

СПОСОБ УСТРАНЕНИЯ РЕЗОНАНСА РОТОРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЕ ЕГО ВРАЩЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ОВАЛИЗАЦИИ ДОРОЖКИ КАЧЕНИЯ НЕПОДВИЖНОГО КОЛЬЦА РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА

ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют":
Юрий Борисович Назаренко, ведущий конструктор, к.т.н.
Алексей Юрьевич Потапов, директор по НИР и ОКР

Рассматривается возможность предотвращения потери устойчивости ротора газотурбинного двигателя при критической частоте его вращения с помощью оваллизации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре. Для реализации этого необходимо применение метода определения собственной частоты ротора при одной свободной опоре, на которой определенную часть периода вращения отсутствует реакция на опоре с овальной дорожкой качения и вал совершает свободное перемещение в пределах овальности кольца подшипника, который также рассмотрен в данной статье.

In this article the analysis of the possibility of prevention of the gas-turbine engine rotor buckling failure in case of critical revolution frequency is presented. It is suggested to ovalize the fixed rotor bearing race on the non-flexible support bearing. To carry out this process the method of the self-resonant frequency of the rotor on one swivel support bearing estimation is argued. The frequency is defined providing that there is no reaction on the support bearing with the oval bearing race for the definite period of the revolving and the bearing shaft turns freely in the ovality bearing race limits.

Ключевые слова: ротор, вал, опора ротора, роликовый подшипник, овальная дорожка качения кольца, критическая частота, собственная частота колебаний ротора.

Keywords: rotor, bearing shaft, rotor support bearing, roller bearing, oval bearing race, critical revolution frequency of the rotor, self-resonant frequency of the rotor.

Известные способы изменения критических частот вращения роторов по изгибной форме колебаний, при которых они теряют устойчивость (входят в резонанс) путём изменения массовых и геометрических характеристик, а также жесткости валов [1], затруднительны в реализации. Это обусловлено невозможностью изменять конструкцию существующих двигателей, а также тем, что у высокооборотных двигателей критические частоты находятся в рабочем диапазоне частоты вращения.

Наиболее простой способ управления критическими частотами путем изменения жесткостей опор применим только для скалочной формы колебаний, где он, безусловно, эффективен, но совершенно неприемлем для отстройки по изгибной форме колебаний.

Однако существует возможность устранения резонанса ротора при критической частоте его вращения с помощью оваллизации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре.

При овальных дорожках качения кольца подшипника круговое перемещение вектора центробежной силы от неуравновешенной массы ротора в зонах полукольца, где радиус-вектор контура кольца подшипника возрастает, приводит к тому, что реакция опоры будет отсутствовать, и вал под действием неуравновешенной центробежной силы получит ускорение.

При полном отсутствии реакции опоры за время, равное четверти периода собственных колебаний ротора, прогиб вала устраняется. Тем самым предотвращается потеря устойчивости ротора на критической частоте. Устранение прогиба вала происходит в двух четвертях оборота вала, когда радиус-вектор контура кольца возрастает.

В двух других четвертях реакция опоры восстановится, и в этот период ротор будет находиться в режиме, при котором возможна потеря устойчивости. Но из-за кратковременности этого режима, потери устойчивости ротора не происходит. Это подтверждается тем, что при пребывании роторов на критических оборотах при проходных режимах, в течение времени даже больше, чем четверть оборота, потери устойчивости роторов не происходит. Дос-

таточно, чтобы было обеспечено устранение прогиба вала в одной четверти оборота.

1. Максимальное перемещение вала ротора на опоре при вертикальном расположении овальной дорожки качения

Уравнение контура кольца овальной формы (рис. 1) опишем тригонометрической функцией

$$R = R_o + \Delta \sin(\omega t), \tag{1}$$

где R_o - радиус кольца подшипника по малой оси овала;

Δ - амплитуда (максимальное значение) отклонения контура кольца на большой оси овала относительно малой оси;

ω - круговая скорость вращения ротора.

Увеличение радиуса дорожки качения кольца при движении ротора в первом и третьем квадранте по круговой орбите устраняет реакцию опоры (рис. 1), а на вал ротора будет действовать неуравновешенная центробежная сила, направленная от центра.

