УДК 621.452.322

# ПОВЕДЕНИЕ РОТОРОВ НА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ ПРИ ОВАЛИЗАЦИИ ДОРОЖКИ КАЧЕНИЯ РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА

**Юрий Борисович Назаренко,** ведущий конструктор ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют", к.т.н.

***Рассматривается возможность предотвращения потери устойчивости ротора газотурбинного двигателя при критической частоте его вращения с помощью овализации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре.***

***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.***

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

**Введение**

Отстройка роторов на резонансных режимах осуществляется, как правило, путём выведения критических частот вращения из рабочего диапазона работы двигателя, а также погашением колебаний упруго-демпферными опорами.

В работе [1] предлагается новый подход к решению этой проблемы - устранение резонанса роторов по изгибной форме колебаний на критических частотах вращения с помощью овализации дорожки качения одного из колец роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре.

Сущность способа заключается в том, что при овальных дорожках качения кольца подшипника круговое перемещение вектора центробежной силы от неуравновешенной массы ротора в зонах кольца подшипника, где радиус-вектор его контура 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 при свободной одной опоре, приведет к тому, что прогиб вала устранится, и это явление будет предотвращать потерю устойчивости ротора при критической частоте.

Устранение прогиба вала будет происходить в двух четвертях оборота вала, где радиус-вектор контура кольца возрастает.

В данной работе определение радиального перемещения вала ротора на опоре с овальной дорожкой качения предлагается рассматривать не по усредненным весовым характеристикам ротора [1], а с учетом реального расположения дисков на валу, что повышает точность расчета радиального перемещения вала на опоре и определения параметров овала при полном устранении резонанса ротора.

**Радиальное перемещение вала ротора на опоре при вертикальном расположение овальной дорожки качения**

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. При равенстве собственной частоты колебаний критической частоте вращения ротора полное устранение прогиба будет происходить в т. В. Этот случай соответствует наличию одного диска на валу, расположенного в середине пролета.

В действительности собственная частота колебаний ротора будет отличаться от критической частоты вращения. В [1] была определена собственная частота изгибных колебаний при отсутствии реакции на одной опоре. При этом собственная частота колебаний ротора была выше критической частоты вращения. В этом случае устранение прогиба вала будет реализовываться раньше четверти оборота вращения, т.е. до подхода к т. В (рис. 1).

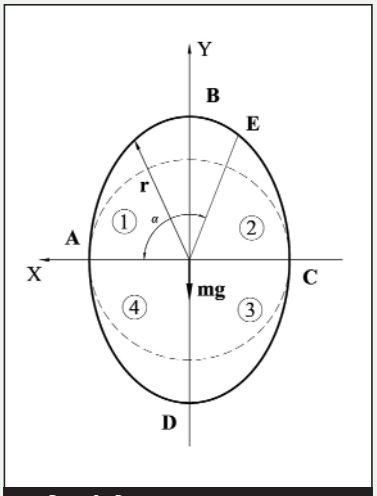


*Рис. 1. Вертикальная овальная дорожка качения кольца подшипника*

Однако в этом случае при распрямлении вала будет происходить перемещение конца вала на опоре с овальной дорожкой качения, что потребует дополнительного увеличение овала кольца.

При параметре овала кольца, определенного только при условии перемещения конца вала ротора под действием центробежной силы от неуравновешенной массы ротора необходимого для устранения реакции опоры, т.е. без дополнительного его увеличения для распрямления вала, устранение прогиба вала будет реализовываться по собственной частоте ротора, расположенного на двух опорах. Виртуальное перемещение конца вала в этом случае будет предотвращено возникающей реакцией опоры.

Собственная частота колебаний вращающего ротора на двух опорах была определена в [2] и она ниже критической частоты вращения. В этом случае посадка вала ротора на опору и возникновение реакции на ней будет в т. Е, и угол посадки ротора может определяться из условия

$$\alpha = \beta\,(\pi/2), \qquad (1)$$

где $\beta$ - параметр, определяющий посадку ротора в т. Е, при условии полного устранения прогиба вала, $\beta = f_к/f_c$; $f_к$ - критическая частота вращения ротора, при которой он теряет устойчивость; $f_c$ - собственная частота колебаний ротора на двух опорах.

