

УДК 621.135

В.И. ГНЕСИН, д-р техн.наук, Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, канд.техн.наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АЭРОУПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ С ЛОПАТКОЙ 1085 мм

Наведено результати чисельного дослідження та аналіз аеродинамічних характеристик аеропружної поведінки лопаткового апарату останнього ступеня турбомашини при різних геометричних параметрах ступеня. Підхід оснований на рішенні зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток в турбінному ступені, в якому рівняння аеродинаміки течії та динаміки лопаток інтегруються одночасно за часом, забезпечуючи коректну постановку зв'язаної задачі, рішенням якої є як нестационарні навантаження, діючі на лопатки, так і рух лопаток.

Преобразование энергии в турбинной ступени сопровождается взаимодействием аэродинамических, инерционных и упругих сил, действующих на лопатки, которые могут вызвать повышенную вибрацию лопаток и привести к усталостному разрушению конструкции. Взаимодействие этих сил с учетом механического и аэродинамического демпфирования определяет аэроупругое поведение лопаток и представляет важнейшую проблему эффективности и надежности турбомашин.

В силу чрезвычайной сложности постановки и решения общей задачи аэроупругости было принято допущение о том, что нестационарные эффекты, индуцированные колебаниями лопаток, значительно меньше нестационарных явлений, связанных с неравномерностью потока в окружном направлении вверх и вниз по течению [1]. Другими словами, сделано допущение об отсутствии обратной связи влияния колеблющихся лопаток на основной поток.

Это некорректное в общем случае допущение оказалось весьма плодотворным, так как позволило разделить две физические среды и достичь существенного прогресса в каждой из них (нестационарная аэродинамика и вынужденные колебания).

Некорректность принятой гипотезы о незначительном влиянии колеблющихся лопаток на поток заключается в исключении из рассмотрения важной проблемы аэроупругого поведения лопаток, а именно, самовозбуждающихся колебаний (флаттер) или автоколебаний. Эти явления характеризуются неустойчивостью, непрерывным обменом энергией между потоком и лопатками и поэтому не могут быть исследованы в рамках отдельно рассматриваемых физических сред.

В последнее время развиты новые подходы для исследования самовозбуждающихся колебаний (флаттера), основанные на последовательном интегрировании во времени уравнений движения жидкости и колебаний лопаток с обменом информацией (граничными условиями) на каждой итерации [2-4]. Однако в этих работах предполагалось, что возмущения в потоке вызваны движением лопаток, а поток на бесконечности перед и за лопаточным венцом содержит лишь малые возмущения. В настоящей работе предложен алгоритм и представлен численный анализ связанной аэроупругой задачи для ступени осевой турбомашини.

Приведены результаты численного анализа аэродинамических и аэроупругих характеристик двух вариантов последней ступени турбомашини 1000 МВт.

Для корректной постановки задачи аэроупругости турбинной ступени используется частично-интегральный метод, который включает последовательное

интегрирование уравнений аэродинамики и упругих колебаний лопаток отдельно, но при этом решение, полученное в каждой из физических сред, используется в качестве граничного условия для другой среды на следующей итерации.

В отличие от постановки аэроупругой задачи для изолированного лопаточного венца [2, 4], в которой нестационарность была вызвана кинематическими колебаниями лопаток, закон колебаний которых и межлопаточный угол сдвига по фазе (один и тот же для всех лопаток) задавались априори, в данной постановке источником нестационарности является вращение лопаток в неоднородном в окружном направлении потоке. Под действием нестационарных аэродинамических сил рабочие лопатки начинают колебаться и, в свою очередь, являются источником нестационарного воздействия на поток. Таким образом, нестационарные аэродинамические поля, возмущающие силы и колебания лопаток формируются в результате непрерывного взаимодействия и обмена энергией между потоком и вибрирующими лопатками и определяются при решении задачи аэроупругости турбинной ступени.

Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через ступень осевой турбомашин рассматривается в физической области, включающей направляющий аппарат (НА) и рабочее колесо (РК), вращающееся с постоянной угловой скоростью (рис. 1), и описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения [5].

В общем случае НА и РК содержат неравное число лопаток произвольной конфигурации. Учитывая неперIODичность потока в окружном направлении, следует в расчетную область включать все лопатки НА и РК. На рис. 1 показаны фрагменты разностной сетки в тангенциальном сечении (Рис. 1,а) и на поверхности лопаток (Рис. 1,б).

