УДК 621.01

АНАЛИЗ КРУТИЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫХ, УДАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОЙ ДЛЯ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© Людмила Яковлевна Банах, Андрей Николаевич Никифоров
Учреждение РАН Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва, Россия
mibsts@mail.ru

Аннотация. *В статье описываются установленные в ходе натурных и вычислительных экспериментов, наиболее интересные динамические эффекты, сопровождающие движение ротора ТНА с плавающими уплотнительными кольцами. Предложена математическая модель рассматриваемой системы, учитывающая крутильно-поперечные колебания ротора и кольца, гидродинамические и ударные силы между ними, контактные взаимодействия с корпусом и пульсации крутящего момента. Наряду с этим, численным образом оценивается прочность кольца, изготовленного из пирографита.*

Ключевые слова: *Ротор, плавающее уплотнительное кольцо, математическая и конечно-элементная модель, крутильные и поперечные колебания, удар, контакт.*

1. Введение и экспериментальные данные

Роторная система, о которой пойдет речь, это два ротора, сориентированные вертикально и состыкованные между собой жестко (рис.1). Цифрой 1 помечен ротор насоса окислителя (ротор «О»), цифрой 2 – ротор насоса горючего (ротор «Г»). Оба ротора уплотняются плавающими кольцами. Некоторые из тех, что установлены на роторе насоса окислителя, помеченные как 3, с целью снижения хрупкости материала при криогенных температурах, а также веса и контактного трения на торце, изготавливаются из пирографита и иногда, как показали испытания ракетных двигателей, разрушаются в сечении паза под зуб, который применяется с целью недопущения проворачивания кольца (рис.2).

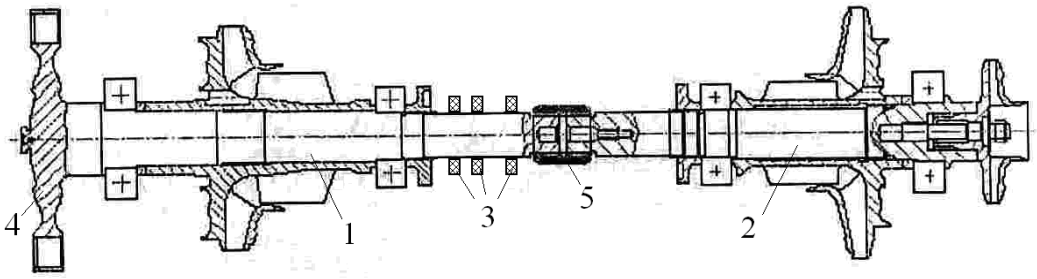
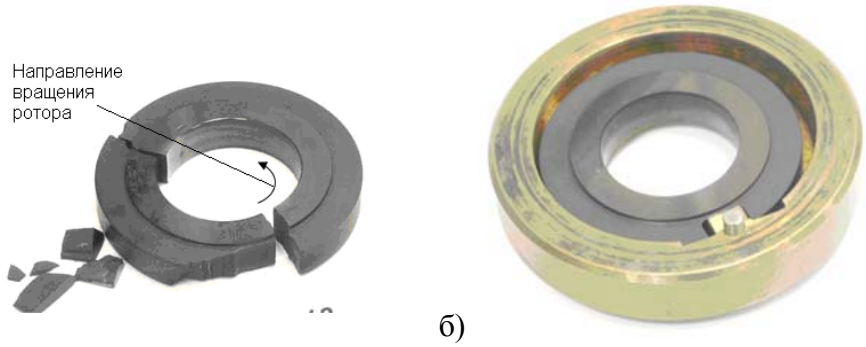


Рис.1. *Эскиз исследуемых роторов*

Данная роторная система приводится во вращение турбинным колесом газогенератора 4 и характеризуется высокой номинальной рабочей скоростью – 40000 об/мин, которая соизмерима с первой критической (56000…113000 об/мин в зависимости от пропорциональной оборотам жесткости опор), а также попаданием в диапазон скоростей вращения сравнительно низкой, вследствие присутствия соединительной рессоры 5, первой собственной частоты крутильных колебаний (505 Гц).



а) б)

Рис.2. *Внешний вид: разрушенного пирографитового уплотнительного кольца (а) и пирографитового уплотнительного кольца в рабочей втулке (б)*

По данным Воронежского КБХА при испытаниях ракетных двигателей на режиме КСТ (конечной ступени тяги) возникают поперечно-осевые перемещения представленных роторов как прямого тела с частотой газогенератора 90…160 Гц и ее гармониками. При этом амплитуда вибрации ротора насоса окислителя как в радиальном, так и в осевом направлении на 3-ей гармонике данной частоты достигает 9*g*. На основном режиме (40000 об/мин) тенденция интенсивных колебаний ротора «О» с частотой возмущения 3*f* сохраняется (рис.3). Кроме того, амплитуды колебаний роторов с замечанием по состоянию уплотнительных колец насоса окислителя и без замечаний имеют практически одинаковые уровни.