Под действием статического дисбаланса ротора в первой и третьей четверти оборота ротора при отсутствии реакции опоры будет происходить радиальное перемещение вала на опоре с овальным кольцом подшипника. Под действием центробежной силы от неуравновешенной массы ротора (статический дисбаланс) без учета собственного веса ротора и его динамического дисбаланса перемещение будет максимальным при посадке вала ротора в т. В.

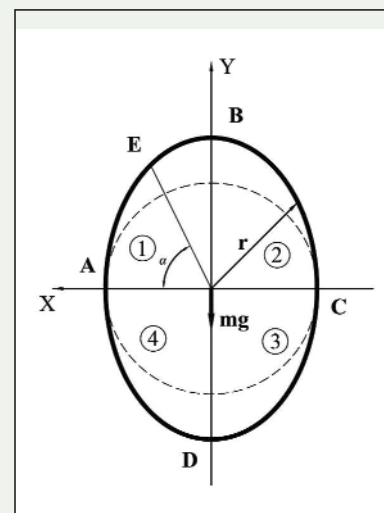


Рис. 1. Вертикальная овальная дорожка качения кольца подшипника

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} \cdot \frac{t^2}{2} = \frac{\delta}{m} \cdot \frac{\pi^2}{8} = 1,2337 \frac{\delta}{m}, \quad (2)$$

где Δ - параметр овализации, $\Delta = (D_{\max} - D_{\min})/2$; δ - начальный статический дисбаланс ротора, приходящийся на опору с овальной дорожкой кольца подшипника; m - масса диска, приходящаяся на опору; $T/4 = \pi/2\omega$.

При радиальном перемещении вала ротора на опоре будет происходить увеличение его дисбаланса.

Определим радиальное перемещение ротора от статического дисбаланса при перемещении вектора центробежной силы от горизонтальной оси до вертикальной (от т. А до т. В) без учета его собственного веса.

Распределение перемещения конца вала ротора от статического дисбаланса в первом квадранте (рис. 1) во времени представим в виде полинома второй степени

$$\Delta = \frac{1}{m} \int \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (3)$$

Увеличение перемещения вала ротора в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T/4$ периода (3) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Максимальное перемещение от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса, будет равно

$$\Delta' = \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \delta \omega^2 m \cdot \frac{t^2}{2} dt = \frac{\delta}{m} \cdot \frac{t^4}{8} = 0,761 \frac{\delta}{m}. \quad (4)$$

Определим перемещение ротора от его веса при перемещении вектора центробежной силы от т. А до т. В

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \pm mg \cdot \sin(\omega t) dt = \frac{\pm mg}{m} \cdot \frac{[-(\omega t) \cos(\omega t) + \sin(\omega t)]}{\omega^2} = \pm \frac{g}{\omega^2}. \quad (5)$$

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс - в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также его веса определяет максимальное значение овала, когда устранение реакции на опоре будет максимально продолжительным и оно составит

$$\Delta_{\max} = \frac{\delta}{m} \left(\frac{\pi^2}{8} + 0,761 \right) + \frac{g}{\omega^2} = \frac{1,995\delta}{m} + \frac{g}{\omega^2}. \quad (6)$$

При устранении реакции на одной опоре вал ротора под действием потенциальной энергии изогнутого вала будет распрямляться. Устранение прогиба будет реализовываться в соответствии со своей собственной частотой колебаний за четверть периода. Собственная частота изгибных колебаний при отсутствии одной опоры, как будет показано ниже, будет всегда выше, чем на двух опорах, и даже может быть выше критической частоты вращения. В этом случае посадка вала ротора на опору и возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 1), и угол посадки ротора может определяться из условия

$$\alpha = \frac{f_k}{f_c} \cdot \frac{\pi}{2}. \quad (7)$$

где f_k - критическая частота вращения ротора, при которой он теряет устойчивость; f_c - собственная частота колебаний ротора при устранении реакции на одной опоре.

Определим дополнительное перемещение ротора от неуравновешенной части центробежной силы, когда реакция опоры устраняется при угле α .

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} \cdot \frac{t^2}{2} \cdot \beta^2 = \frac{\delta}{m} \cdot \frac{\pi^2}{8} \cdot \beta^2, \quad (8)$$

где β - коэффициент, равный f_k/f_c .