Уравнение контура кольца овальной формы опишем тригонометрической функцией

$$R = R_o + \Delta\sin(\omega t), \qquad (2)$$

где $R_o$ - радиус кольца подшипника по малой оси овала; $\Delta$ - амплитуда (максимальное значение) отклонения контура кольца на большой оси овала относительно малой оси; $\omega$ - круговая скорость вращения ротора.

Под действием центробежной силы от неуравновешенной массы ротора (статический дисбаланс) при отсутствии реакции на опоре вал будет перемещаться в радиальном направлении и совершать колебательное движение относительно неподвижной опоры с круговым кольцом.

Круговое ускорение в этом случае будет определяться из выражения

$$M = \varepsilon \cdot \sum_{i=1}^{i=n} J_i\,, \qquad (3)$$

где $M$ - момент вращения от действия центробежной силы от

статического дисбаланса ротора, $M = \delta_o\, \omega^2 \cdot x_\delta$ ; $\delta_o$ - статический дисбаланс ротора, равный сумме дисбалансов на левой $\delta_1$ и правой опоре $\delta_2$, $\delta_o = \delta_1 + \delta_2$; $x_\delta$ - координата точки приложения дисбаланса ротора относительно неподвижной опоры, $x_\delta = \delta_2 L/(\delta_1 + \delta_2)$; $J_i$ - момент инерции каждого диска ротора относительно неподвижной опоры, $J_i = m_i x_i^2$; $m_i$ и $x_i$ - масса и координата диска относительно неподвижной опоры; $L$ - пролет ротора.

Из выражения (3) определяем угловое ускорение ротора при его вращении относительной неподвижной опоры

$$\varepsilon = \frac{\delta_o\, \omega^2\, x_\delta}{J_o}\ , \qquad (4)$$

где $J_o$ - суммарный момент инерции ротора при его вращении относительно неподвижной опоры,

$$J_o = \sum_{i=1}^{i=n} m_i x_i^2\ .$$

При посадке вала ротора в т. Е его радиальное перемещение на опоре от действия статического дисбаланса составит

$$\Delta = \int_0^{T\beta/4} \varepsilon L t\, dt = \frac{\delta_o\, x_\delta\, L\, \beta^2}{J_o} \cdot \frac{\pi^2}{8}\ , \qquad (5)$$

где $\Delta$ - параметр овализации, $\Delta = (D_{max} - D_{min})/2$; $T{\cdot}\beta/4 = \pi{\cdot}\beta/2\omega$.

Радиальное перемещение конца вала ротора на опоре с овальной дорожкой качения от статического дисбаланса (5) приведет к увеличению дисбаланса ротора. Угловое ускорение ротора при его вращении относительно неподвижной опоры от динамического дисбаланса дисков с массой $m_i$ будет равно

$$\varepsilon' = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i \Delta_i x_i\, \omega^2}{J_o} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i \delta_o\, x_\delta\, x_i^2\, \omega^4}{J_o^2} \cdot \frac{t^2}{2}. \qquad (6)$$

Перемещение вала ротора на опоре от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса в интервале времени от $t = 0$ до $t_2 = T{\cdot}\beta/4$ составит

$$\Delta' = \int_0^{T\beta/4} \varepsilon' {\cdot} L t\, dt = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{m_i \delta_o\, x_\delta\, x_i^2\, L\, \beta^4}{J_o^2} \cdot \frac{\pi^4}{128}\ . \qquad (7)$$

Угловое ускорение ротора при его вращении относительно неподвижной опоры от собственного веса дисков будет равно

$$\varepsilon'' = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\pm m_i g \cdot \sin(\omega t) \cdot x_i}{J_o}. \qquad (8)$$

Перемещение вала ротора на опоре с учетом его собственного веса определится из условия

$$\Delta'' = \int_0^{T\beta/4} \varepsilon'' {\cdot} L t\, dt = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\pm m_i g\, x_i\, L}{J_o} \cdot \frac{-(\frac{\pi\beta}{2}) \cos\frac{\pi\beta}{2} + \sin\frac{\pi\beta}{2}}{\omega^2}. \qquad (9)$$

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

Перемещение ротора в т. Е определим как сумму перемещений от статического (5) и динамического дисбаланса (7), а также собственного веса (9).