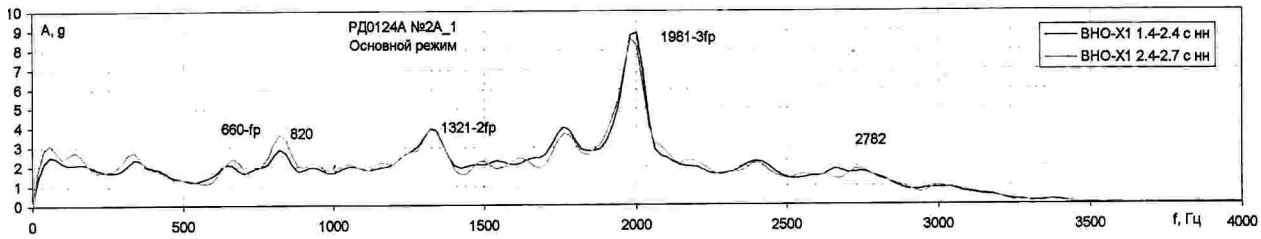


Рис.3. *Частотный спектр вибрации ротора насоса окислителя на основном режиме*

Исходя из конструкции агрегата и перечисленных фактов, авторы статьи предположили, что наиболее вероятной причиной возникновения полигармонической вибрации роторов ТНА является крутящий момент сложного характера, но с четко выраженным периодом колебаний *T*. Такой момент может быть объяснен пульсацией давления на турбинном колесе ротора «О» и выражен посредством ряда Фурье в виде суммы гармонических составляющих [1]:

$$M(t) = a_0 + a_1\cos\omega t + a_2\cos 2\omega t + a_3\cos 3\omega t + \ldots + b_1\sin\omega t + b_2\sin 2\omega t + b_3\sin 3\omega t + \ldots \quad (1)$$

где $\omega = 2\pi/T = 2\pi f$ – основная частота возмущения.

Коэффициенты a_n и b_n (n=1, 2, 3, …) вычисляются с помощью известных формул:

$$\begin{cases} a_0 = \dfrac{1}{2}\dfrac{1}{T/2}\displaystyle\int_{-T/2}^{T/2} M(t)\,dt, \\ a_n = \dfrac{1}{T/2}\displaystyle\int_{-T/2}^{T/2} M(t)\cos n\omega t\,dt, \\ b_n = \dfrac{1}{T/2}\displaystyle\int_{-T/2}^{T/2} M(t)\sin n\omega t\,dt. \end{cases} \quad (2)$$

В пользу такого предположения говорят три аспекта: Проблема усиления вибрации роторов на гармониках основной частоты возмущения возникает только при нагруженных давлением режимах. Интенсивные колебания роторов происходят не только в радиальном, но и в осевом направлении. Виброактивность ротора насоса окислителя с дефектами уплотнительных колец и без них оказывается равной.

2. Математическая модель рассматриваемой роторной системы

В силу характеристики крутящего момента (1) причиной большой амплитуды колебаний роторов ТНА на 3-ей гармонике f очевидно является резонансное явление. На режиме КСТ ($f \approx 150$ Гц) сказывается близость частоты $3f$ к крутильной частоте $f_{0кр}$= 505 Гц, на основном режиме ($f = f_р = 660$ Гц) частота $3f$ близка к критической $f_0 = 1883$ Гц. Теоретическое подтверждение данного вывода, а также углубленное исследование динамики рассматриваемой системы проведено с помощью модели, изображенной на (рис.4) и описываемой системой уравнений (3), поскольку роторы (рис.1) жестки на изгиб, упруги на кручение и установлены на податливые опоры.

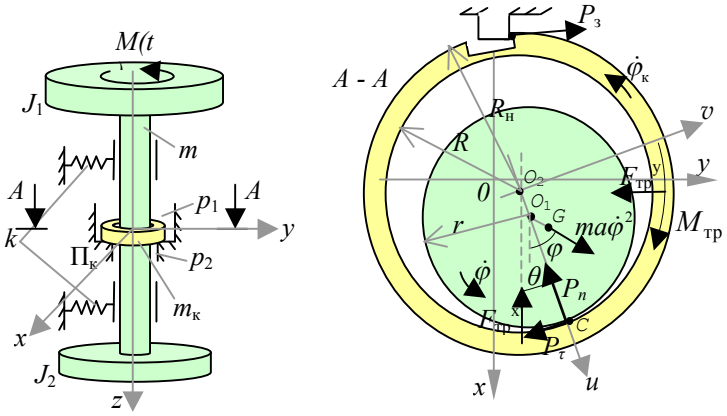


Рис.4. *Динамическая модель рассматриваемых роторов с учетом уплотнительного кольца*

Используются следующие обозначения: m - масса роторов, J_1 и J_2 - соответственно осевой момент инерции ротора «О» и «Г», $m_к$ - масса кольца, $J_к$ - осевой момент инерции кольца, k - жесткость подшипников, $k_{кр}$ - жесткость валопровода “вал ротора «О» – соединительная рессора – вал ротора «Г»” на кручение, x, y - координаты оси вала O_1, $x_к$, $y_к$ - координаты оси кольца O_2, φ и φ_2 - соответственно угловое перемещение ротора «О» и «Г», $\varphi_к$ - угловое перемещение кольца, a - эксцентриситет центра масс роторов G ($a=O_1G$), θ - полярный угол линии центров (угол между относительным смещением $e = O_1O_2 = \sqrt{(x-x_к)^2+(y-y_к)^2}$ и осью x), $\cos\theta = (x-x_к)/e$, $\sin\theta = (y-y_к)/e$, $F_{тр}^x = \mathrm{f}N\dot{x}_к \Big/ \sqrt{\dot{x}_к^2+\dot{y}_к^2}$ и $F_{тр}^y = \mathrm{f}N\dot{y}_к \Big/ \sqrt{\dot{x}_к^2+\dot{y}_к^2}$ - составляющие силы сухого трения, f - коэффициент трения скольжения, $N=F_{пр}+\Delta p S_{тр}$ - сила нормального давления, $F_{пр}$ - усилие прижимающей пружины, $\Delta p=p_1-p_2$ - перепад давления на кольце, $S_{тр}$ - площадь трения кольца о поверхность корпуса Пк, $M_{тр} = 0.5\mathrm{f}N(R_н + R)$ - момент силы сухого трения.