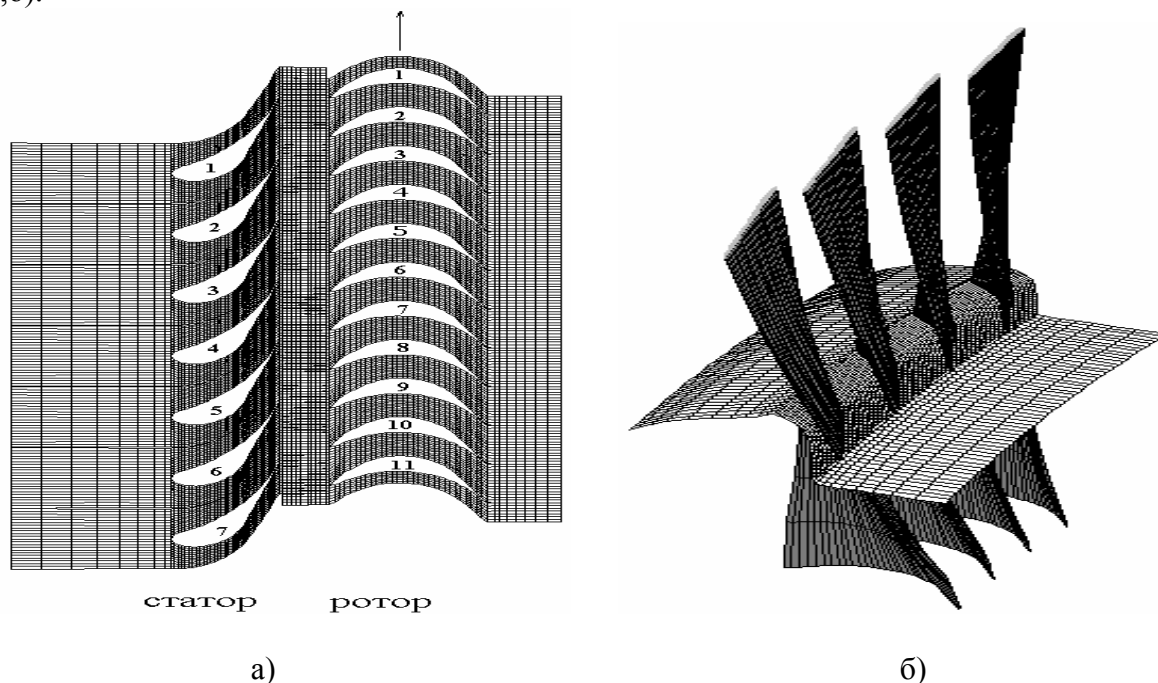


Рис. 1 Расчетная область
а) корневое сечение турбинной ступени; б) фрагмент рабочего колеса

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу статора или

ротора. В свою очередь, каждый из сегментов дискретизируется с использованием H -сетки для статорных каналов и гибридной H - H сетки для каналов ротора. При этом внешняя H -сетка остается неподвижной в течение всего расчета, а внутренняя H -сетка перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму так, что ее внешние узлы остаются неподвижными, а внутренние жестко связаны с колеблющейся лопаткой.

Дискретная форма интегральных законов сохранения получена для произвольной пространственной деформируемой разностной сетки с использованием явной монотонной конечно-объемной разностной схемы 2-го порядка аппроксимации Годунова-Колгана [4]. Предполагается, что нестационарные эффекты в турбинной ступени вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок, а поток на бесконечности перед и за турбинной ступенью является однородным с малыми возмущениями, распространяющимися из расчетной области вверх и вниз по потоку. Поэтому постановка граничных условий на проницаемых границах основана на одномерной теории характеристик [5-6].

Динамическая модель колеблющейся лопатки в линейной постановке с использованием модального подхода описывается системой независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [6]

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t).$$

Здесь h_i – коэффициент механического демпфирования i -й моды; ω_i – собственная частота i -й формы; λ_i – модальная сила, соответствующая перемещению по i -й форме, которая рассчитывается на каждой итерации по мгновенному распределению давления на поверхности лопатки

$$\lambda_i = \frac{\iint p \bar{U}_i \cdot \bar{n} \, d\sigma}{\iiint \rho \bar{U}_i^2 \, dv},$$

где p – давление на поверхности лопатки.

Ниже представлен численный анализ аэродинамических и аэроупругих характеристик 2-х вариантов последней ступени паровой турбины, отличающихся геометрическими характеристиками (формой рабочей лопатки).

Длина рабочей лопатки $L=1085$ мм, соотношение чисел направляющих и рабочих лопаток $z_1 : z_2 = 42 : 66$ ($k_1 : k_2 = 7 : 11$).

Расчеты выполнены для номинального режима с параметрами:

– на входе в турбинную ступень $P_0 = 37545$ Па; $T_0 = 346.6^\circ$ К;

– на выходе за рабочим колесом статическое давление изменяется по высоте лопатки в диапазоне $P_2 = 7750 \div 7870$ Па.

На рис. 1 показан фрагмент корневого сечения ступени, и включающий 7 направляющих и 11 рабочих лопаток.

