

Исследование влияния уплотнений на колебания высокооборотного ротора

Иванов А.В.

АО «НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко», г. Химки

e-mail: iav308@inbox.ru

Приведены результаты расчетного исследования влияния параметров уплотнений проточной части на динамические характеристики роторов высокооборотных турбомашин. Показано, что факторами, способствующими снижению амплитуды колебаний ротора при прохождении резонанса, являются: повышение плотности рабочего тела, повышение перепада давления на уплотнении, уменьшение радиального уплотнительного зазора, увеличение осевой длины уплотнения. Эти же факторы ведут к разнонаправленному изменению величины критической частоты вращения ротора по сравнению с критической частотой вращения, определенной без учета уплотнений.

Ключевые слова: уплотнение, ротор, колебания, критическая частота вращения, радиальный зазор, перепад давления.

Study of seals influence to high speed rotor oscillations

Ivanov A.V.

NPO Energomash named after academician V.P. Glushko, Khimki

Results of a calculation analysis of the influence of flowpath seals' parameters on the dynamic characteristics of high-speed turbomachine rotors are presented. It is shown that the following factors cause decrease in amplitude of oscillations of a rotor when going through the resonance: increase in density of the working fluid, increase in pressure drop across the seal, reduction of the radial sealing gap, and increase in axial length of the seal. These same factors lead to a multidirectional change in the value of the critical rotor speed compared to the critical rotor speed determined without taking into account the seals.

Keywords: seal, rotor, oscillations, critical rotor speed, radial clearance, pressure drop.

Введение

Создание высокооборотных турбомашин сопряжено с рядом проблем, связанных с обеспечением работоспособности системы «ротор – опоры – уплотнения». Часто роторы турбомашин, например водородных насосов кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей [1], являются гибкими закритическими. Колебания таких роторов при переходе через резонанс (критическую частоту вращения) или при возбуждении автоколебаний на установившихся режимах могут служить причиной контакта роторных и статорных элементов уплотнения, приводя к их выработке и, как следствие, к изменению зазора и характеристик агрегата [2; 3].

На стадии расчета и первоначальной разработки конструкции турбонасосных агрегатов следует иметь

в виду, что уплотнения проточной части, особенно высокоперепадные, оказывают существенное влияние на динамические характеристики роторов, в первую очередь гибких. Это влияние может быть двух видов:

– возбуждение поперечных колебаний ротора на частотах вращения, отличных от критических, за счет действия гидро-, газодинамических сил в уплотнительном зазоре [4]; при этом уплотнение может играть роль дополнительной опоры;

– изменение величины критической частоты вращения ротора [5; 6].

В статье приведены результаты анализа влияния параметров уплотнений проточной части (перепада давления, плотности рабочей среды, длины уплотнения, радиального уплотнительного зазора) на величину критической частоты вращения ротора и амплитуду колебаний при ее прохождении.

Постановка задачи исследования

В проточной части турбомашин применяют, как правило, бесконтактные уплотнения (лабиринтные, щелевые, с плавающими или полуподвижными кольцами), которые располагаются как на рабочих колесах насосов и турбин, так и на валах между ними (рис. 1).

В процессе работы на ротор со стороны уплотнения действуют следующие силы, вызванные перепадом давления рабочего тела и вращением вала при наличии эксцентриситета (рис. 2, [8]):

F_p – квазиупругая гидродинамическая сила, равнодействующая которой направлена по линии, проходящей через центры ротора и уплотнения, от области минимального зазора к области максимального зазора; сила F_p стремится устранить эксцентриситет между ротором и уплотнением;

F_ω – циркуляционная сила, равнодействующая которой перпендикулярна квазиупругой гидродинамической силе; сила F_ω возникает вследствие затягивания рабочего тела при вращении вала и формирования при этом полости повышенного давления в зазоре; при определенном сочетании внешних и внутренних факторов сила F_ω может вызвать прецессионное движение ротора;

F_d – демпфирующая сила, направленная перпендикулярно квазиупругой гидродинамической силе и противоположная по направлению циркуляционной силе; сила F_d уменьшает амплитуду колебаний при переходе критической частоты вращения, но практически не изменяет частоту собственных колебаний системы;

F_T – сила, возникающая от трения роторной части уплотнения о рабочее тело;

F_M – сила, вызванная эффектом «присоединенной массы» жидкости в уплотнительном зазоре.

Предположим, что в уплотнительном зазоре имеет место автономный турбулентный поток рабочего тела – жидкости или газа [9]. В этом случае силы F_T и F_M не оказывают существенного влияния на динамические характеристики ротора и далее не рассматриваются. Остальные действующие силы можно определить по соотношениям из работ [10 – 13] и представить в виде проекций на оси x и y :

$$F_{px} = k_p \varphi_p(\varepsilon) \cdot u; \quad F_{py} = k_p \varphi_p(\varepsilon) \cdot v;$$

$$F_{\omega x} = k_\omega \varphi_\omega(\varepsilon) \cdot v; \quad F_{\omega y} = -k_\omega \varphi_\omega(\varepsilon) \cdot u;$$

$$F_{dx} = k_d \varphi_d(\varepsilon) \cdot \dot{u}; \quad F_{dy} = k_d \varphi_d(\varepsilon) \cdot \dot{v},$$

где $k_p = \frac{\pi}{2} \Delta p (1 - \chi) \chi \frac{Rl}{\delta}$;

$$k_\omega = \frac{\pi}{24} \left[\frac{\Delta p (1 - \chi) \lambda p l}{\delta} \right]^{1/2} \frac{Rl^2}{\delta} \omega;$$