$$\begin{cases} m\ddot{x}+kx = ma\dot{\varphi}^2\cos\varphi - P_n\cos\theta + P_\tau\sin\theta \\ m\ddot{y}+ky = ma\dot{\varphi}^2\sin\varphi - P_n\sin\theta - P_\tau\cos\theta \\ \left(J_1+ma^2\right)\ddot{\varphi}+ma\left(\ddot{y}\cos\varphi-\ddot{x}\sin\varphi\right)+k_{\text{кр}}\left(\varphi-\varphi_2\right)=M\left(t\right)-P_\tau r \\ J_2\ddot{\varphi}_2+k_{\text{кр}}\left(\varphi_2-\varphi\right)=0 \\ m_{\text{к}}\ddot{x}_{\text{к}} = P_n\cos\theta - P_\tau\sin\theta - F_{\text{тр}}^{\text{x}} + P_{\text{з}}\sin\varphi_{\text{к}} \\ m_{\text{к}}\ddot{y}_{\text{к}} = P_n\sin\theta + P_\tau\cos\theta - F_{\text{тр}}^{\text{y}} - P_{\text{з}}\cos\varphi_{\text{к}} \\ J_{\text{к}}\ddot{\varphi}_{\text{к}} = P_\tau R - M_{\text{тр}} - P_{\text{з}}R_{\text{н}} \end{cases} . \qquad (3)$$

Гидродинамические и ударные силы в виде составляющих P_n и P_τ, инициируемые уплотнительным кольцом, а также сила, действующая в момент контакта между кольцом и зубом $P_{\text{з}}$ описаны соответственно моделью «короткого кольцевого дросселя» [2] и вязкоупругой моделью Ханта-Гросли [3, 4]:

$$P_n = \begin{cases} k_{\text{h}}e, \text{ при } e<\delta \\ k_{\text{h}}e + k_{\text{y}}\left(e-\delta\right)^{3/2} + d_{\text{y}}\left(e-\delta\right)^{3/2}\dot{e}, \text{ при } e>\delta \end{cases}$$

$$P_\tau = \begin{cases} \left(\dot{\theta}-0.5\dot{\varphi}\right)d_{\text{h}}e, \text{ при } e<\delta \\ \left(\dot{\theta}-0.5\dot{\varphi}\right)d_{\text{h}}e + \text{f}\left(k_{\text{y}}\left(e-\delta\right)^{3/2} + d_{\text{y}}\left(e-\delta\right)^{3/2}\dot{e}\right), \text{ при } e>\delta \end{cases} \qquad (4)$$

$$P_{\text{з}} = \begin{cases} 0, \text{ при } \left|\varphi_{\text{к}}\right| < \delta_{\text{з}}/R_{\text{н}} \\ \left(k_{\text{y}}\left|R_{\text{н}}\varphi_{\text{к}}-\delta_{\text{з}}\right|^{3/2} + d_{\text{y}}\left|R_{\text{н}}\varphi_{\text{к}}-\delta_{\text{з}}\right|^{3/2}R_{\text{н}}\dot{\varphi}_{\text{к}}\right)\text{sign}\left(\varphi_{\text{к}}\right), \text{ при } \left|\varphi_{\text{к}}\right| > \delta_{\text{з}}/R_{\text{н}} \end{cases}$$

где $\dot{e} = \dfrac{\left(x-x_{\text{к}}\right)\left(\dot{x}-\dot{x}_{\text{к}}\right)+\left(y-y_{\text{к}}\right)\left(\dot{y}-\dot{y}_{\text{к}}\right)}{e}$, $\dot{\theta} = \dfrac{\left(\dot{y}-\dot{y}_{\text{к}}\right)\left(x-x_{\text{к}}\right)-\left(\dot{x}-\dot{x}_{\text{к}}\right)\left(y-y_{\text{к}}\right)}{e^2}$,

$k_{\text{h}} = \Delta p\dfrac{\pi LR\eta}{2\delta\left(1+\eta\right)^2}$, $d_{\text{h}} = \dfrac{\pi\mu_{\text{c}}k_zL^3R}{12\delta^3}$ - гидродинамические коэффициенты жесткости и демпфирования уплотнительного кольца, L - длина кольца в осевом направлении, η=75δ/L, δ=R–r - радиальный зазор, μ_{c} - вязкость рабочей среды ТНА, k_z=0.005Re - коэффициент турбулентности, зависящий от числа Рейнольдса, k_{y} - жесткость удара (контакта), $\delta_{\text{з}}$ - зазор между зубом и пазом кольца, d_{y} - коэффициент ударного демпфирования.