Принимая уравнение овального контура кольца подшипника в виде (2) и раскладывая в ряд Тейлора синус угла $\alpha$ при небольшой величине углового смещения от т. В до т. Е и пренебрегая членами более высокого порядка малости, определим минимальное значение овала при посадке вала в т. Е, когда вал ротора полностью распрямится

$$\Delta = \frac{\dfrac{1{,}234 \cdot \delta \cdot L^2 \cdot \beta^2}{J_o} + \dfrac{0{,}761 \cdot \delta \cdot L^2 \cdot \beta^4}{J_o} \pm \sum\limits_{i=1}^{i=n} \dfrac{m_i \cdot g \cdot x_i \cdot L \cdot \rho}{J_o \omega^2}}{1 - 1{,}234(\beta - 1)^2}\ , \qquad (10)$$

где $\delta$ - дисбаланс ротора на опоре с овальной дорожкой качения, $\delta = \delta_o{\cdot}x_\delta/L$; $\rho$ - коэффициент, равный 1 при $\beta = 1$; $\rho = 1{,}534$ при $\beta = 1{,}2$ и $\rho = 2{,}102$ при $\beta = 1{,}4$.

**Радиальное перемещение вала ротора на опоре при горизонтальном расположении овальной дорожки качения**

При расположении овала в горизонтальном положении (рис. 2) перемещение вала от центробежных сил в радиальном направлении при перемещении его вектора от т. А до т. Е будет таким, как и при вертикальном положении овала.

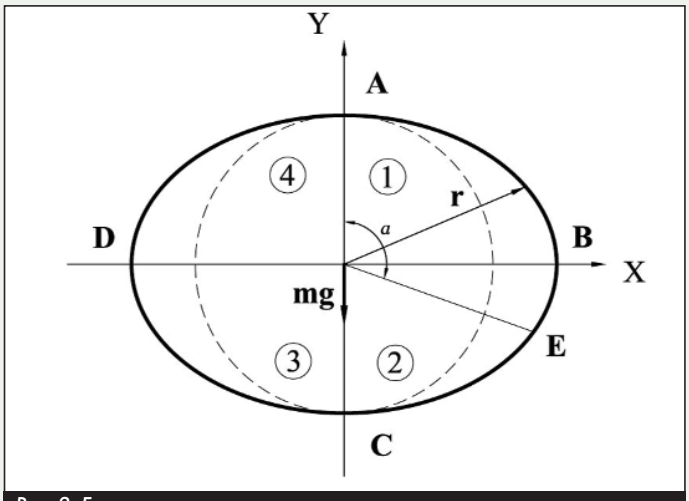


*Рис. 2. Горизонтальная овальная дорожка качения кольца подшипника*

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

$$\Delta'' = \int_0^{T\beta/4} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\pm m_i g\, x_i \cdot \cos(\omega t)}{J_o} \cdot L \cdot t\, dt = \qquad (11)$$

$$= \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\pm m_i g \cdot x_i L}{J_o} \cdot \frac{(\frac{\pi\beta}{2} \sin\frac{\pi\beta}{2} + \cos\frac{\pi\beta}{2}) - 1}{\omega^2}\ .$$

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

При горизонтальном расположении овала минимальное значение овала при посадке в т. Е, когда вал ротора полностью распрямится определим из выражения (10), только при значении коэффициента $\rho$ равного 0,571 при $\beta = 1$; $\rho = 0{,}484$ при $\beta = 1{,}2$ и $\rho = 0{,}191$ при $\beta = 1{,}4$.

При определении параметра $\rho$ возможна линейная экстраполяция между значениями параметра $\beta = 1$ и $\beta = 1{,}2$, а также между $\beta = 1{,}2$ и $\beta = 1{,}4$. Это применимо и при определении минимального значения овала при его вертикальном расположении.

**Выводы**

Параметры овала определенные по данной методике устанавливают минимальное его значение, при котором произойдет полное устранение прогиба вала и потери устойчивости ротора.

Максимальное значение параметра овала $\Delta_{max}$, при котором также реализуется способ устранения резонанса определяется при большем значении параметра $\beta$ чем при посадке в т. Е, но не более величины 1,4.

**Литература**

1. Назаренко Ю.Б., Потапов А.Ю. Способ устранения резонанса ротора турбореактивного двигателя при критической частоте его вращения с помощью овализации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника// Двигатель, №1, 2012. - С.26-29.

2. Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах//Вестник двигателестроения. - Запорожье. - №2, 2010. - С.146-149.

**Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru**