

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА УПЛОТНЕНИЙ С ПОДПРУЖИНЕННЫМИ ПОЛУПОДВИЖНЫМИ КОЛЬЦАМИ

© 2006 А.В. Иванов

Конструкторское бюро химавтоматики, г. Воронеж

В представленной методике расчета уплотнений с полуподвижными кольцами рассмотрен фактор вовлечения кольца во вращение.

В насосах и турбинах турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей наиболее часто используются уплотнения с гарантированным зазором, которые можно разделить на неподвижные и самоустанавливающиеся. В неподвижном уплотнении уплотнительный элемент жестко закреплен в корпусе. К неподвижным уплотнениям с гарантированным зазором в первую очередь относятся щелевые уплотнения с неподвижной втулкой и лабиринтные уплотнения. В самоустанавливающемся уплотнении уплотнительный элемент корпуса выполнен в виде подвижного в радиальном направлении кольца, которое опирается своим торцом о торец корпуса. Такие уплотнения еще называют уплотнениями с плавающими и полуподвижными кольцами. Уплотнения с плавающими кольцами в процессе работы самоустанавливаются относительно уплотнительной поверхности ротора, отслеживая все смещения ротора. Уплотнения турбонасосных агрегатов, как правило, работают при высоких перепадах давлений, в результате чего на плавающее кольцо действует повышенная сила прижатия к торцу корпуса, не позволяющая ему самоустанавливаться при прецессии оси уплотнительной поверхности ротора. Такие уплотнения относятся к типу полуподвижных уплотнений. В полуподвижных уплотнениях кольцо самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора, компенсируя смещения оси и прогибы ротора, но при этом не компенсируются монтажные биения уплотнительной поверхности ротора и ее биения, связанные с прецессией ротора при работе.

Необходимо сказать, что одной из наиболее важных проблем, возникающих при использовании уплотнений с полуподвижными кольцами, является проблема обеспечения работоспособности данного типа уп-

лотнений на переходных режимах, в том числе на запуске и останове. Работоспособность уплотнений с полуподвижными кольцами на переходных режимах определяется тремя основными факторами:

- обкатыванием полуподвижного кольца ротором;
- угловыми колебаниями полуподвижного кольца;
- вовлечением полуподвижного кольца во вращение ротором.

Первые два фактора достаточно подробно рассмотрены в работах [1, 2]. Настоящая работа посвящена рассмотрению третьего фактора – вовлечению полуподвижного кольца во вращение.

При изменении режима работы турбонасосного агрегата центрирующая сила в уплотнении изменяется в результате изменения перепада давления на уплотнении, а также величины зазора в нем. Кроме того, в полуподвижном уплотнении изменяется и сила прижатия кольца к торцу. В связи с этим в процессе запуска и выключения двигателя при низких перепадах давлений на уплотнении возможен контакт уплотнительных поверхностей кольца и ротора, приводящий к вовлечению полуподвижного кольца во вращение. Вращение кольца может приводить к выработкам, надирам и затираниям элементов уплотнения, что ведет к падению экономичности насосов. При работе насоса на жидком кислороде необходимо выделить проблему обеспечения стойкости конструкции к возгоранию. Одной из наиболее частых причин возгорания является ненормальная работа уплотнений – касание вращающихся элементов о неподвижные, приводящее к надирам, выработкам, износам и фреттингу элементов уплотнений. Это также может быть связано с вовлечением во

вращение полуподвижного кольца ротором, то есть вращением кольца в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора.

На рис. 1 приведена схема взаимного расположения осей летательного аппарата и турбонасосного агрегата в полете, направления действия ускорений летательного аппарата (а) и ускорения свободного падения (g).

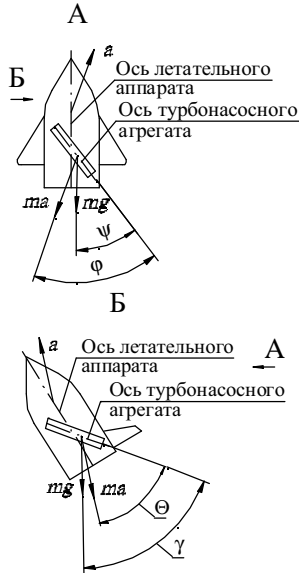


Рис. 1. Схема взаимного расположения осей ТНА и летательного аппарата в полете

Введем обозначения:

$$a_y = a \cdot \sin \varphi \cdot \sin \Theta + g \cdot \sin \psi \cdot \sin \gamma;$$

$$a_x = a \cdot \cos \varphi \cdot \cos \Theta + g \cdot \cos \psi \cdot \cos \gamma,$$

где a – ускорение летательного аппарата;

g – ускорение силы тяжести;

φ – угол между осью ротора агрегата и направлением действия ускорения летательного аппарата в плоскости А (см. рис. 1);

ψ – угол между осью ротора агрегата и направлением действия ускорения силы тяжести в плоскости А;

Θ – угол между осью ротора агрегата и направлением действия ускорения летательного аппарата в плоскости Б;

γ – угол между осью ротора агрегата и направлением действия ускорения силы тяжести в плоскости Б.

Схема сил, действующих в уплотнении с полуподвижным кольцом, при вовлечении кольца во вращение приведена на рис. 2.