Зависимость крутящего момента $M(t)$ принята в характерном для ТНА виде [5], а также с учетом его пульсации с частотой ω и 3ω. Рассмотрен крутящий момент, изменяющийся по ступенчатому закону $M\left(t\right) = \begin{cases} M_0-\Delta M \text{ при } -T/2<t<0, \\ M_0+\Delta M \text{ при } 0<t<T/2 \end{cases}$, где $M_0 = M_{\text{р}}\left(2-\dot{\varphi}/\omega_{\text{р}}\right) - M_{\text{р}}\left(\dot{\varphi}/\omega_{\text{р}}\right)^2$ - среднее значение при текущей частоте вращения $\dot{\varphi}$, $M_{\text{р}}$, $\omega_{\text{р}}$ - номинальные значения крутящего момента и частоты вращения, ΔM - амплитуда колебаний крутящего момента (рис.5).

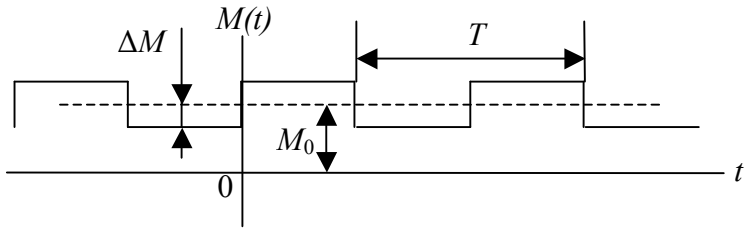


***Рис.5**. Ступенчатый закон изменения крутящего момента*

Вычисляя коэффициенты разложения по формулам (2):

$$a_0 = \frac{1}{2}\frac{1}{T/2}\left[\int_{-T/2}^{0}\left(M_0-\Delta M\right)dt+\int_{0}^{T/2}\left(M_0+\Delta M\right)dt\right]=M_0,$$

$$a_n = \frac{1}{T/2}\left[\int_{-T/2}^{0}\left(M_0-\Delta M\right)\cos n\omega t\,dt+\int_{0}^{T/2}\left(M_0+\Delta M\right)\cos n\omega t\,dt\right]=0,$$

$$b_n = \frac{1}{T/2}\left[\int_{-T/2}^{0}\left(M_0-\Delta M\right)\sin n\omega t\,dt+\int_{0}^{T/2}\left(M_0+\Delta M\right)\sin n\omega t\,dt\right]=2\frac{\Delta M}{\pi n}\left(1-\cos n\pi\right),$$

а затем подставляя их в (1), отбрасывая пульсации с частотами 5ω, 7ω, …, может быть получена искомая зависимость:

$$M\left(t\right)=M_{\text{р}}\left(2-\frac{\dot{\varphi}}{\omega_{\text{р}}}\right)-M_{\text{р}}\left(\frac{\dot{\varphi}}{\omega_{\text{р}}}\right)^2+4\frac{\Delta M}{\pi}\left(\sin\omega t+\frac{1}{3}\sin 3\omega t\right), \qquad (5)$$

где $\omega=2\pi f$ - основная частота внешнего возмущения.

3. Численный анализ крутильно-поперечных колебаний роторной системы

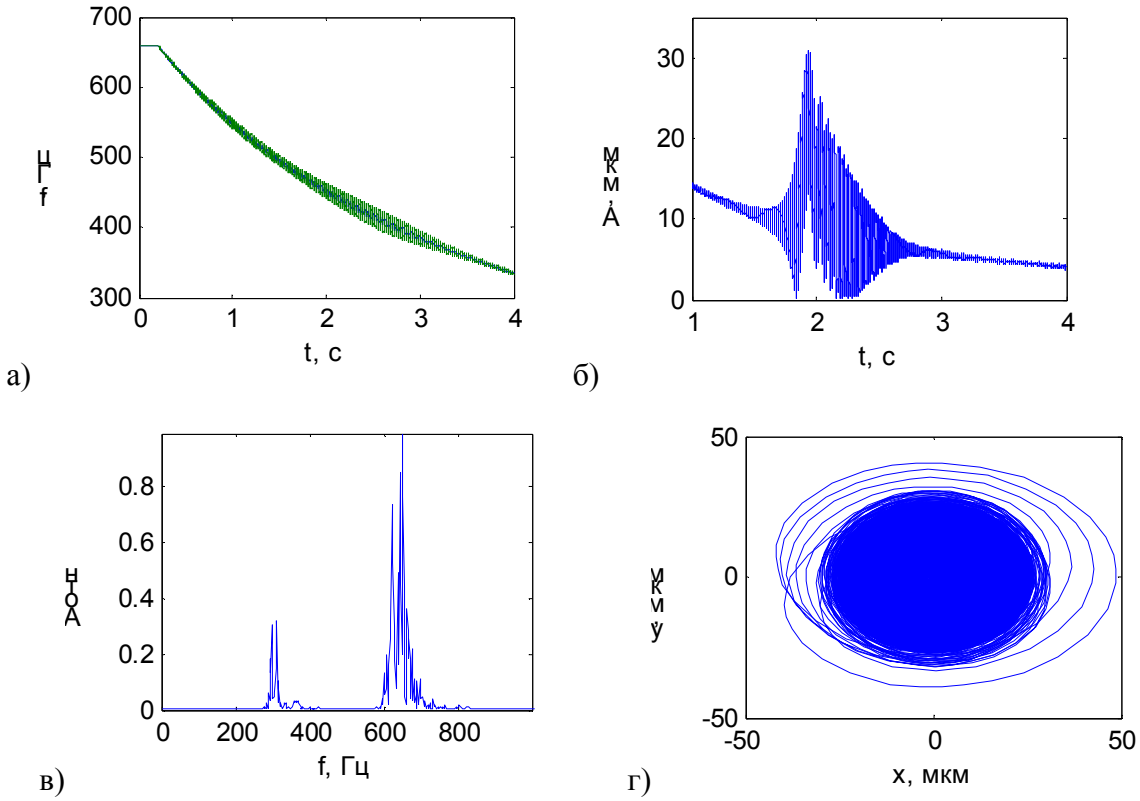
Интегрирование замкнутой системы нелинейных уравнений (3,4,5) реализовано методом Рунге-Кутта. Результаты ее численного решения для режима «выбег роторов» $M\left(t\right)=-M_{\text{р}}\,\dot{\varphi}^2/\omega_{\text{р}}^2+4\,\Delta M\left(\sin\omega t+\frac{1}{3}\sin 3\omega t\right)/\pi$ при параметрах (табл.1) иллюстрируют рис.6-8.

Табл.1

Исходные параметры системы для численных расчетов		
Наименование	Обозначение	Величина
Эксцентриситет центра масс роторов, мкм	a	30
Жесткость ударной силы, Н/м	$k_{\text{у}}$	$2\cdot10^5$
Коэффициент демпфирования ударной силы, Н·с/м^2	$d_{\text{у}}$	10^4
Зазор между зубом и пазом кольца[1], мм	$\delta_{\text{з}}$	0.5
Зазор между валом и кольцом, мкм	δ	30
Масса роторов, кг	m	6.68
Масса кольца, кг	$m_{\text{к}}$	0.012
Коэффициент трения скольжения для пары «сталь-пирографит»	f	0.08

[1] При центральном положении зуба в пазе.

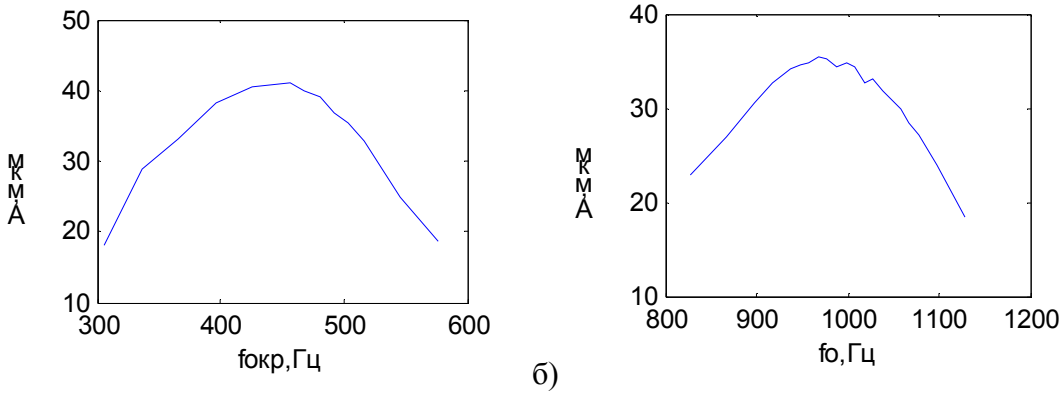
Сила нормального давления, Н	N	71
Гидродинамическая жесткость, Н/м	k_h	98280
Гидродинамическое демпфирование, Н·с/м	d_h	5.84
Частота вращения основного режима, 1/с	ω_p	$2\pi\cdot660$
Основная частота возмущения, 1/с	ω	$2\pi\cdot168$
Жесткость опор, Н/м	k	$m(2\pi\cdot968)^2$
Жесткость вала роторов на кручение, Нм/рад	$k_{кр}$	$\frac{J_1J_2}{J_1+J_2}(2\pi\cdot505)^2$
Крутящий момент при основном режиме, Нм	M_p	30
Амплитуда колебаний крутящего момента, Нм	ΔM	10
Наружный радиус кольца, м	$R_н$	0.021
Внутренний радиус кольца, м	R	0.01103
Радиус вала в сечении кольца, м	r	0.011
Полярный момент инерции ротора «О», кг·м^2	J_1	0.0213
Полярный момент инерции ротора «Г», кг·м^2	J_2	0.007



*.**Рис.6.** Изменение частоты вращения во времени (а) и амплитуда радиальных перемещений роторов (б) при переходе с основного режима на режим «КСТ» (при их выбеге с прохождением через собственную частоту крутильных колебаний), а также их частотный спектр (в) и траектория (г)*

Как видно из рис.6, крутящий момент, гармонически пульсирующий с частотой f=150Гц и $3f$=450Гц, действительно порождает наступление сильного резонанса в рассматриваемой системе в окрестности крутильной собственной частоты $f_{0кр}\approx$500 Гц и приводит к нестабильности частоты вращения роторов f_p.

Ниже приводятся результаты по расчету амплитуд колебаний роторов $A_р$ при их выбеге в момент прохождения частоты $f_{0кр}$ в зависимости от ее величины и значения критической скорости f_0 (рис.7).



а) б)

Рис.7. *Наибольшая амплитуда колебаний роторов при переходе через частоту $f_{0кр}$ при изменении ее величины от 305 до 580 Гц (а), а также при изменении значения критической скорости f_0 от 820 до 1120 Гц (б)*

Рис.7 показывает, что для рассматриваемой системы разумна отстройка крутильной собственной частоты от диапазона 305…580Гц, а также целесообразна отстройка критической скорости от диапазона 820…1120Гц. В виду опасности получения недостаточной жесткости вала на кручение и поперечной жесткости опор сотрудникам КБХА была сделана рекомендация соответствующие частоты повысить. Также рекомендовалось провести мероприятия, обеспечивающие постоянство крутящего момента или, по крайней мере, уменьшение его амплитуды колебаний. Очевидно, для этого требуется демпфирование пульсаций давления в газотурбинном приводе.

Что касается колебаний уплотнительного кольца, то они существенно несимметричны (рис.8). По всей видимости, это обусловлено силовой реакцией зуба, приводящей к ограничениям в свободе поперечных перемещений кольца.

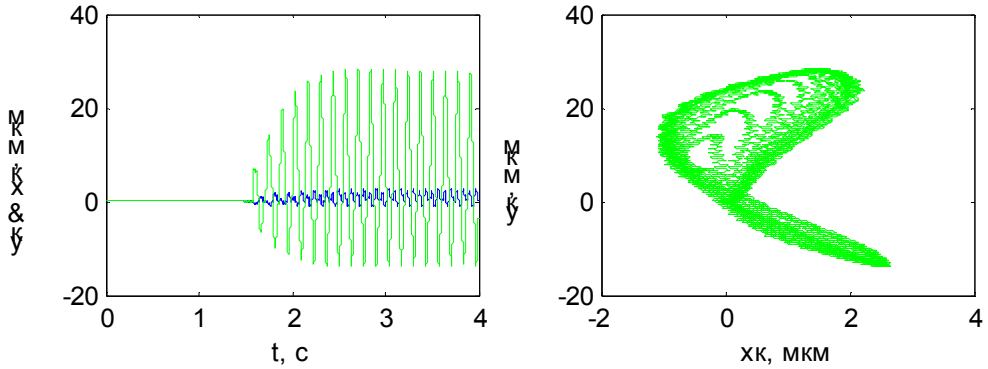


Рис.8*. Развертки колебаний кольца по x (син.) и y (зел.), а также траектория его оси при связанных колебаниях с валом роторов (рис.6)*

4. Расчет силы угловой инерции пирографитового уплотнительного кольца и реакции зуба в момент их контакта

Данный расчет выполнялся при различных условиях движения системы (рис.4). В частности, в описывающих ее уравнениях (3-5) поочередно полагались равными нулю гидродинамические силы $P_г$ (k_h=0, d_h=0), ударная сила между валом и кольцом $P_{у\ в\text{-}к}$ ($k_у$=0, $d_у$=0), сила трения кольца о корпус $F_{тр}$ (N=0) и сила реакции зуба $P_з$. Необходимо заметить, что все эти условия движения на практике могут иметь место.

Исчезновение гидродинамических сил – это случай пропадания перепада давления на кольце, вследствие холостого (без подачи рабочей среды) режима работы ТНА или утечки в нем. Нулевой ударной силе между валом и кольцом соответствует благоприятный безударный режим, когда при их связанном движении зазор между ними не выбирается. Обращение силы трения кольца о корпус в нуль представляет собой раскрытие торцевого уплотнительного стыка. Равенство нулю силы реакции зуба не что иное, как отсутствие зуба в конструкции.

Результаты такого моделирования отражены в табл.2.

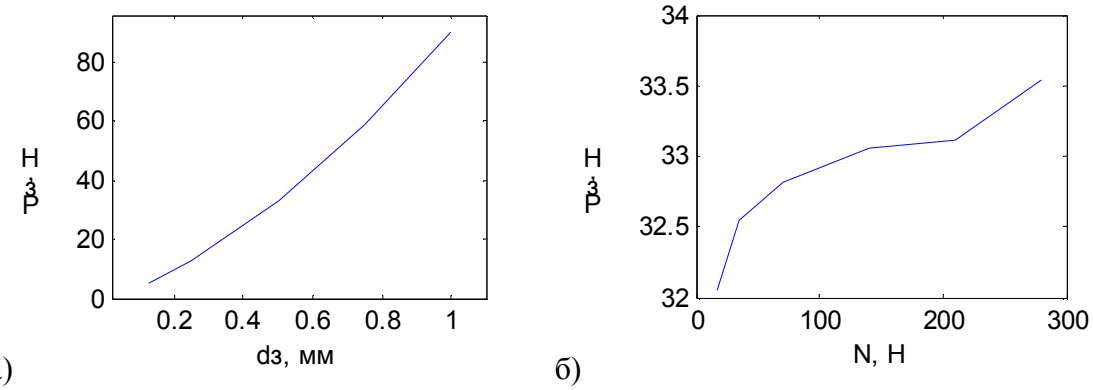
Табл.2

	$P_г$=0 $P_{у\ в\text{-}к}$=0 $F_{тр}$=0 $P_з$=0	$P_г$=0 $P_{у\ в\text{-}к}$≠0 $F_{тр}$=0 $P_з$=0	$P_г$≠0 $P_{у\ в\text{-}к}$=0 $F_{тр}$=0 $P_з$=0	$P_г$≠0 $P_{у\ в\text{-}к}$≠0 $F_{тр}$=0 $P_з$=0	$P_г$≠0 $P_{у\ в\text{-}к}$≠0 $F_{тр}$≠0 $P_з$=0	$P_г$≠0 $P_{у\ в\text{-}к}$≠0 $F_{тр}$≠0 $P_з$≠0
$P_{уик} = J_к\ddot{\varphi}_к / R_н$,Н	0	0.009	0.875	0.863	2.431	29.50
$P_з$, Н	-	-	-	-	-	32.82

Изменение силы угловой инерции кольца $P_{уик}$ показывает:

- гидродинамические силы провоцируют вращение (проворот) кольца в большей степени, чем соударения его о вал (0.009<0.875), что может быть объяснено малым коэффициентом трения скольжения f;
- совместное действие сил $P_г$ и $P_{у\ в\text{-}к}$ несколько уменьшает эффект «вовлечения кольца во вращение» по сравнению с одиночным действием $P_г$ (0.863<0.875), очевидно это связано с тем, что $P_{у\ в\text{-}к}$ провоцирует проворачивание кольца в направлении противоположном вращению вала и кольца, что вызывается действием $P_г$;
- противодействие силы трения $F_{тр}$ силам возмущения $P_г$ и $P_{у\ в\text{-}к}$ существенно увеличивает силу инерции кольца $P_{уик}$ (2.431>0.875), что обусловлено большими угловыми ускорениями кольца при срывах его из состояния покоя в движение.
- существование силовой реакции зуба $P_з$ резко повышает величину угловой инерции кольца (29.50>2.431), что объясняется появлением внезапного и непреодолимого препятствия для движения кольца, а также последующими и повторяющимися отскоками паза кольца от зуба под действием $P_з$ против и по ходу вращения вала. При этом близость значений $P_{уик}$ и $P_з$ (29.50≈32.82) подтверждает, что для такого режима движения определяющей силовой нагрузкой является $P_з$.

Поскольку вложение силы реакции зуба $P_з$ в динамику кольца можно расценить как 90%-ое, были произведены вычислительные эксперименты при заданных параметрах (табл.1) с варьированием величины зазора между пазом кольца и зубом $\delta_з$, а также с изменением силы прижатия кольца к корпусу N. Результаты иллюстрирует рис.9.

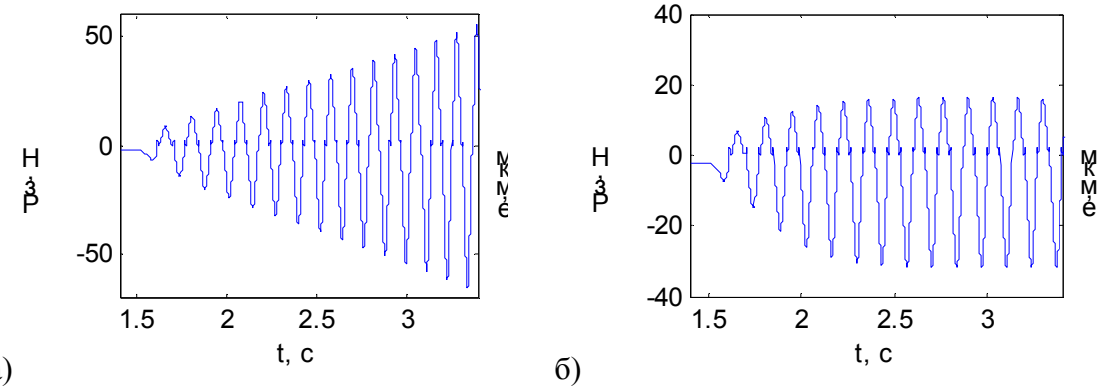


а) б)

Рис.9. *Наибольшая сила реакции зуба при контакте с кольцом и переходе роторов через частоту $f_{0кр}$ в зависимости от величины зазора между пазом кольца и зубом (а), а также от силы прижатия кольца к корпусу (б)*

Представленные рисунки позволяют сделать два важных вывода:
- уменьшение зазора между пазом кольца и зубом приводит к значительному снижению силы реакции зуба, что очевидно объясняется уменьшением «свободного пробега» кольца;
- увеличение силы прижатия кольца к корпусу практически не изменяет величину $P_з$.

Однако в ходе второго расчета было замечено, что сила N существенно влияет на стабильность силы реакции зуба $P_з$, когда система «вал-кольцо-зуб» находится в резонансном состоянии в течение сравнительно продолжительного времени. В связи с этим были проведены два дополнительных расчета резонансных, стационарных колебаний рассматриваемой системы (при $M_р$=0 и $\varphi = \omega t = 2\pi f_{0кр} t$, т. е. при вращении вала с частотой равной крутильной) при N=71Н и N=3·71Н (рис.10).



а) б)

Рис.10. *Изменение во времени силы реакции зуба при контакте с кольцом, которое прижато к корпусу силой N=71H (а) и N=213H (б), и вращении вала с частотой равной крутильной $f_{0кр}$*

Как видно из рисунков, увеличение силы прижатия кольца к корпусу крайне полезно для стабилизации силы реакции зуба. При утроенной величине силы N сила $P_з$ не увеличивается во времени, даже при нахождении системы «вал-кольцо-зуб» в резонансном состоянии. При этом замечаем, что в действительности величина силы $P_з$ существенно несимметрична. Ее действие против вращения вала и кольца на соответствующую сторону паза кольца примерно в полтора раза значительнее (рис.10,б), чем в направлении вращения на другую сторону паза, что ранее при быстротечных нестационарных процессах было трудно обнаружить. Тенденция (рис.10,б) хорошо согласуется с характерным разрушением

пирографитовых колец, установленным при дефектации составных частей ТНА после огневых испытаний в составе ракетного двигателя (рис.2).