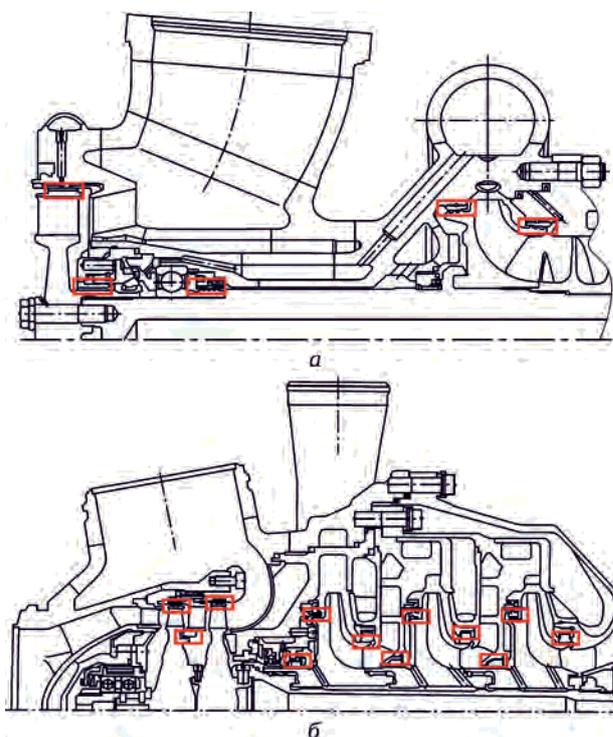


Рис. 1. Конструктивные схемы турбомашин с указанием мест расположения уплотнений проточной части:
а – кислородный насос с турбиной [7];
б – водородный насос с турбиной [5]

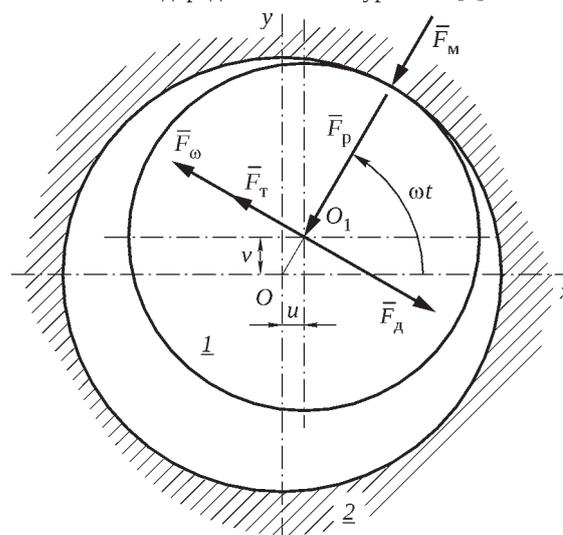


Рис. 2. Схема сил, действующих в щелевом уплотнении:
1 – ротор; 2 – статорная часть уплотнения

$$k_d = \frac{2k_\omega}{\omega};$$

$$\varphi_p(\varepsilon) = 1 + \frac{3}{4} \chi^2 \varepsilon^2;$$

$$\varphi_\omega(\varepsilon) = \varphi_d(\varepsilon) \cong 1 + \frac{15}{32} \left(1 + \frac{2}{5} \chi + \frac{1}{5} \chi^2 \right) \varepsilon^2;$$

$$\chi = \frac{1 + \xi}{1 + \xi + \lambda \frac{1}{2\delta}};$$

Здесь ω – частота вращения ротора; u и v – проекции перемещения центра ротора на оси x и y , соответственно; $\varepsilon = A/\delta$ – относительный эксцентриситет центра ротора в месте расположения уплотнения; $A = (u^2 + v^2)^{1/2}$ – амплитуда колебаний центра ротора в месте расположения уплотнения; R – радиус ротора; l – длина уплотнения; δ – радиальный уплотнительный зазор (полуразность диаметров статорного и роторного элементов уплотнения); ξ – коэффициент сопротивления (потерь) на входе в уплотнение; λ – коэффициент гидравлического трения в уплотнительном зазоре ($\lambda \approx 0,04 \dots 0,06$).

При расчете динамических характеристик роторов кроме сил, возникающих в радиальном уплотнительном зазоре, необходимо также учитывать силы внутреннего и внешнего трения [14]. Силы внешнего трения связаны с контактом элементов ротора и статора (например, в подшипниках, уплотнениях, демпферах и т.п.); силы внутреннего трения – со свойством твердых тел необратимо превращать в теплоту механическую энергию, переданную телу в процессе его деформации. К силам внутреннего трения также можно отнести силы трения, возникающие на контактных поверхностях элементов ротора, в посадках деталей, их сопрягаемых торцах. Для учета влияния этих сил используем понятие относительного рассеяния энергии за период колебаний [10]:

$\psi_e = \Delta W_e / W$ – за счет сил внешнего трения;

$\psi_i = \Delta W_i / W$ – за счет сил внутреннего трения,

где ΔW_e и ΔW_i – рассеяния энергии за период колебаний силами внешнего и внутреннего трения; W – полная энергия цикла колебаний.

На основе результатов автономных испытаний и эксплуатации лопаточных машин – насосов и турбин различного назначения, роторы которых опираются

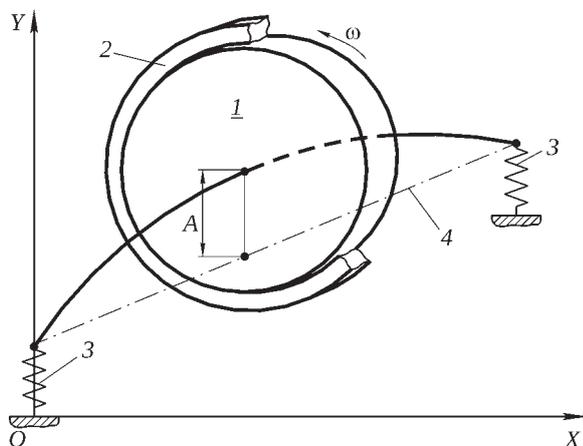


Рис. 3. Схема двухопорного невесомого вала с диском и уплотнением:

1 – диск; 2 – уплотнение; 3 – опора; 4 – ось вращения

на шариковые подшипники, включая данные, относящиеся к турбонасосным агрегатам жидкостных ракетных двигателей, введем эмпирическую нелинейную зависимость для определения величины относительного рассеяния энергии за счет сил внешнего трения:

$$\psi_e(\varepsilon) \cong \psi_e^{(0)}(1 + c_1 \varepsilon^{c_2}), \quad (1)$$

где $\psi_e^{(0)} = 0,04 \dots 0,10$, $c_1 = 1,5 \dots 2,0$, $c_2 = 1,5 \dots 2,5$ – коэффициенты, полученные в результате обработки экспериментальных данных.

Силы внутреннего трения, связанные, в первую очередь, с деформациями и трением при вибрациях ротора, зависят от амплитуды и частоты вибраций в подвижной системе координат $(\omega - \nu)$, где ν – частота колебаний. В общем виде относительное рассеяние энергии за счет сил внутреннего трения можно представить в виде функции:

$$\psi_i = \psi_i(\varepsilon, |\omega - \nu|).$$

С целью показать важность учета влияния параметров уплотнений проточной части на динамические характеристики ротора рассмотрим простейшую колебательную систему, состоящую из двухопорного невесомого вала с межопорным несбалансированным диском массой m [15, 16], на наружной поверхности которого расположено гладкое щелевое уплотнение (рис. 3).

Для простоты расчетов исключим из рассмотрения силы, не оказывающие существенного влияния на результаты: гироскопические силы и силу тяжести. Представив уравнения движения ротора в неподвижной системе координат (OX, OY) и используя обозначения e для эксцентриситета диска и ω_0 для критической частоты вращения ротора, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{u} + \psi(\varepsilon)\dot{u} + \omega_0^2(\varepsilon)u + \xi(\varepsilon)v &= e\omega^2 \cos(\omega t); \\ \ddot{v} + \psi(\varepsilon)\dot{v} + \omega_0^2(\varepsilon)v - \xi(\varepsilon)u &= e\omega^2 \sin(\omega t); \end{aligned} \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} \psi(\varepsilon) &= \frac{\omega_{0в}^2}{2\pi} \left[\frac{\psi_e(\varepsilon)}{\nu} + \frac{\psi_i(\varepsilon, |\omega - \nu|)}{|\omega - \nu|} \right] + \frac{k_{\lambda}}{m} \varphi_{\lambda}(\varepsilon); \\ \xi(\varepsilon) &= \frac{\omega_{0в}^2 \omega \psi_i(\varepsilon, |\omega - \nu|)}{2\pi |\omega - \nu|} + \frac{k_{\omega}}{m} \varphi_{\omega}(\varepsilon); \end{aligned} \quad (26)$$

$$\omega_0^2(\varepsilon) = \omega_{0в}^2 + \frac{k_p}{m} \varphi_p(\varepsilon); \quad \omega_{0в}^2 = \frac{C}{m},$$

где C – коэффициент жесткости системы «вал – опоры – корпус» в месте посадки диска; $\omega_{0в}$ – критическая частота вращения ротора «в вакууме» (без учета влияния уплотнений).

В уравнениях (2) члены, содержащие относительное рассеяние энергии ψ_i силами внутреннего трения, введены с учетом частоты колебаний, ведущих к рассеянию энергии, во вращающейся системе координат.

В общем случае асинхронной прецессии система уравнений (2), наряду с периодическими членами с известной частотой $\nu \neq \omega$, содержит члены с частотой ω , а также гармоники и комбинационные члены [14]. Для корректного решения такой системы может быть использован метод последовательных приближений.

Решение системы уравнений (2), соответствующее синхронной прецессии ротора, обладает устойчивостью в достаточно широком диапазоне частот вращения при рабочей частоте вращения, находящейся вблизи критической частоты вращения ротора ($\omega \approx \omega_0$). Это подтверждается имеющимися результатами экспериментов [14]. Анализ этого решения позволяет выявить и исследовать особенности колебательных процессов в системе «ротор – опоры – уплотнения».

Методы решения

Уравнения движения ротора при установившейся синхронной прецессии с постоянной амплитудой A и частотой $\nu = \omega$ при вынужденных нелинейных колебаниях имеют вид:

$$\begin{aligned} u &= a \cos(\omega t) + b \sin(\omega t) = A \cos(\omega t - \alpha); \\ v &= a \cos(\omega t) - b \sin(\omega t) = A \sin(\omega t - \alpha), \end{aligned} \quad (3)$$

где a и b – проекции перемещения центра ротора на оси вращающейся системы координат; $\alpha = \arctg(b/a)$ – фаза прецессии; $A = (a^2 + b^2)^{1/2}$.

Определим зависимость относительной амплитуды вынужденных колебаний ротора подстановкой (3) в систему уравнений (2):

$$\varepsilon = \frac{e \omega^2 \sqrt{[\omega_0^2(\varepsilon) - \omega^2 - \zeta(\varepsilon)]^2 + \omega^2 \psi^2(\varepsilon)}}{\delta \left[\omega_0^2(\varepsilon) - \omega^2 \right]^2 + \omega^2 \psi^2(\varepsilon) - \zeta^2(\varepsilon)}, \quad (4)$$

где $\psi(\varepsilon) = \frac{\omega_{0b}^2 \psi_e(\varepsilon)}{2\pi\omega} + \frac{k_A}{m} \varphi_A(\varepsilon)$;

$$\zeta(\varepsilon) = \frac{k_\omega}{m} \varphi_\omega(\varepsilon). \quad (5)$$

Амплитудно-частотная характеристика ротора при вынужденных колебаниях может быть построена по соотношению (4) путем последовательных приближений с учетом (5). При этом, как правило, в уравнениях (5) достаточно учесть только составляющие, связанные с течением рабочего тела через уплотнение.

Для расчета динамических характеристик ротора с учетом влияния уплотнений (особенно динамической напряженности при переходе через резонанс) и для оценки работоспособности уплотнений (с точки зрения достаточности величины зазора для исключения катастрофических последствий от контакта роторной и статорной частей уплотнения) важно определить

наибольшие значения амплитуды колебаний ротора в местах расположения уплотнений при переходе критической частоты вращения.

Приняв $\omega_0^2(\varepsilon) \approx \omega_0^2$ и $\omega = \omega_0$, а также учитывая (4), (5) и соотношения для расчета действующих в уплотнительном зазоре сил, введя обозначение $q = \Delta p R l / \delta C$, получим относительную максимальную амплитуду колебаний ротора:

$$\varepsilon_m = \frac{8\sqrt{5}}{\pi} \frac{e\sqrt{m}}{z l^2 \varphi_A(\varepsilon_m)} \frac{\sqrt{1 + z \frac{\pi}{2} (1 - \chi) \chi q}}{\sqrt{(1 - \chi) \lambda \rho R q}}. \quad (6)$$

Преобразовав зависимость (6) из безразмерного в размерный вид и проведя упрощения, получим:

$$A \approx \frac{m e \omega_0 \delta^{3/2}}{z \rho^{1/2} \Delta p^{1/2} R l^{5/2}}.$$

На основе полученной зависимости, связывающей основные параметры уплотнений проточной части (перепад давления, плотность рабочего тела, радиус и длину уплотнения, радиальный уплотнительный зазор) с амплитудой колебаний ротора, можно качественно и количественно оценить их влияние на динамические характеристики ротора.

С учетом вышесказанного, рассматривая линейную задачу и полагая в уравнении (2б) $\varphi_p(0) = 1$, получим зависимость для определения критической частоты вращения однодискового ротора с одним или несколькими (z) одинаковыми уплотнениями в центре ротора (см. рис. 3):

$$\omega_0 = \omega_{0b} \left[1 + z \frac{\pi}{2} (1 - \chi) \chi q \right]^{1/2}.$$

Одной из особенностей применения гибких высокооборотных роторов является их самовозбуждение при определенных условиях работы на частотах вращения, отличных от резонансных. Причинами возбуждения таких автоколебаний являются два вида сил, действующих на ротор: силы в уплотнительном зазоре и силы внутреннего трения.

Анализ однородной системы уравнений (2а) показывает, что возможность самовозбуждения колебаний определяется наличием членов с перемещениями, коэффициенты при которых образуют асимметричную матрицу.

Среди решений однородной системы (2а) рассмотрим решения, соответствующие установившейся асинхронной прецессии [14] – круговому движению центра ротора с постоянной амплитудой и частотой, отличной от частоты вращения ротора:

$$\begin{aligned} u &= A \cos(\nu t); \\ v &= A \sin(\nu t). \end{aligned} \quad (7)$$

Подставив (7) в первое уравнение однородной системы (2а) получим систему:

$$\begin{aligned} \omega_0^2(\varepsilon) - \nu^2 &= 0; \\ -\nu\psi(\varepsilon) + \zeta(\varepsilon) &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Аналогичные результаты можно получить подстановкой (7) во второе уравнение однородной системы (2а). Одинаковые результаты подстановки объясняются симметричностью уравнений системы (2а) относительно переменных u и v и их независимостью от начальных условий.

Из первого уравнения (8) следует, что $\nu = \omega_0(\varepsilon)$. Это означает, что колебания ротора на границе его области неустойчивости и вблизи нее имеют собственную частоту, зависящую от амплитуды колебаний.

Второе уравнение системы (8), с учетом (2б), можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{C}{2\pi} [\psi_\varepsilon(\varepsilon) - \psi_l(\varepsilon, |\omega - \nu|) \sin(\omega - \nu)] + \\ + k_\lambda \varphi_\lambda(\varepsilon) \left(\nu - \frac{\omega}{2} \right) = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Уравнение (9) и зависимость $\nu = \omega_0(\varepsilon)$, полученная ранее, позволяют определить границу области неустойчивости ротора в системе координат (ω, ε) .

Основными значащими факторами при этом являются силы, вызванные высоконапорным течением рабочего тела в радиальном уплотнительном зазоре, в то время как влияние составляющих, вызванных рассеянием энергии, незначительно. В результате

$$\omega = 2\omega_0(\varepsilon).$$

С учетом ранее полученных уравнений:

$$\begin{aligned} \omega &= 2\omega_{0н} \left[1 + kq \left(1 + \frac{3}{4} \chi^2 \varepsilon^2 \right) \chi q \right]^{1/2}; \\ k &= z \frac{\pi}{2} (1 - \chi) \chi. \end{aligned}$$

В результате несложных преобразований получим итоговую зависимость для расчетной оценки амплитуды колебаний ротора в области его неустойчивости:

$$A = \frac{2\delta}{\chi \sqrt{3kq}} \sqrt{\frac{\omega^2}{4\omega_{0н}^2} - (1 + kq)}. \quad (10)$$

Качественная форма границы неустойчивости ротора – зависимость частоты вращения ω на границе неустойчивости от эксцентриситета ε , полученная с использованием уравнения (10), приведена на рис. 4.

Можно сделать вывод о тренде изменения амплитуды колебаний при неустойчивом движении ротора, вызванном влиянием сил в радиальном уплотнительном зазоре: при малой величине этих сил ($q \approx 0$) амплитуда колебаний стремится к бесконечности (очень большому

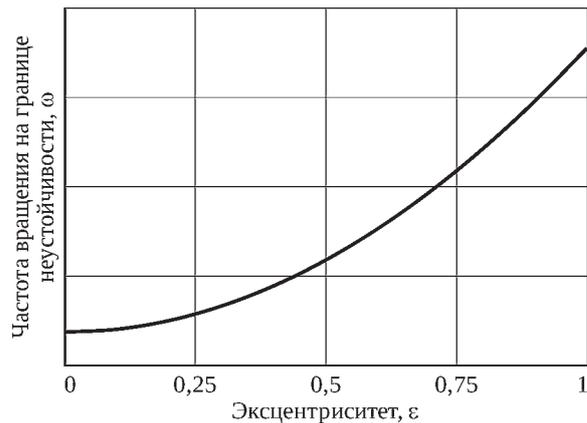


Рис. 4. Зависимость частоты вращения ротора на границе неустойчивости от эксцентриситета

значению), при увеличении q амплитуда колебаний уменьшается. Следует иметь в виду, что при прохождении критических частот вращения величина амплитуды колебаний ротора может быть сопоставима с величиной радиального уплотнительного зазора. В результате может произойти контакт роторного и статорного элементов уплотнения, ведущий к их повреждению и возникновению аномалий в работе агрегата.

При заданном значении частоты вращения ротора ω увеличение перепада давления на уплотнении Δp вызывает стабилизацию ротора – уменьшение амплитуд его колебаний, при этом граница области неустойчивости ротора перемещается в сторону увеличения частоты его вращения.

Результаты исследования

Результаты расчетного исследования представлены в виде графиков зависимости приведенной амплитуды колебаний \bar{A} от приведенной частоты вращения ротора $\bar{\omega}$. Расчеты были проведены для нескольких рабочих тел, в качестве которых выбраны наиболее характерные для современных жидкостных ракетных двигателей компоненты топлива. Для сжимаемых компонентов топлива, например воздуха и водорода, при расчетах использована средняя по длине уплотнения плотность. На графиках использованы следующие обозначения: Δp – перепад давления на уплотнении; R – радиус расположения уплотнения; l – длина уплотнения; δ – радиальный зазор в уплотнении; A – амплитуда колебаний центра ротора; ω – частота вращения ротора.

На рис. 5 показаны зависимости относительной амплитуды колебаний центра ротора $\bar{A} = A/A_{\text{воздух}}$ от относительной частоты вращения $\bar{\omega} = \omega/\omega_{\text{воздух}}$ для различных рабочих тел. Для приведения к безразмерной форме использованы значения амплитуды колебаний центра ротора $A_{\text{воздух}}$ и критической частоты вращения ротора $\omega_{\text{воздух}}$ при течении воздуха.

На рис. 6 показаны зависимости относительной амплитуды колебаний $\bar{A} = A/A_{\Delta p=0,01 \text{ МПа}}$ от относительной частоты вращения ротора $\bar{\omega} = \omega/\omega_{0\Delta p=0,01 \text{ МПа}}$ для различных перепадов давления Δp на уплотнении ($A_{\Delta p=0,01 \text{ МПа}}$ и $\omega_{0\Delta p=0,01 \text{ МПа}}$ – амплитуда колебаний центра ротора и критическая частота вращения ротора при $\Delta p = 0,01 \text{ МПа}$).

На рис. 7 показаны зависимости относительной амплитуды колебаний $\bar{A} = A/A_{\delta=0,3 \text{ мм}}$ от относительной частоты вращения ротора $\bar{\omega} = \omega/\omega_{0\delta=0,3 \text{ мм}}$ для различных значений радиального зазора δ ($A_{\delta=0,3 \text{ мм}}$ и $\omega_{0\delta=0,3 \text{ мм}}$ – амплитуда колебаний центра ротора и критическая частота вращения ротора при $\delta = 0,3 \text{ мм}$).

На рис. 8 показаны зависимости относительной амплитуды колебаний $\bar{A} = A/A_{l=5 \text{ мм}}$ от относительной частоты вращения ротора $\bar{\omega} = \omega/\omega_{0l=5 \text{ мм}}$ для уплотнений различной длины l ($A_{l=5 \text{ мм}}$ и $\omega_{0l=5 \text{ мм}}$ – амплитуда колебаний центра ротора и критическая частота вращения ротора при $l = 5 \text{ мм}$).

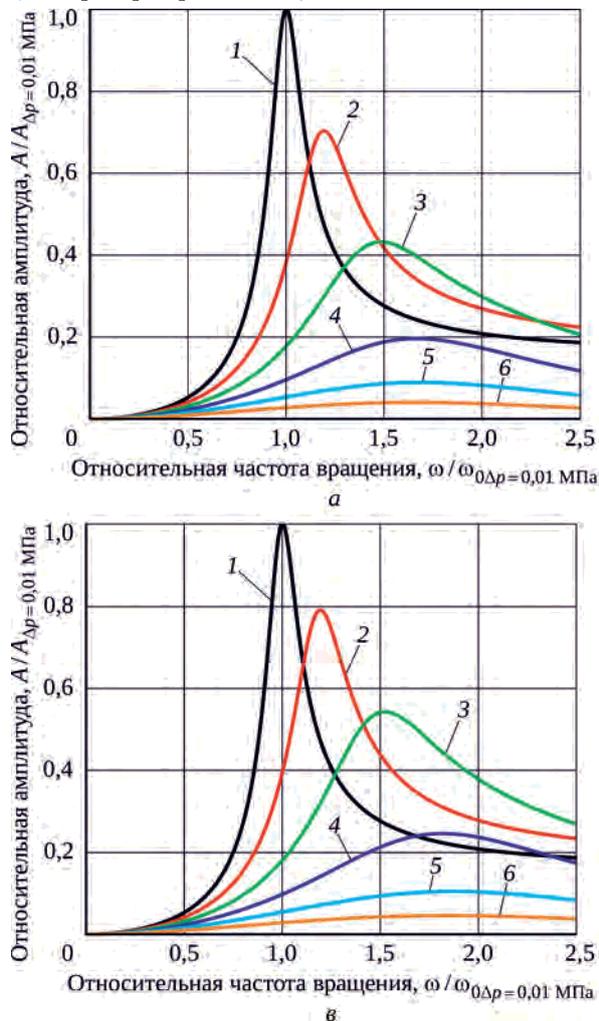


Рис. 6. Зависимость \bar{A} от $\bar{\omega}$ при изменении перепада давления Δp на уплотнении ($R = 45 \text{ мм}$; $l = 10 \text{ мм}$; $\delta = 0,15 \text{ мм}$) для различных рабочих тел:
 а – жидкий кислород; б – керосин; в – жидкий водород; г – жидкий метан;
 1 – $\Delta p = 0,01 \text{ МПа}$; 2 – $\Delta p = 5 \text{ МПа}$; 3 – $\Delta p = 10 \text{ МПа}$; 4 – $\Delta p = 15 \text{ МПа}$; 5 – $\Delta p = 20 \text{ МПа}$; 6 – $\Delta p = 25 \text{ МПа}$

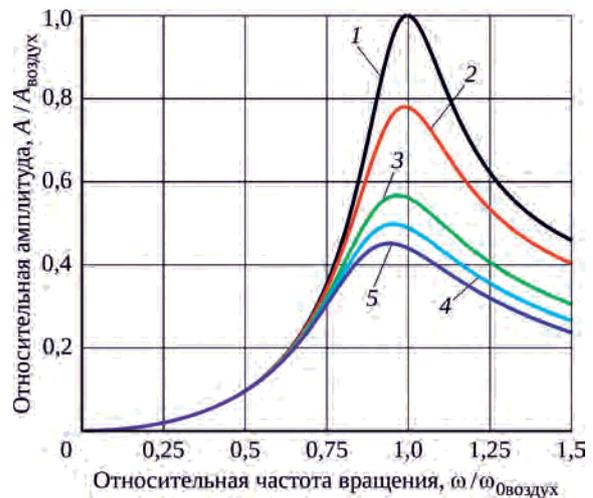
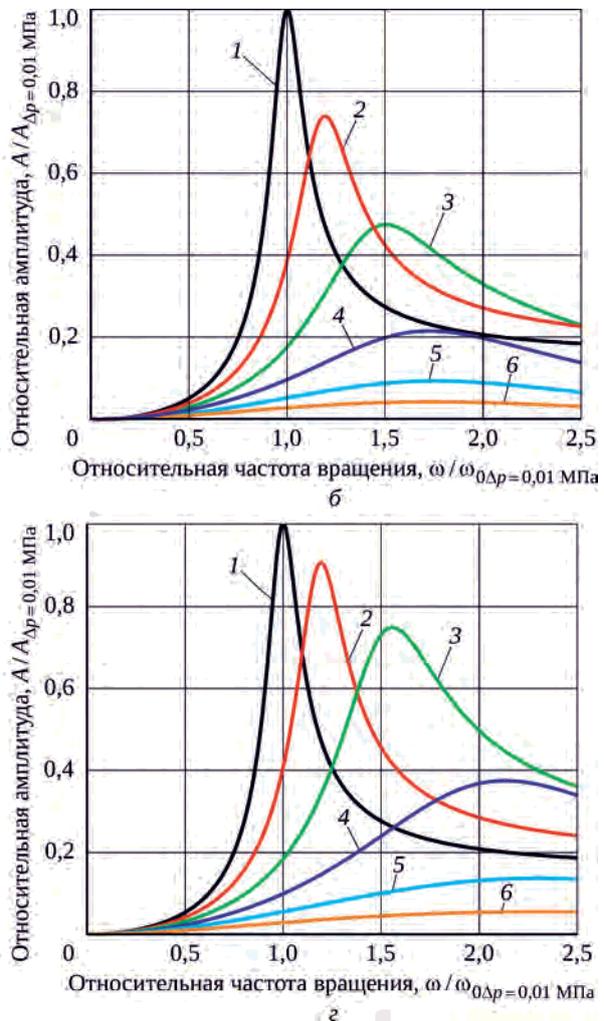


Рис. 5. Зависимость \bar{A} от $\bar{\omega}$ при изменении плотности рабочего тела ($\Delta p = 10 \text{ МПа}$; $R = 45 \text{ мм}$; $l = 10 \text{ мм}$; $\delta = 0,15 \text{ мм}$):
 1 – воздух; 2 – жидкий водород; 3 – жидкий метан; 4 – керосин; 5 – жидкий кислород



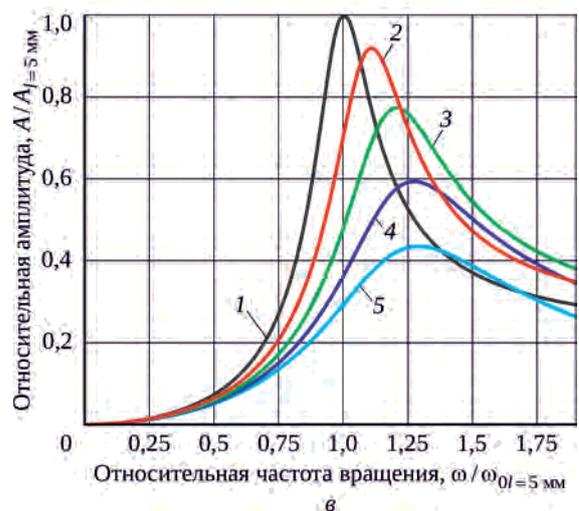
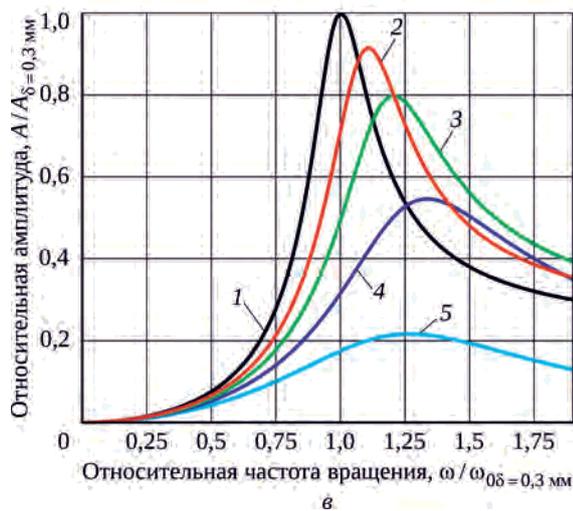
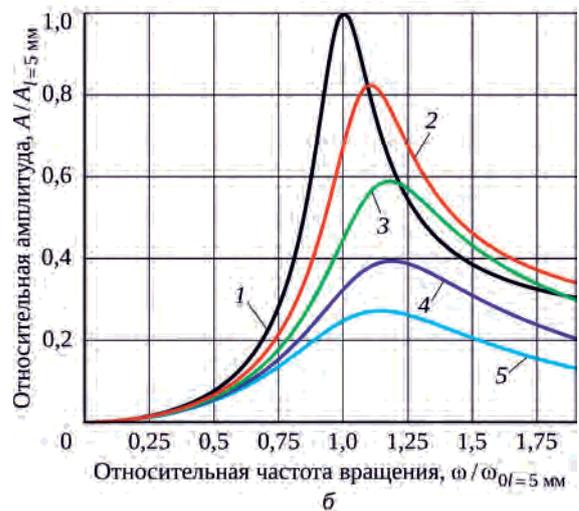
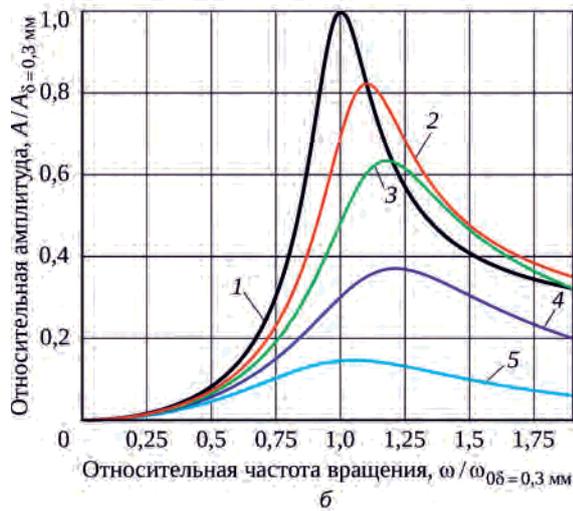
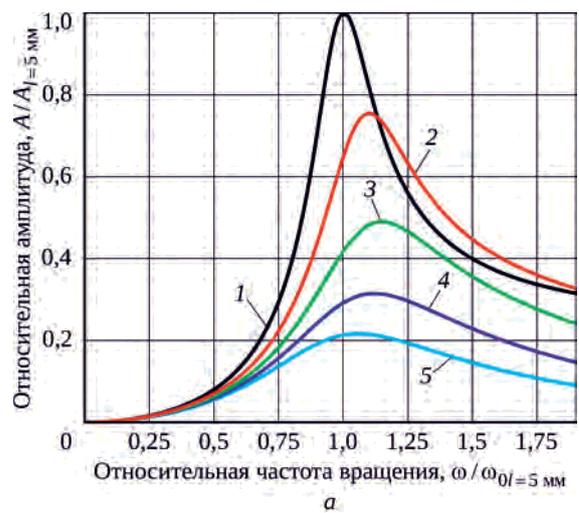
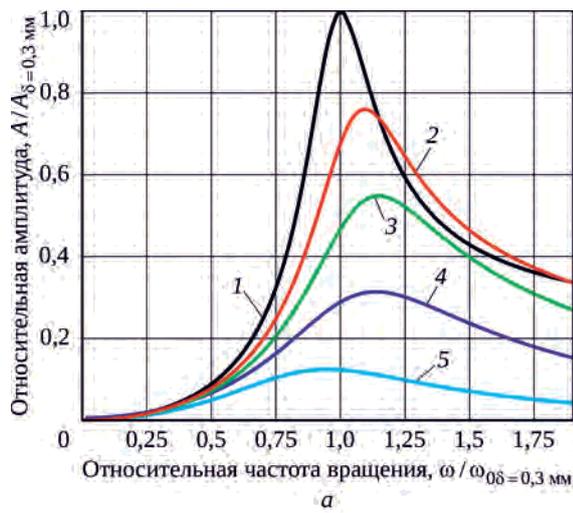


