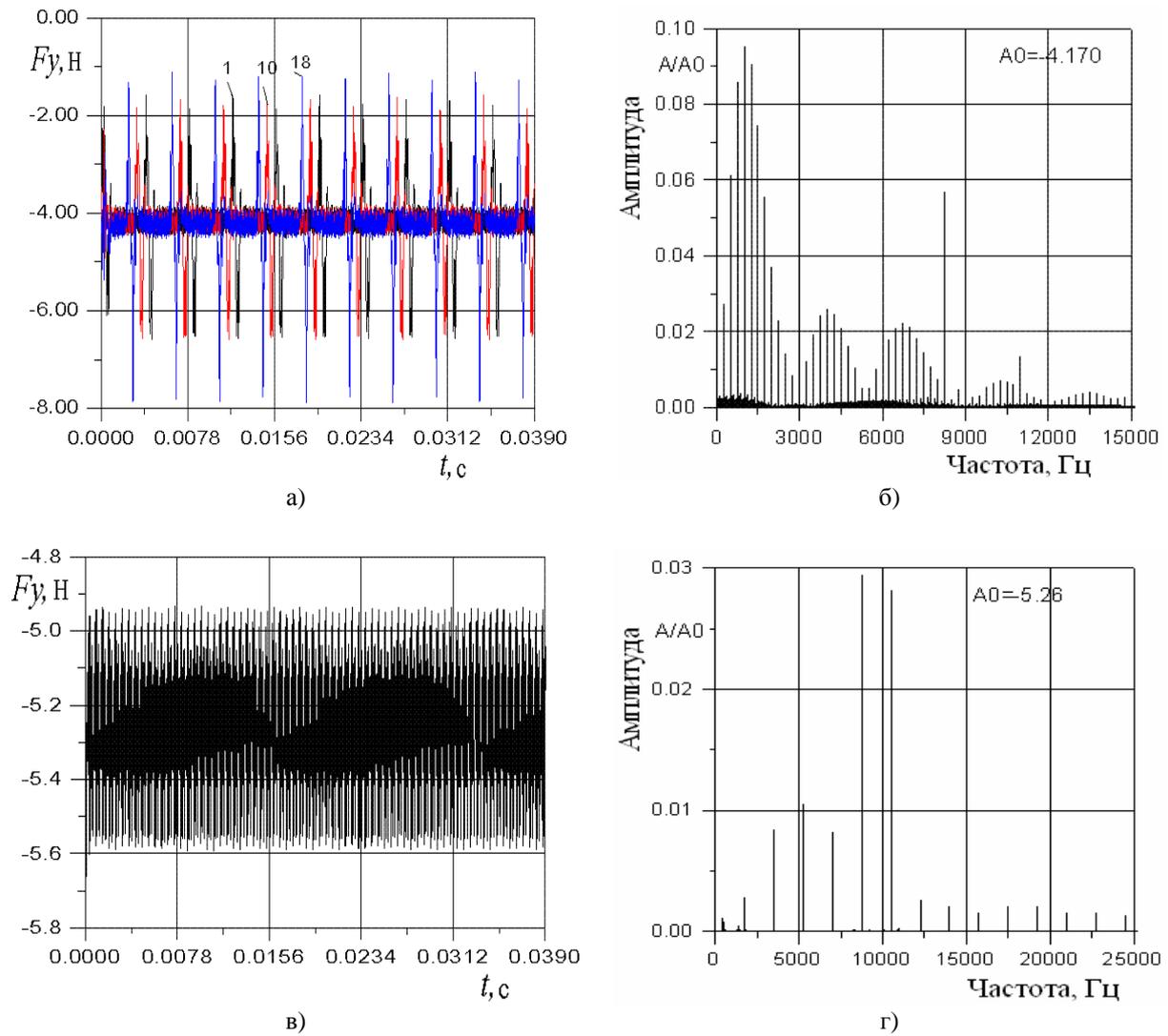


Рис. 7. Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P2:
 а – окружная сила при парциальном подводе;
 б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе;
 в – окружная сила при полном подводе;
 г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Таблица 5

Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести ротора P2 (полный подвод)

\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	φ , град
0,05	-0,001	-0,0007	0,002
0,5	-0,026	-0,018	0,0061
0,95	-0,068	-0,064	0,008

На рис. 8 представлені графіки коливань периферійних сечень лопаток ротора Р1 в окружном напрямленні (h_y) при парциальному 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 до частоті 1-ої власної форми коливань (автоколивання по 1-ої власній формі коливань). Як слідують з розрахунку, вимушені коливання лопаток незначительні. Максимальна амплітуда коливань при парциальному підводі в 4 рази перевищує амплітуду коливань для режиму з однорідним потоком на вході.