Меридиональные проекции и плоские сечения, формирующие направляющую и рабочую лопатки для 2-х вариантов показаны на рис. 2. Как видно из рисунков, 2-ой вариант отличается чуть увеличенной хордой рабочей лопатки и уменьшенным углом закрутки периферийной части рабочей лопатки.

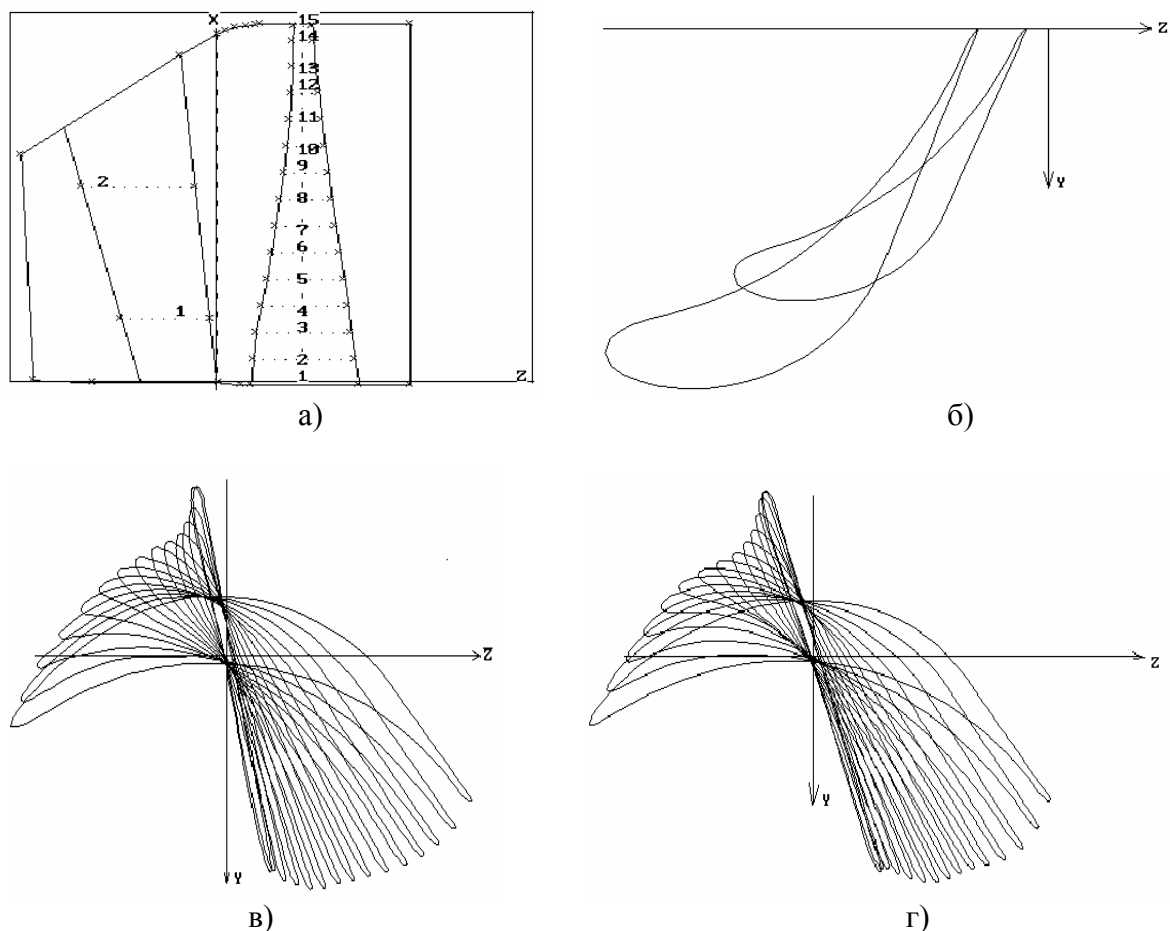


Рис. 2 Ступень турбомашины
 а) меридиональная проекция; б) лопатка статора;
 в) лопатка ротора (1-й вариант); г) лопатка ротора (2-й вариант);

Колебания рабочих лопаток рассчитывались с учетом первых десяти собственных форм колебаний и без учета механического демпфирования. Значения собственных частот колебаний для 2-х вариантов рабочих лопаток приведены в таблице

Таблица

Номер моды	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вариант1 $\nu_i, Гц$	95.5	142.5	226.3	267.0	368.7	469.2	534.5	666.9	780.1	924.9
Вариант2 $\nu_i, Гц$	93.2	143.1	205.7	256.5	371.2	406.1	532.0	659.5	757.7	913.3

Численные расчеты выполнены на разностной H-сетке плотностью 9*22*48 расчетных ячеек в каждом межлопаточном канале статора и 9*14*48 ячеек в каждом канале ротора.