Увеличение перемещения конца вала ротора на опоре с овальной дорожкой качения в интервале времени от $t = 0$ до $t_2 = T\beta/4$ периода (8) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Перемещение вала ротора от цент-

робежной силы, возникающей от динамического дисбаланса в интервале времени от $t = 0$ до $t_2 = T\beta/4$, составит

$$\begin{aligned} \Delta' &= \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \Delta m \omega^2 t dt = \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \frac{\delta \omega^2 m}{m} \cdot \frac{t^2 \beta^2}{2} dt = \\ &= \frac{\delta \omega^2 \beta^2}{m} \cdot \frac{t^4}{8} = 0,761 \frac{\delta \beta^2}{m}. \end{aligned} \quad (9)$$

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определится из условия

$$\begin{aligned} \Delta'' &= \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \pm mg \cdot \sin(\omega t) dt = \frac{mg}{m} \cdot \frac{[-(\omega t) \cos(\omega t) + \sin(\omega t)]}{\omega^2} = \\ &= \pm g \frac{[-(\pi\beta/2) \cos(\pi\beta/2) + \sin(\pi\beta/2)]}{\omega^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. Е определим из выражения

$$\Delta_E = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0,761 \beta^2 \right] \pm \frac{\rho g}{\omega^2}, \quad (11)$$

где ρ - коэффициент, учитывающий уменьшение перемещения в т. Е по сравнению с посадкой в т. В ($\rho = 0,767$ при $\beta = 0,9$; $\rho = 0,563$ при $\beta = 0,8$ и $\rho = 0,392$ при $\beta = 0,7$).

Принимая уравнение овального контура кольца подшипника в виде (1)

$$\Delta_E = \Delta_{\min} \sin \alpha, \quad (12)$$

определим минимальное значение овала при посадке в т. Е, когда вал ротора полностью распрямится

$$\Delta_{\min} = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0,761 \beta^2 \right] / \sin \alpha \pm \frac{\rho g}{\sin \alpha \omega^2}. \quad (13)$$

2. Максимальное перемещение вала ротора на опоре при горизонтальном расположении овальной дорожки качения

При расположении овала в горизонтальном положении (рис. 2) перемещение от центробежных сил в направлении большой оси овала от т. А до т. В будет таким, как и при вертикальном положении овала.

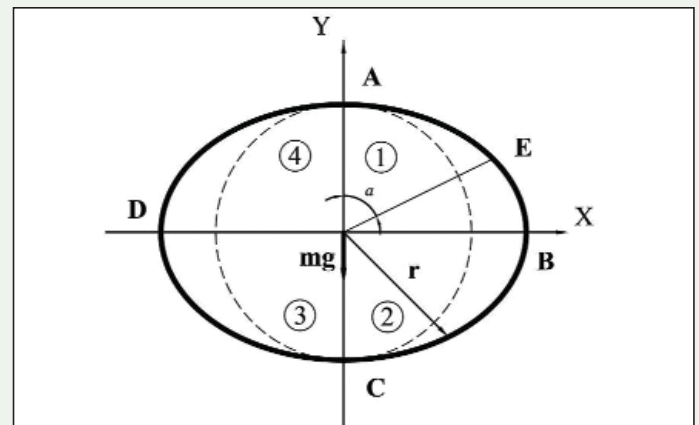


Рис. 2. Горизонтальная овальная дорожка качения кольца подшипника

Перемещение от собственного веса ротора при посадке его в т. В определим из выражения

$$\begin{aligned} \Delta'' &= \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \pm mg \cdot \cos(\omega t) dt = \\ &= \frac{\pm mg}{m} \cdot \frac{(\omega t) \sin(\omega t) + \cos(\omega t)}{\omega^2} = \pm 0,5708 g / \omega^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс - в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также веса ротора определяет максимальное значение овала, и оно составит

$$\Delta_{max} = \frac{1,995\delta}{m} \pm \frac{0,5708g}{\omega^2} \quad (15)$$

При устранении реакции на одной опоре один конец вала будет в свободном состоянии. При собственной частоте колебаний ротора при одной свободной опоре более высокой, чем критическая частота вращения ротора при круговых кольцах подшипника посадка ротора на опору и возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 2), и угол посадки ротора может определяться из условия (7).

Перемещение ротора от неуравновешенной части центробежной силы, когда контакт вала ротора происходит при угле α , определится по формуле (8), а с учетом увеличения дисбаланса - (9).

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определяется из условия

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_0^{\pi\beta/4} \pm mg \cdot \cos(\omega t) dt = \frac{\pm mg}{m} \cdot \frac{(\omega t) \sin(\omega t) + \cos(\omega t)}{\omega^2} = \pm g \frac{(\pi\beta/2) \sin(\pi\beta/2) + \cos(\pi\beta/2)}{\omega^2} \quad (16)$$

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. E определяется из выражения (11), а минимальное значение овала при посадке в т. E - (13). При этом значения параметра ρ будут равны 0,5527, 0,5041 и 0,4337 при величинах β равных соответственно 0,9, 0,8 и 0,7.

При определении параметра ρ возможна линейная экстраполяция между значения параметра $\beta = 0,8$ и $\beta = 0,9$, а также между $\beta = 0,7$ и $\beta = 0,8$. Это применимо и при определении минимального значения овала при его вертикальном расположении.

3. Определение собственной частоты ротора при одной свободной опоре

При устранении прогиба вала при свободном перемещении его на опоре с овальной дорожкой качения на нем имеется неподвижная точка, относительно которой происходит перемещение дисков и вал переходит в прямолинейное положение.

Неподвижная точка определяется из условия равенства нулю суммы моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры с круговыми дорожками качения колец подшипника.

В этом случае собственную частоту колебаний ротора при одной свободной опоре можно вычислить стандартными методами теоретическим или численным при переносе свободной опоры в неподвижную точку.

Инерционные моменты дисков при угловых перемещениях и гироскопические моменты в расчет не принимаются, так как при плоских колебаниях вращающегося ротора они погашают друг друга [2-4].

Рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при невращающемся роторе $m\ddot{y} + \alpha y - \delta v = 0$;

$$J_c \ddot{v} - \gamma v + \beta v = 0, \quad (17)$$

где α и γ - поперечная сила и момент от единичного прогиба вала; δ и β - поперечная сила и момент от единичного углового смещения; J_c - осевой момент инерции диска; u и v - поперечное перемещение и угол поворота диска.

Подставляя решение уравнений (17) в виде $y = y_o \cdot \cos \eta t$ и $v = v_o \cdot \cos \eta t$ будем иметь

$$\begin{aligned} -m\eta^2 y_o + \alpha y_o - \delta v_o &= 0; \\ J_c \eta^2 v_o - \gamma v_o + \beta v_o &= 0, \end{aligned} \quad (18)$$

где y_o и v_o - амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний; η - частота плоских колебаний.

При плоских колебаниях вращающегося диска в системе координат связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой ω) в уравнение (18) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$m\ddot{y} + m\omega^2 y + \alpha y - \delta v = 0;$$

$$J_c \ddot{v} - (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda - \gamma v + \beta v = 0, \quad (19)$$

где J_p - полярный момент инерции; λ - частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротора в плоскости, где происходят его колебания, будет происходить два вида движения диска.

Первое связано с колебаниями вала, а второе - с его круговым движением. Гироскопический момент диска в этом случае можно определить как при синхронной прецессии только при изменяющемся угле поворота диска в соответствии с фазой его колебаний.

Принимая частоту прецессии λ , равной угловой скорости вращения вала ω и полагая для тонких дисков $J_c = J_p/2$, получим значение гироскопического момента

$$M = (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda = -J_c v \omega^2. \quad (20)$$

Подставляя решение уравнений (19) в виде $y = y_o \cos \omega t$ и $v = v_o \cos \omega t$ и после упрощений (20), получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора

$$\begin{aligned} -2m\omega^2 y_o + \alpha y_o - \delta v_o &= 0; \\ -\gamma v_o + \beta v_o &= 0, \end{aligned} \quad (21)$$

где y_o и v_o - амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (21), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга.

Определим собственную частоту ротора при свободной одной опоре при отсутствии реакции на ней по изгибной форме колебаний. В качестве примера рассмотрим стальной вал с тремя дисками (рис. 3), два из которых расположены на удалении от опор на расстоянии $L/4$ и один - посередине вала. Длина вала L составляет 0,5 м, внешний и внутренний диаметры вала равны 80 мм и 60 мм. Массы каждого диска (m_1, m_2, m_3) одинаковы и равны 11,3 кг, диаметр $D = 300$ мм и толщина $t = 20$ мм.