Таким образом, можно сформулировать еще один вывод. Целесообразно применение жесткой осевой пружины для увеличения силы прижатия кольца к корпусу. Более того, вплоть до такого усилия, которое позволит не использовать зуб в конструкции плавающего уплотнения для исключения проворота в нем кольца. В то же время при нереализуемом на практике уровне прижимного усилия отказ от зуба нежелателен, поскольку если вращение плавающего уплотнительного кольца не предотвращается, то резко увеличивается мощность трения на его торцовой контактной поверхности и возникает серьезная проблема его охлаждения [6].

5. Оценка прочности пирографитового уплотнительного кольца

Прочностной расчет выполнен методом конечных элементов, путем рассмотрения деформируемого кольца из пирографита с вырезом (рис.11), упирающегося в жесткую поверхность зуба $П_З$, насаженного с радиальным зазором 0.03мм на жесткую, круглую поверхность вала $П_В$, а также прижатого давлением p=133000Н/м^2 к жесткой стенке корпуса ТНА $П_К$. Конечно-элементная модель построена по реальным геометрическим размерам и нагружена силой на единицу длины q=5660Н/м, приложенной к верхней правой кромке паза длиной $l_п$=0.0053м. Значение для $q=P_з/l_п$ заимствовано из результатов динамического анализа модели (рис.4), исходя из реального зазора между зубом и пазом кольца при центральном положении зуба в пазе $\delta_з$=0.5мм и величины силы контактной реакции зуба $P_з$=30Н (см. рис.10,б). Для контактирующих поверхностей кольца использованы контактные вязкоупругие конечные элементы, учитывающие эффект скольжения с коэффициентом трения f=0.08.

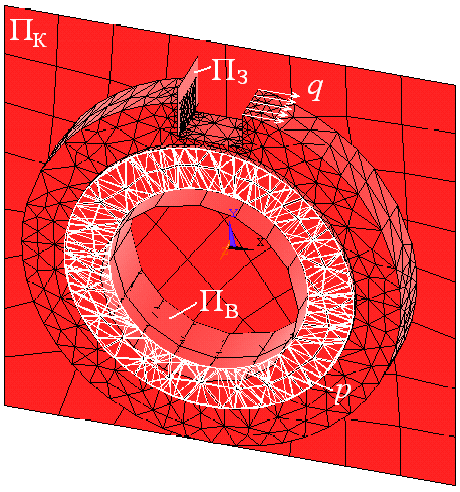


***Рис.11**. Конечно-элементная модель «вал-кольцо-зуб»*

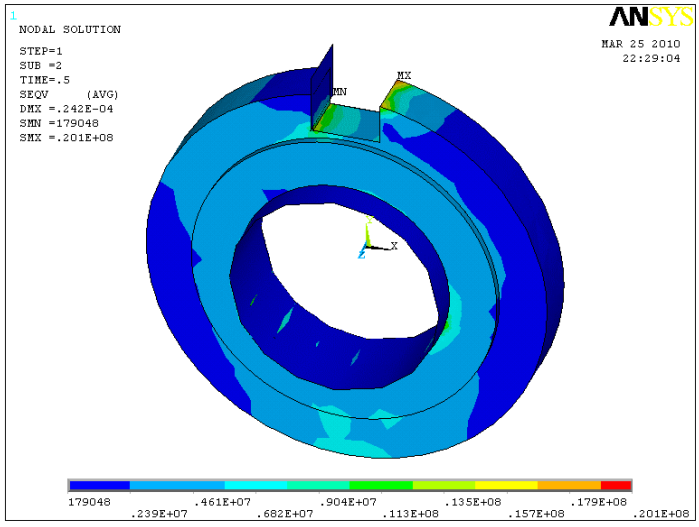


***Рис.12.** Напряжения в пирографитовом кольце при действии на верхнюю правую кромку паза распределенной нагрузки q=5660Н/м*

Данная «тройная» контактная задача решена в программном комплексе ANSYS. Рассчитанные нормальные напряжения в кольце иллюстрирует рис.12. Область наименьших напряжений помечена как MN, а область наибольших напряжений – как MX. Как видно из оттенков, расположение областей с повышенными внутренними напряжениями соответствует реальному разрушению пирографитовых колец (рис.2).

Величина максимальных напряжений в кольце составляет σ_{max}=20.1МПа. Из расчета следует, что прочность кольца обеспечивается с весьма небольшим коэффициентом запаса:

$$n = \frac{\sigma_в}{\sigma_{\max}} = \frac{35}{20.1} = 1.74,$$

так как предел прочности пирографита при растяжении $\sigma_в = 35\text{МПа}$.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 10-08-00500-а

Литература

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле: Пер. с англ. Изд. 2-ое, стереотипное. М.: КомКнига, 2006. 440 с.
2. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. Харьков.: Изд-во «Вища школа», 1986. 128 с.
3. Hunt K.H., Grossley F.R.E. Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact. // ASME Journal of Applied Mechanics. - 1975. - No 6. - Vol. 42, Series E. Pp. 440-445.
4. Иванов А.П. Динамика систем с механическими соударениями. М.: Международная программа образования, 1997. 336 с.
5. Гробов В.А. Нестационарные колебания роторов турбомашин при прохождении через критические числа оборотов. Рига: РВИАВУ, 1959. 120 с.
6. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

Поступила: 18.04.11.