Изменение закрутки рабочей лопатки привело к изменению в распределении газодинамических параметров в осевом зазоре (см. рис. 3, 4).

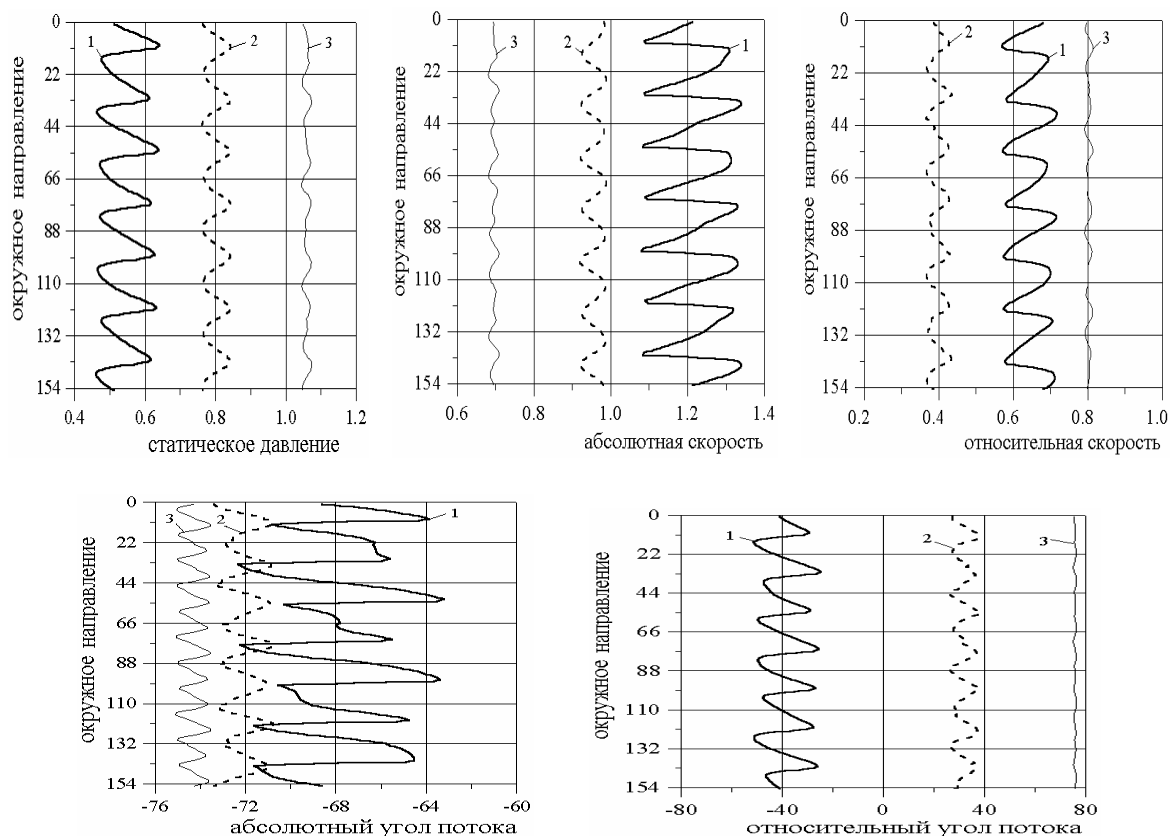


Рис. 3 Распределение газодинамических параметров в осевом зазоре турбинной ступени (вариант 1)

На рисунках приведено распределение в окружном направлении статического давления ($\bar{P} = P / \rho_* \cdot a_*^2$, где ρ_* , a_* – критические плотность и скорость, рассчитанные по заторможенным параметрам), безразмерных абсолютной (C_1 / a_*) и относительной (W_1 / a_*) скоростей, абсолютного (α_1) и относительного (β_1) углов потока. Углы потока α_1 и β_1 отсчитываются от осевого направления («-» – против часовой стрелки, «+» – по часовой стрелке). Цифры «1», «2» и «3» соответствуют корневому, среднему и периферийному сечениям.

Уменьшение статического давления в верхней половине проточной части привело к увеличению абсолютной скорости потока и уменьшению относительного угла входа на рабочую лопатку в среднем сечении от $\beta_{1\text{cp}} \approx 30^\circ$ до $\beta_{1\text{cp}} \approx 20^\circ$ и в периферийном сечении от $\beta_{1\text{пер}} \approx 76^\circ$ до $\beta_{1\text{пер}} \approx 72.5^\circ$.

Амплитуда пульсаций газодинамических параметров вследствие неравномерности потока в окружном направлении и колебаний рабочих лопаток принимает максимальные значения в корневом сечении и составляет $\pm 10\%$ для статического давления, $\pm 8\%$ по абсолютной и относительной скоростям, $\pm 10^\circ$ по относительному углу потока. Пульсации параметров уменьшаются по длине лопатки, и в периферийной части нестационарностью можно пренебречь.