Рис. 7. Зависимость \bar{A} от $\bar{\omega}$ при изменении радиального уплотнительного зазора δ для различных рабочих тел ($\Delta p = 10$ МПа; $R = 45$ мм; $l = 10$ мм):
 а – жидкий кислород; б – жидкий метан;
 в – жидкий водород; 1 – $\delta = 0,3$ мм; 2 – $\delta = 0,2$ мм;
 3 – $\delta = 0,15$ мм; 4 – $\delta = 0,1$ мм; 5 – $\delta = 0,05$ мм

Рис. 8. Зависимость \bar{A} от $\bar{\omega}$ при изменении длины уплотнения l для различных рабочих тел ($\Delta p = 10$ МПа; $R = 45$ мм; $\delta = 0,15$ мм):
 а – жидкий кислород; б – жидкий метан;
 в – жидкий водород; 1 – $l = 5$ мм; 2 – $l = 7,5$ мм;
 3 – $l = 10$ мм; 4 – $l = 12,5$ мм; 5 – $l = 15$ мм

Из графических зависимостей, представленных на рис. 5 – рис. 8, можно сделать следующие выводы.

1. Изменение параметров уплотнения ведет к существенному изменению динамических характеристик ротора.

2. Факторами, способствующими снижению амплитуд колебаний ротора, в том числе при прохождении резонансов (критических частот вращения), являются: увеличение плотности рабочего тела, увеличение перепада давления на уплотнении, увеличение осевой длины уплотнения, уменьшение радиального уплотнительного зазора.

3. Указанные выше факторы ведут также к изменению величины критической частоты вращения ротора: увеличение плотности рабочего тела – к ее снижению; увеличение перепада давления, увеличение длины уплотнения и уменьшение уплотнительного зазора – к ее увеличению.

Отметим важность учета влияния плотности рабочего тела на величину максимальной амплитуды колебаний ротора. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что при низкой плотности рабочего тела влияние остальных параметров уплотнения (перепада давления, радиального зазора и длины уплотнения) на амплитуду колебаний сказывается в меньшей степени, чем для рабочего тела с высокой плотностью.

Учет влияния рассмотренных параметров уплотнений имеет большое практическое значение, поскольку, как правило, автономные и контрольные испытания насосов и турбин высокооборотных турбомашин в процессе их отработки и товарных поставок производятся на модельных рабочих телах, например воздухе или воде. При эксплуатации на штатных рабочих телах – жидкостях и газах, имеющих отличную от модельных тел плотность, необходимо проведение дополнительных исследований по подтверждению устойчивости ротора вблизи резонанса.

Следует отметить, что проведенное исследование носит теоретический характер и рассмотрено применительно к модельному ротору, содержащему

двухопорный невесомый вал с межопорным несбалансированным диском и уплотнением на наружном диаметре диска. Для каждой конкретной конструкции должен быть проведен аналогичный цикл расчетных и экспериментальных исследований, направленных на изучение динамических характеристик ротора с учетом влияния на них системы «ротор – опоры – уплотнения».

Заключение

По результатам расчетного исследования показано существенное влияние параметров уплотнений проточной части на динамические характеристики роторов высокооборотных турбомашин. Продемонстрировано, что увеличение плотности рабочего тела, перепада давления на уплотнении, осевой длины уплотнения и уменьшение радиального уплотнительного зазора ведут к снижению амплитуды колебаний ротора при прохождении резонанса.

При этом увеличение плотности рабочего тела и величины уплотнительного зазора ведет к снижению критической частоты вращения ротора по сравнению с критической частотой вращения ротора, определенной без учета уплотнений, а увеличение перепада давления и длины уплотнения – к увеличению критической частоты вращения. Особенно сильного влияния параметров уплотнений на динамические характеристики роторов следует ожидать в турбомашинах, в состав которых входят уплотнения с перепадом давления более 20 МПа.

Представленные в статье материалы являются методическими и направлены на то, чтобы показать, что следует учитывать при создании высокооборотных роторов. Для более полного и точного анализа влияния уплотнений на динамические характеристики высокооборотных роторов, особенно закритических, необходимо проведение дальнейших теоретических и экспериментальных исследований как в составе насосов и турбин, так и на специальных установках.

Литература

1. Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 2011. 283 с.
2. Прочность и ресурс ЖРД / Н.А. Махутов, В.С. Рачук, М.М. Гаденин и др.; под ред. Н.А. Махутова и В.С. Рачука; Рос. акад. наук, Ин-т машиностроения им. А.А. Благонравова. М.: Наука, 2011. 525 с.
3. Напряженно-деформированные состояния ЖРД / под ред. Н.А. Махутова и В.С. Рачука; Рос. акад. наук, Ин-т машиностроения им. А.А. Благонравова. М.: Наука, 2013. 646 с.
4. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов / 3-е изд., перераб и доп. М.: Изд. дом МЭИ, 2007. 476 с.
5. Ivanov A.V., Belousov A.I. Structural Features and Behavior of Seals in the Hydrogen Pump Flow Passages // Russian Aeronautics. 2007. Vol. 50, no. 1. P. 37–40.