Изгибные коливання периферійних сечень лопаток ротора Р2 показані на рис. 9. Середні значення деформацій лопаток при парциальному і повному підводі практично однакові, парціальний підвід приводить до збільшенню амплітуди автоколивань в 2–3 рази.

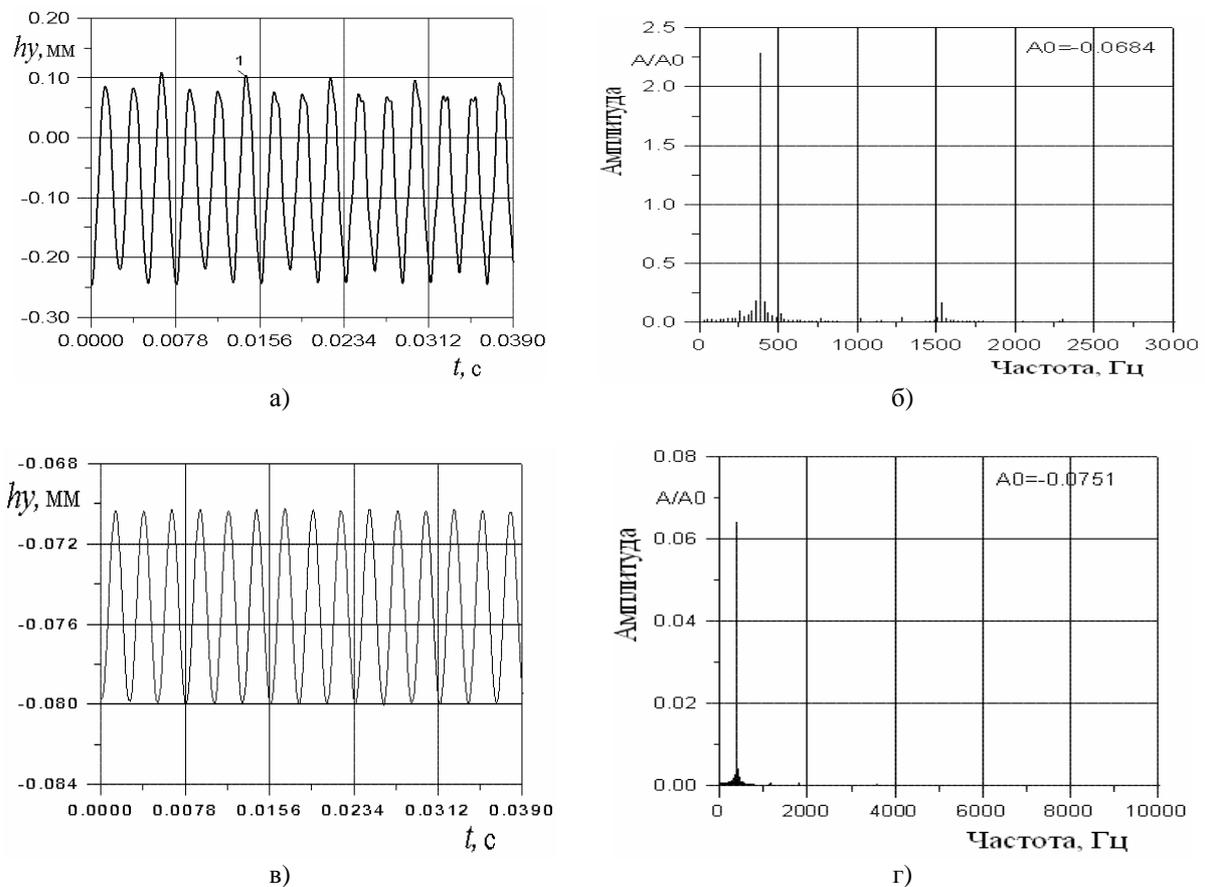


Рис. 8. Переміщення периферійного сечення робочої лопатки ротора Р1:

- а – в окружном напрямленні при парциальному підводі;
- б – амплитудно-частотний спектр при парциальному підводі;
- в – в окружном напрямленні при повному підводі;
- г – амплитудно-частотний спектр при повному підводі

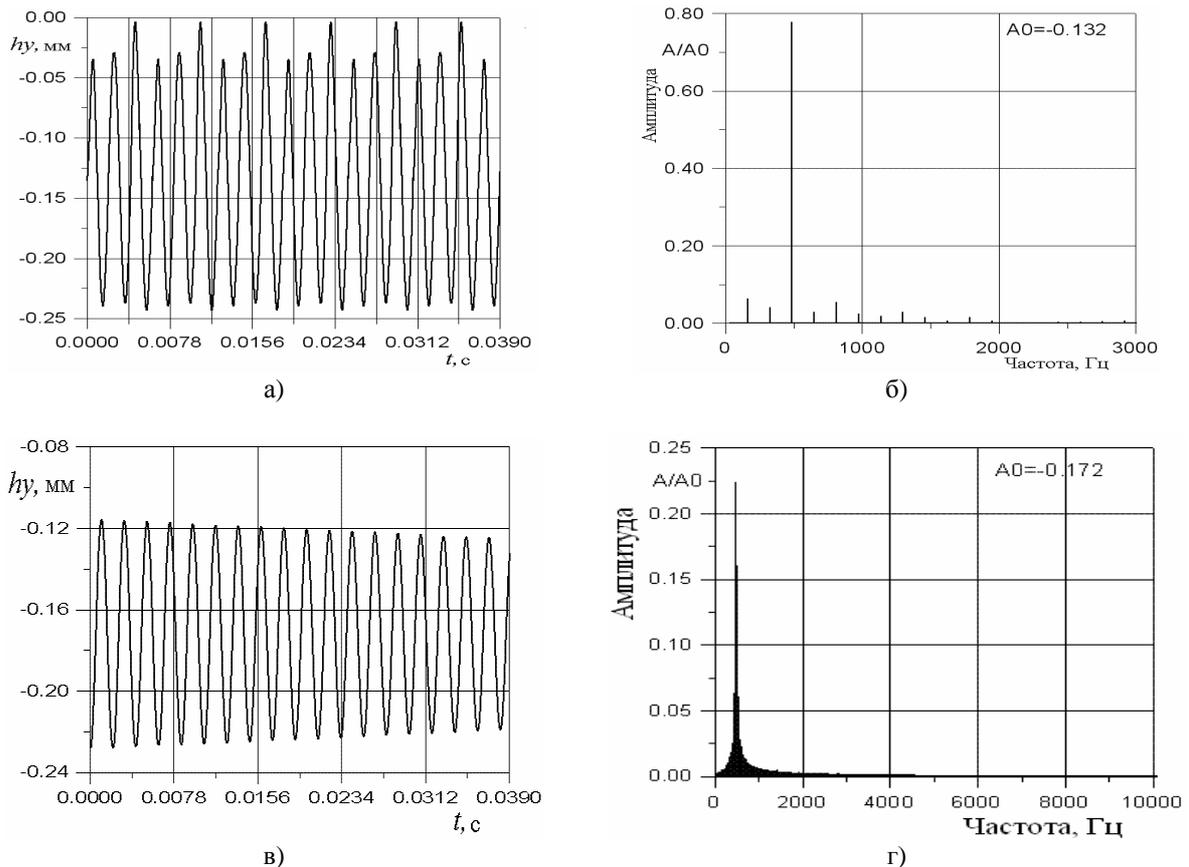


Рис. 9. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора P2:
 а – в окружном направлении при парциальном подводе;
 б – амплитудно-частотный спектр при парциальном подводе;
 в – в окружном направлении при полном подводе;
 г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Список литературы: 1. *Boulbin, F.* Turbine blade forces due to partial admission [Text] / F. Boulbin, N. Penneron, J. Kermarec and M. Pluviose // *Revue Francaise de Mecanique*. – 1992. – N 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. Fakhrari 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. Rzadkowski // *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. Rzadkowski // *Journal of Fluid and Structure*. – 2004. – N 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. Rzadkowski and L. Kolodyazhnaya // *Проблемы машиностроения*. – 2007. – Т. 10, N 4. – С. 39-47.

© Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., Жандковски Р., 2012
 Поступила в редколлегию 10.02.12