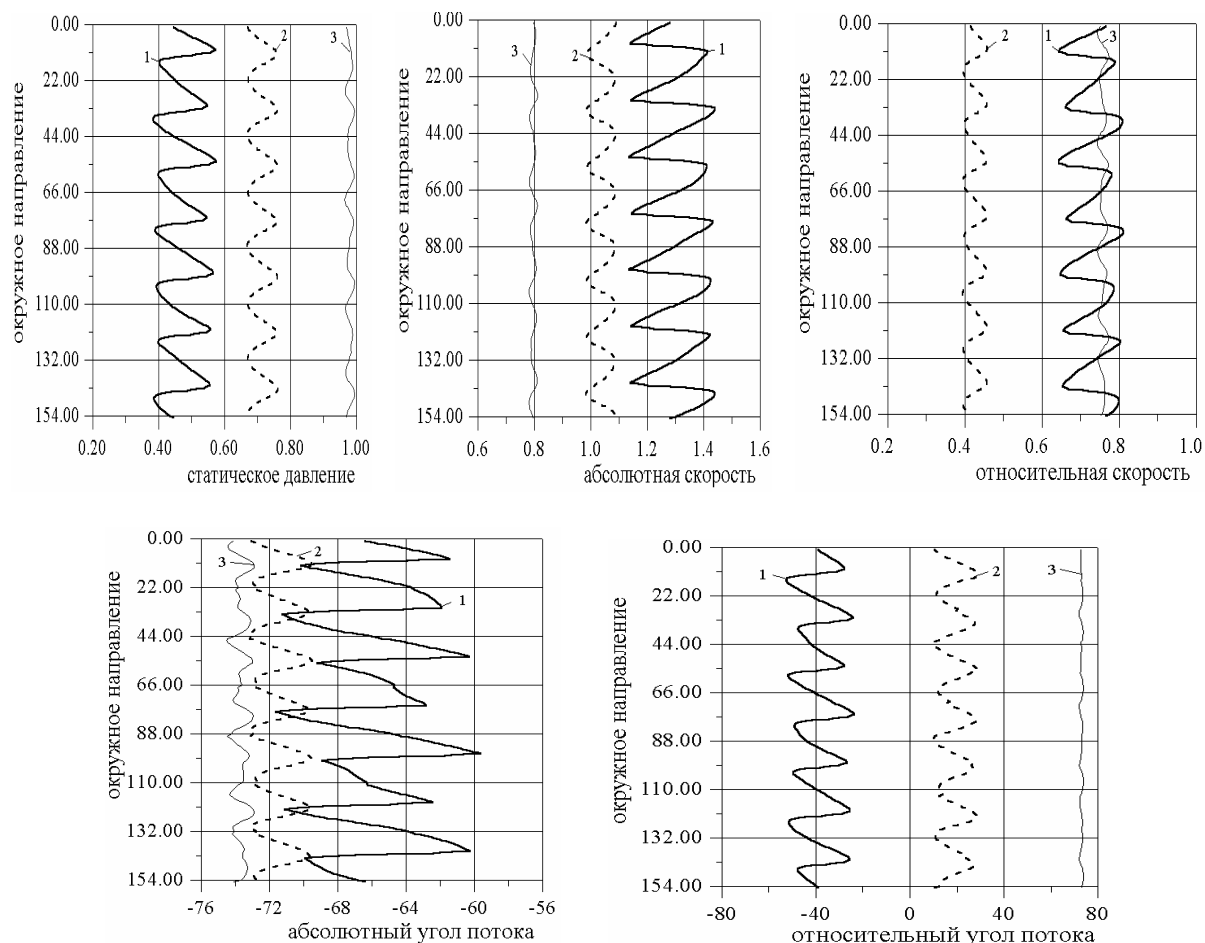


Рис. 4 Распределение газодинамических параметров в осевом зазоре турбинной ступени (вариант 2)

Одним из важнейших аспектов нестационарного аэродинамического взаимодействия статора и ротора является реакция (аэроупругое поведение) рабочих лопаток, вызванная совместным влиянием неравномерности основного потока (за направляющими лопатками) и колебаниями рабочих лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок. На рис. 5, 6 показано изменение модальных сил, соответствующих первой собственной форме колебаний лопаток в течение одного оборота ротора, и их амплитудно-частотные спектры для 1-го варианта (рис. 5,б) и для 2-го варианта (рис. 6,б). Как следует из рисунков, уровень нестационарных составляющих модальных сил для обоих вариантов очень мал. Преобладающей гармоникой в разложении сил является высокочастотная составляющая с частотой, равной $\nu \cdot z_1 = 50 \cdot 42 = 2100$ Гц (ν – частота вращения ротора; z_1 – число направляющих лопаток). Однако амплитуда этой гармоники пренебрежимо мала. Присутствие в разложении сил низкочастотных гармоник связано с колебаниями лопаток в потоке с частотами близкими к частотам собственных форм колебаний.