Прогиб вала под действием центробежных сил от неуравновешенных масс при равных массах дисков и симметричном их положении относительно опор представим в виде

$$U = U_o \sin(x\pi/L). \quad (22)$$

При устранении реакции на одной из опор вал будет перемещаться с ускорением, и в этом случае центробежные силы не будут больше изгибать вал и вал будет свободен от нагрузки. Устранение прогиба будет происходить по гармоническому закону

$$U = U_o \cos(\omega_o t), \quad (23)$$

где U_o - амплитуда колебаний вала; ω_o - собственная частота колебаний вала с дисками при свободной одной опоре.

При этом движение дисков относительно неподвижной точки на валу будет происходить в разных направлениях. Неподвижная точка на валу будет определяться исходя из равенства моментов сил, действующих на диски относительно неподвижной опоры с круговыми дорожками качения колец.

Уравнение прямой линии вала, в которую вал перейдет после устранения прогиба, представим в виде

$$Y = \frac{U^*}{b} x, \quad (24)$$

где U^* и b - поперечное перемещение ротора при изогнутой оси вала в точке, относительно которой будет происходить перемещение дисков, и ее координата.

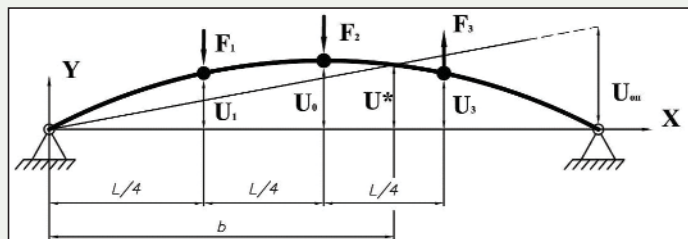


Рис. 3. Расчетная схема для определения неподвижной точки на валу

Силы, действующие на диски, будут равны

$$F = mU \cos(\pi/L). \quad (25)$$

Сумма моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры будет равна

$$m_1 \omega_c^2 \cdot (0,707U_0 - U^*L/4b) \cdot L/4 + m_2 \omega_c^2 \cdot (U_0 - U^*L/2b) \cdot L/2 - m_3 \omega_c^2 \cdot (U^*3L/4b - 0,707U_0) \cdot 3L/4 = 0 \quad (26)$$

Условие (26) выполняется при значении $b = 0,648L$.

Как видно (рис. 3), при устранении прогиба вала крайняя точка вала будет совершать поперечное перемещение в соответствии с (24), и на эту величину овал должен быть больше.

При критической частоте вращения во втором и четвертом квадранте вал теряет устойчивость и происходит увеличение его прогиба при свободном перемещении дисков от статического и динамического дисбалансов, а также их собственного веса. Перемещения дисков при потере устойчивости вала определяется по тем же формулам, что и перемещения вала на опоре с овальным кольцом, так как соотношения δ/m самого диска и приходящегося на опору равны между собой. В этом случае максимальное значение поперечного перемещения конца вала на опоре определится из выражения

$$\xi = \vartheta \cdot \sin(b\pi/L) \cdot \frac{L}{b}, \quad (27)$$

где ϑ - максимальный прогиб вала, равный максимальному Δ_{\max} (при посадке в т. В) или минимальному Δ_{\min} (при посадке в т. Е) параметру овала; L и b - пролет и координата неподвижной точки на валу от опоры с круговыми кольцами.

При наличии одного диска выражение (27) принимает вид $\xi = \vartheta L/b$.

Для надежной реализации эффекта устранения критики ротора необходимо учесть увеличение параметра овала из-за выпрямления вала.

Для принятых исходных данных собственная частота колебаний вала с дисками на двух опорах составила $f_c = 291,4$ Гц, а критическая частота вращения вала - 315,6 Гц. Собственная частота колебаний вала при отсутствии одной опоры и задании массовых характеристик дисков точечными массами при отсутствии их осевого момента инерции составила 558,5 Гц. В этом случае посадка ротора на опору может происходить в т. Е, расположенной под углом к оси X (малая ось овала), равным $50,9^\circ$, и за время, которое центробежная сила от неуравновешенной массы ротора будет переме-

щаться от т. А до т. Е, вал полностью распрямится.