6. Иванов А.В. Некоторые вопросы моделирования влияния уплотнений на динамику роторов // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: тр. междунард. науч. симп., 18–20 мая 2006 г., г. Орел. В 2 т. Т. 1. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 510–516.
7. Каналин Ю.И., Чернышова И.А. Обеспечение эксплуатационных характеристик турбин ТНА при их работе в составе ЖРД // Труды / НПО «Энергомаш» им. В.П. Глушко. М., 2015. № 32. С. 237–263.
8. Елисеев Б.М. Расчет деталей центробежных насосов: справ. пособие. М.: Машиностроение, 1975. 208 с.
9. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. Сумы: Сум. гос. ун-т, 2005. 416 с.
10. Иванов А.В., Рудис М.А. Виброударное нагружение ротора ТНА при эксплуатации // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем «DYVIS-2009»: XVI симпозиум: сб. тр. / Рос. акад. наук, Науч. совет по проблемам машиноведения и технол. процессов, Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова; под ред. В.К. Асташева, В.Л. Крупенина, Е.Б. Семеновой. М.; Звенигород: Ин-т машиноведения им. А.А. Благонравова, 2009. С. 166–172.
11. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин. Сумы: Сум. гос. ун-т, 2012. 563 с.
12. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. 1958. № 4. С. 1–5.
13. Моделирование и анализ динамических характеристик турбонасосных агрегатов со щелевыми уплотнениями / Давыдов А.В., Дегтярев С.А., Иванов А.В., Леонтьев М.К. // Труды МАИ: электрон. журн. 2013. № 69. С. 1–23. URL: <http://trudymai.ru/upload/iblock/0ca/0caadcbae614e98d1063bda4d955ac62.pdf?lang=ru&issue=69>.
14. Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М.: Физматгиз, 1961. 218 с.
15. Childs D. Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis. New York etc.: John Wiley & Sons, 1993. 476 p.
16. Muszynska A. Rotordynamics. Boca Raton etc.: Taylor & Francis Group, 2005. 1054 p.

References

1. Ivanov A.V., Belousov A.I., Dmitrenko A.I. Turbonasosnye agregaty kislorodno-vodorodnykh ZhRD [Oxygen-Hydrogen LRE Turbopumps]. Voronezh: VSTU, 2011. 283 p.
2. Makhutov N.A., Rachuk V.S., Gadenin M.M. et al. Prochnost' i resurs ZhRD [LRE Strength and Life] edited by N.A. Makhutov and V.S. Rachuk; Mechanical Engineering Research Institute named after A.A. Blagonravov. Moscow: Nauka, 2011. 525 p.
3. Napriazhenno-deformirovannyye sostoyaniya ZhRD [LRE Strain-Stress States] edited by N.A. Makhutov and V.S. Rachuk; Mechanical Engineering Research Institute named after A.A. Blagonravov. Moscow: Nauka, 2013. 646 p.
4. Kostiuk A.G. Dinamika i prochnost' turbomashin: ucheb. dlia vuzov [Dynamics and Strength of Turbomachines]. 3th edition. Moscow: MEI publishing house, 2007. 476 p.
5. Ivanov A.V., Belousov A.I. Structural Features and Behavior of Seals in the Hydrogen Pump Flow Passages // Russian Aeronautics. 2007. Vol. 50, no. 1. P. 37–40.
6. Ivanov A.V. Nekotorye voprosy modelirovaniia vliianiia uplotnenii na dinamiku rotorov [Some Issues in Modeling Influence of Seals on Rotordynamics]. Hydrodynamic Theory of Lubrication – 120 Years: Proc. of the International Scientific Symposium. In 2 volumes. Vol. 1. Orel: OrelSTU, 2006. P. 510–516.
7. Kanalin Iu.I., Chernyshova I.A. Obespechenie ekspluatatsionnykh kharakteristik turbin TNA pri ikh rabote v sostave ZhRD [Ensuring Operating Characteristics of TPA Turbines during LRE Operation]. NPO Energomash Transactions. Moscow, 2015. No. 32. P. 237–263.
8. Eliseev B.M. Raschet detalei tsentrobezhnykh nasosov: sprav. posobie [Analysis of Parts of Centrifugal Pumps (handbook)]. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 208 p.
9. Martsinkovskii V.A. Shchelevyye uplotneniia: teoriia i praktika [Gap Seals: Theory and Practice]. Sumy, Ukraine: Publishing office of SSU, 2005. 416 p.
10. Ivanov A.V., Rudis M.A. Vibroudarnoe nagruzhenie rotora TNA pri ekspluatatsii [Vibroimpact Loading of a Turbo-pump Rotor during Operation]. Dynamics of Vibroimpact (Highly-Nonlinear) Systems “DYVIS-2009”: Proceeding of XVI symposium. Moscow: Publishing of the Russian Academy of Sciences. 2009. P. 166–172.
11. Martsinkovskii V.A. Dinamika rotorov tsentrobezhnykh mashin [Rotordynamics of Centrifugal Machines]. Sumy, Ukraine: Publishing office of SSU, 2005. 563 p.
12. Lomakin A.A. Raschet kriticheskogo chisla oborotov i usloviia obespecheniia dinamicheskoi ustoychivosti rotorov vysokonapornykh gidravlicheskiikh mashin s uchedom sil, vznikaiushchikh v uplotneniiakh [Calculation of Critical

-
- Rotational Speeds and Dynamic Stability Conditions for High-Pressure Hydraulic Machines Rotors, Taking into Account the Arising in the Seals]. *Energomashinostroenie*, 1958. No. 4. P. 1–5.
13. Modelirovanie i analiz dinamicheskikh kharakteristik turbonasosnykh agregatov so shchelevymi uplotneniiami / A.V. Davydov, S.A. Degtiarev, A.V. Ivanov, M.K. Leont'ev. [Modeling and Analysis of Turbopump with Gap Seals]. *Electronic magazine "MAI transactions"*, 2013. Vol. 69. P. 1–23. URL: <http://trudymai.ru/upload/iblock/0ca/0caadcbae614e98d1063bda4d955ac62.pdf?lang=ru&issue=69>.
 14. Bolotin V.V. *Nekonservativnye zadachi teorii uprugoi ustoichivosti* [Nonconservative Problems of the Elastic Stability Theory]. Moscow: Fizmastgiz, 1961. 218 p.
 15. Childs D. *Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis*. New York etc.: John Wiley & Sons, 1993. 476 p.
 16. Muszynska A. *Rotordynamics*. Boca Raton etc.: Taylor & Francis Group, 2005. 1054 p.

Материалы получены редакцией 11.10.2019