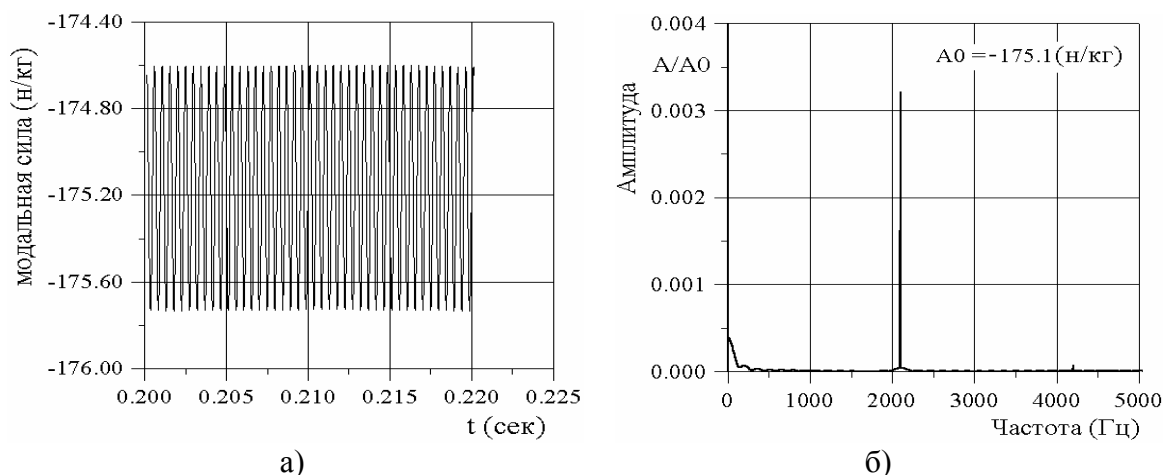


Рис. 5 Изменение 1-й модальной силы в течение одного оборота ротора (вариант 1)
а) модальная сила; б) амплитудно-частотный спектр

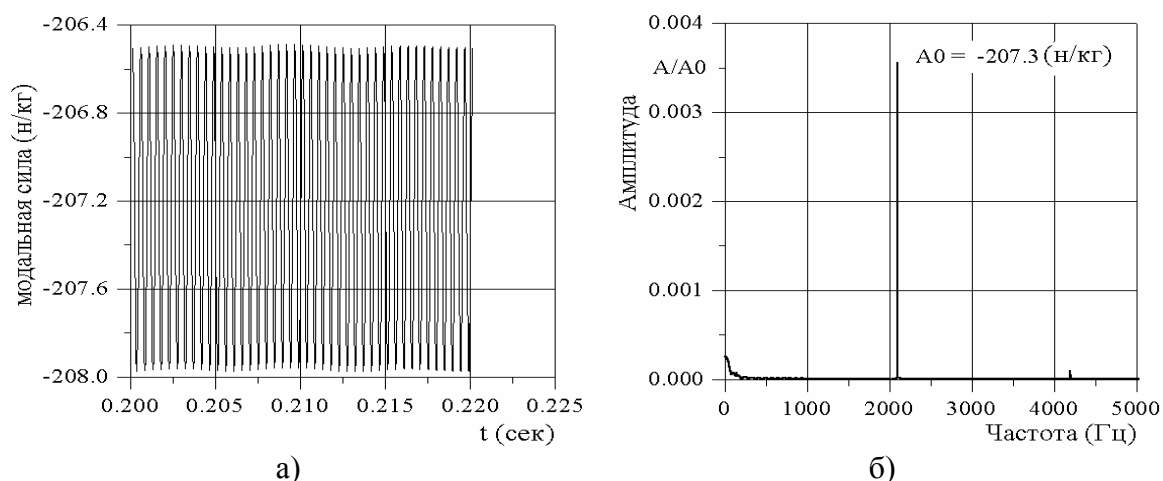


Рис. 6 Изменение 1-й модальной силы в течение одного оборота ротора (вариант 2)
а) модальная сила; б) амплитудно-частотный спектр

На рис. 7, 8 представлены колебания лопаток в форме зависимости модальных коэффициентов (1-я и 8-я собственные формы) от времени в течение 11 оборотов ротора и их амплитудно-частотные спектры для 1-го варианта рабочих лопаток.

Характеристики колебательного движения лопаток (амплитуды, частоты) для обоих вариантов примерно одинаковы. Колебания лопаток по первым пяти собственным формам являются затухающими с частотами близкими к собственным частотам колебаний. Интенсивность затухания колебаний растет с повышением номера моды колебаний. В спектрах колебаний по первым пяти собственным формам практически не присутствуют высокочастотные гармоники.