В случае несимметричного расположения дисков и разных их масс уравнение прогибов можно получить при моделировании прогиба вала ротора от центробежных сил при его вращении в программных комплексах Ansys или Patran при создании начального прогиба. Неподвижная точка будет определяться из условия равенства моментов всех сил относительно неподвижной опоры.

Для определения собственной частоты ротора при отсутствии реакции на одной из опор необходимо определить неподвижную точку на валу, относительно которой будут перемещаться диски, и перенести свободную опору в неподвижную точку на валу и определить собственную частоту при уменьшении пролета вала.

Кроме этого собственная частота колебаний ротора без одной опоры может быть определена экспериментально при вертикальном подвешивании ротора за один конец методом простукивания и фиксации частоты колебаний.

Выводы

Устранение резонанса при критической частоте вращения ротора возможно при создании овальности дорожки качения, определяемой по рассмотренной методике и при удалении центра масс ротора не более половины пролета вала от опоры с овальной дорожкой качения подшипника. При этом определенные параметры овальности отстраивают ротор только для одной критической частоты. **П**

Литература

1. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов/ Д.В. Хронин.- М.: Машиностроение, 1970. - 411 с.
2. Плоские колебания вращающихся роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах. Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Научно-технический конгресс по двигателестроению: сборник тезисов.- М., 2010. -С.117-120.
3. Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом взаимодействии роторов двухвалных турбореактивных двигателей// Двигатель. №3, 2010. - С.32-34.
4. Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах// Вестник двигателестроения. - Запорожье. - 2010. №2. - С.146-149.

Связь с автором: e-mail: nazarenkojb@rambler.ru

Новая книга В.А. Шерстянникова

В марте 2011 г. вышла из печати подготовленная нашей редакцией монография Валентина Алексеевича Шерстянникова, нашего постоянного автора, ветерана космонавтики России, учёного в области авиационных и ракетных двигателей, доктора технических наук, лауреата премии Н.Е. Жуковского, академика германской академии им. А. Гумбольдта.

Будучи высококвалифицированным специалистом по моделированию и натурной отработке динамических режимов ЖРД на огневых стендах и в составе ракет при ЛКИ, он на протяжении ряда лет работы в ЦИАМ им. П.И. Баранова, принимал активное участие и внёс существенный вклад в создание отечественных ЖРД для ракетных комплексов ОКБ С.П. Королева, В.Н. Челомея, П.Д. Грушина и др.

В 1960-1970 гг. возглавлял Межведомственные комиссии по наземной отработке и принятию в эксплуатацию двигателей и двигательных установок для ракет космического и оборонного назначения и для реализации международных космических программ "Союз-Аполлон" и "Союз-Салют-6". В 1980-е годы - замести-

тель начальника главного управления Министерства авиационной промышленности, член НТК отрасли по созданию космического корабля "Буран" для ракеты-носителя "Энергия", координировал работы, проводившиеся в ЦАГИ и ЦИАМ совместно с институтами АН СССР в рамках НИОКР по созданию новых магистральных пассажирских самолетов Ту-204 и Ил-96, член отраслевого бюро и руководитель рабочей группы по научно-техническому сотрудничеству стран - членов СЭВ в области создания авиационной техники. Он автор многих научных работ, включая три монографии и более 100 научных статей и докладов на международных аэрокосмических конгрессах, опубликованных в отечественных и зарубежных изданиях.

В книге описаны многих проблемы, которые имели место при создании отечественных ЖРД для ракетных комплексов ОКБ С.П. Королева, В.Н. Челомея, П.Д. Грушина и др, а также пути их решения, разработанные ЦИАМ совместно с ОКБ. Созданная ракетно-космическая техника обеспечила впервые в мире прорыв нашей страны в космическое пространство и повышение обороноспособности страны.

Книга предназначена для специалистов в области ЖРД и читателей, интересующихся историей создания ракетно-космической техники.

Книга издана на средства автора при поддержке редакции журнала "Двигатель".

Распространяется нашей редакцией. **П**