Колебания лопаток по высшим формам (с 6-ой по 10-ю) содержат как быстро затухающие «собственные» колебания, так и устойчивые «вынужденные» колебания с частотой близкой к частоте возмущающей силы ($\nu \cdot z_1$).

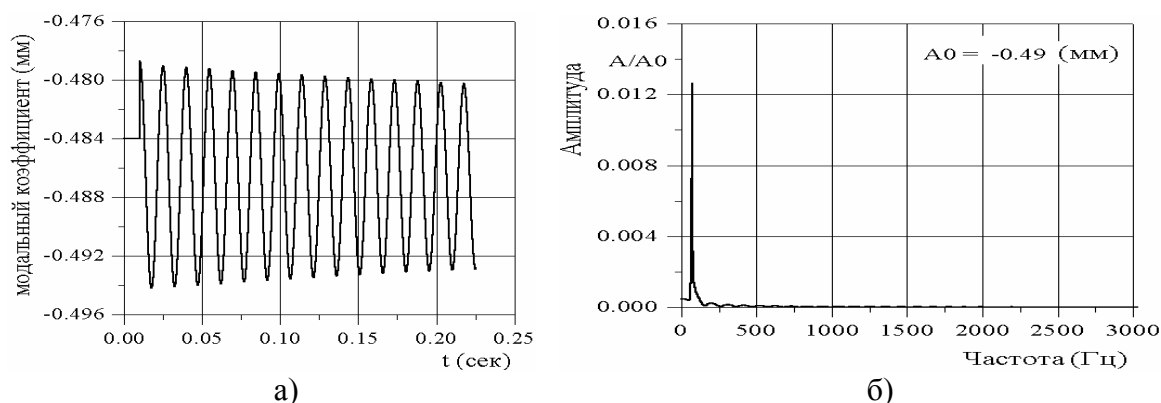


Рис. 7 Изменение 1-го модального коэффициента в течение одного оборота ротора
а) модальный коэффициент; б) амплитудно-частотный спектр

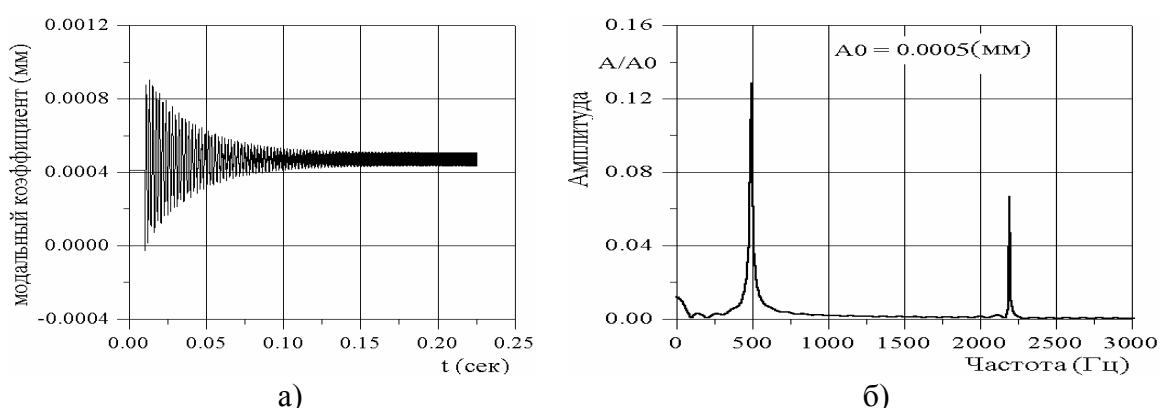


Рис. 8 Изменение 8-го модального коэффициента в течение одного оборота ротора
а) модальный коэффициент; б) амплитудно-частотный спектр

Изгибные и крутильные колебания периферийных сечений рабочей лопатки приведены на рис. 9. Как следует из рисунков, периферийное сечение рабочей лопатки 1-го варианта совершает изгибные колебания относительно «среднего» прогиба $y_{изг.} = 0.755$ мм с амплитудой ~ 0.01 мм и крутильные колебания около «среднего» угла поворота 0.07° с амплитудой $\sim 0.0005^\circ$. Для рабочей лопатки 2-го варианта изгибные колебания периферийного сечения характеризуются «средним» прогибом 0.86 мм и амплитудой колебаний ~ 0.005 мм, крутильные колебания – «средним» углом поворота 0.12° и амплитудой 0.002° .

Численное исследование аэродинамических и аэроупругих характеристик 2-х вариантов последней ступени с длиной рабочей лопатки 1085 мм показало, что в аэродинамическом отношении 2-ой вариант рабочей лопатки является предпочтительнее. Колебания рабочих лопаток являются устойчивыми. Уровень нестационарности пренебрежимо низок.

Предложенный метод решения связанной задачи позволяет прогнозировать аэродинамические и амплитудно-частотные спектры аэродинамических нагрузок и колебаний лопаток в потоке газа, включая вынужденные и самовозбуждающиеся вибрации, или автоколебания.

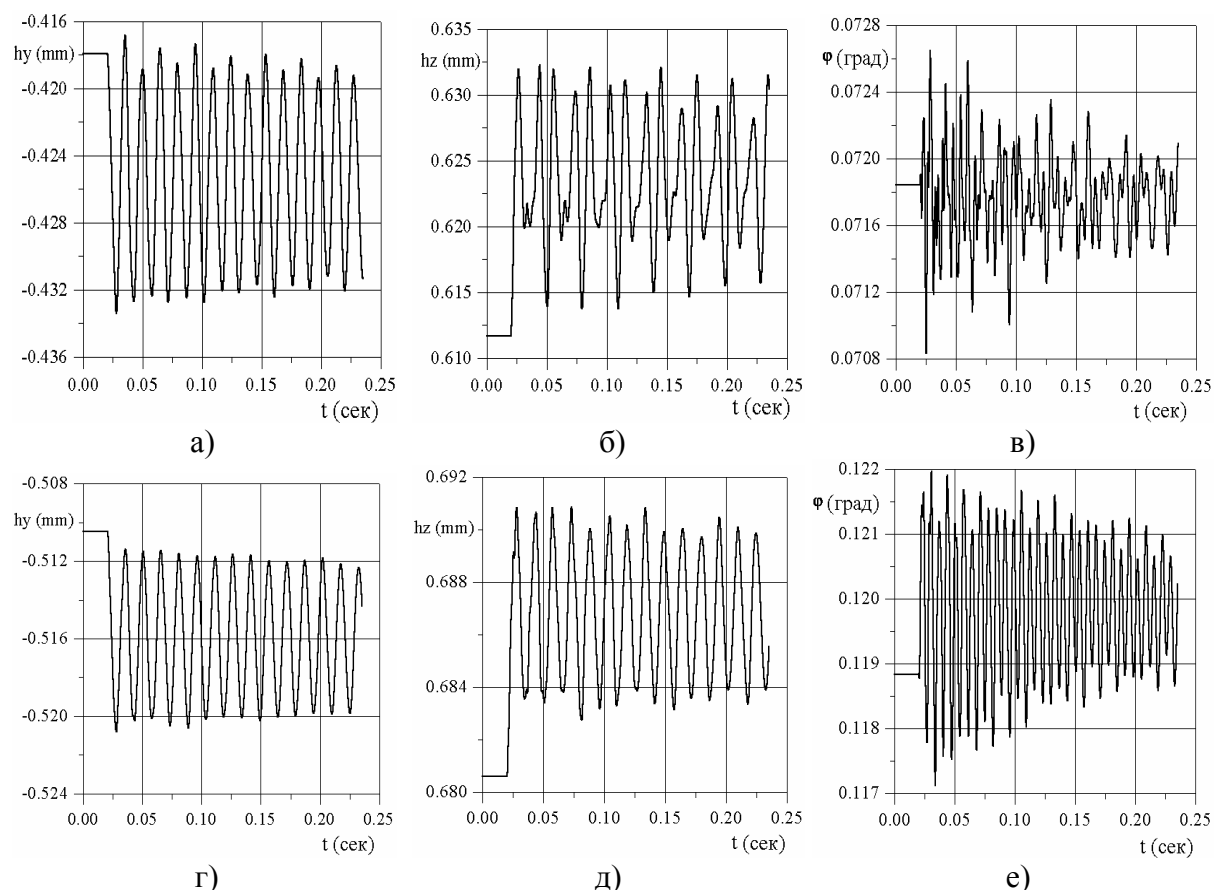


Рис. 9 Перемещение периферийного сечения лопатки в окружном направлении, в осевом направлении и поворот вокруг центра тяжести
 а) – в) – вариант 1; г) – е) – (вариант 2)

Литература

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение. – 1975. – 287с.
2. Bolcs A., Fransson T.H. Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results. – Communication du LTAT-EPFL, Switzerland. – 1986. – №13. – 174 p.
3. He L. Integration of 2D Fluid - Structure Coupled Systems for Calculation of Turbomachinery Aerodynamic, Aeroelastic Instabilities. – J. of Comp. Fluid Dynamics. – 1994. – 3. – P. 217-231.
4. Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow. – Problems in Mach. Eng. – 1999. – 1. – No 2. – P. 65–76.
5. Гнесин В.И. Расчет трехмерного трансзвукового потока газа через ступень осевой турбины. – Известия АН СССР, Механика жидкости и газа, Москва, – 1982. – № 6. – с. 138-146.

© Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., 2005