Условие отсутствия вовлечения кольца во вращение можно записать следующим образом:

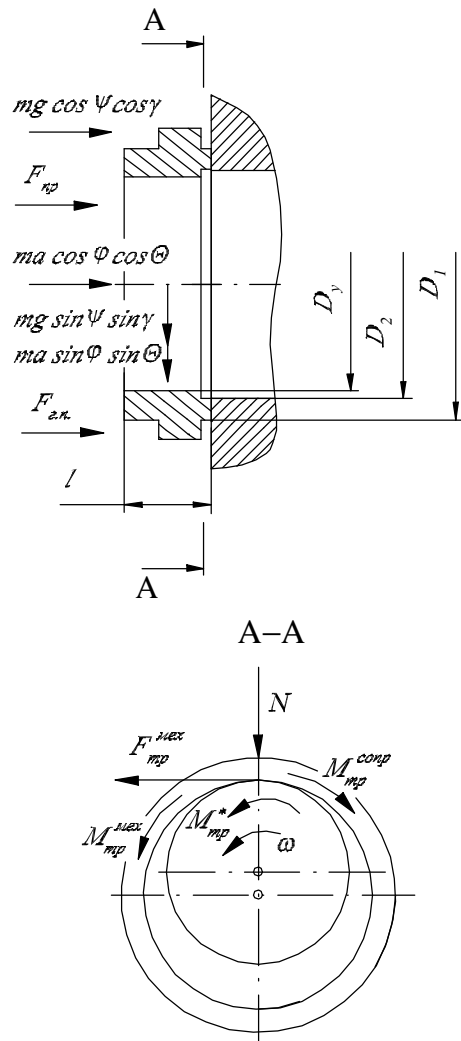


Рис. 2. Схема сил, действующих на полуподвижное кольцо, при его вовлечении во вращение

$$M_{тр}^{сопр} > M_{тр}^* + M_{тр}^{мех}, \quad (1)$$

где $M_{тр}^{сопр}$ – момент сил трения по торцу кольца, препятствующий вращению кольца;

$M_{тр}^*$ – момент гидравлического трения в уплотнительной щели;

$M_{тр}^{мех}$ – момент трения, возникающий при механическом контакте ротора с полуподвижным кольцом.

С учетом сил, действующих в уплотнении, запишем уравнения для вышеприведенных моментов. Зависимость для определения момента сил трения по торцу кольца выглядит следующим образом:

$$M_{тр}^{сопр} = F_{тр} \cdot \frac{D_1 + D_2}{2}, \quad (2)$$

где $F_{тр}$ – сила трения по торцу кольца;

D_1 – наружный диаметр контактного торца полуподвижного кольца;

D_2 – внутренний диаметр контактного торца полуподвижного кольца.

Силу трения по торцу кольца можно определить следующим образом:

$$F_{mp} = f \cdot (F_{z.n.} + F_{np} + m \cdot a_y \pm m \cdot a_x) \quad (3)$$

где f – коэффициент трения по торцу между полуподвижным кольцом и ротором;

F_{np} – сила осевой пружины;

$F_{z.n.}$ – сила гидравлического прижатия торца полуподвижного кольца к корпусу, вызванная действием перепада давления на уплотнении;

m – масса полуподвижного кольца.

Знак «+» в третьем слагаемом в скобках означает, что проекция ускорения на ось, совпадающую с осью кольца, действует в направлении рабочего торца, знак «-» – в направлении, противоположном по отношению к рабочему торцу.

Силу гидравлического прижатия торца полуподвижного кольца к корпусу можно определить по следующей зависимости:

$$F_{z.n.} = \frac{\pi}{8} \cdot (D_1^2 + D_2^2 - 2 \cdot D_y^2) \cdot \Delta p,$$

где D_y – диаметр уплотнительной поверхности, образующей радиальную уплотнительную щель;

Δp – перепад давления на уплотнении.

Момент гидравлического трения в уплотнительной щели определяется следующим уравнением [3]:

$$M_{mp}^* = c_f \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot \left(\frac{D_y}{2} \right)^4 \cdot \omega^2, \quad (4)$$

где $c_f = 0,25 \cdot \lambda_x$ – коэффициент гидравлического трения в уплотнительной щели;

$\lambda_f = \bar{c} \cdot Re_x^{-\bar{n}}$ – коэффициент сопротивления трения осевого течения в кольцевом зазоре;

$\bar{c} = 16$, $\bar{n} = 1$ – коэффициенты для ламинарного режима течения;

$\bar{c} = 0,076$, $\bar{n} = 0,24$ – коэффициенты для турбулентного режима течения;

$\bar{c} = 0,008$, $\bar{n} = 0$ – коэффициенты для автомодельного режима течения;

$$Re_x = \frac{2 \cdot \rho \cdot \delta \cdot D_y \cdot \omega}{2 \cdot \mu} \quad \text{– число Рейнольдса};$$

ρ – плотность рабочего тела;

δ – радиальный зазор в уплотнении;

ω – частота вращения ротора;

μ – коэффициент динамической вязкости рабочего тела;

l – осевая длина полуподвижного кольца.

Момент трения, возникающий при механическом контакте ротора с полуподвижным кольцом, можно определить следующим образом:

$$M_{mp}^{mex} = F_{mp}^{mex} \cdot \frac{D_y}{2}, \quad (5)$$

где $F_{mp}^{mex} = f_l \cdot N$ – сила трения между кольцом и ротором, возникающая при их механическом контакте, в случае отсутствия проскальзывания в точке контакта между кольцом и ротором;

f_l – коэффициент трения между кольцом и ротором;

$$N = m \cdot a_y + f \cdot (F_{z.n.} + F_{np} + m \cdot a_y \pm m \cdot a_x) - F$$

– усилие прижатия кольца к ротору,

F – гидравлическая центрирующая сила.

С учетом введенных соотношений (2), (4), (5) из уравнения (1) получим:

$$\begin{aligned} & \frac{D_1 + D_2}{2} \cdot f \cdot (F_{z.n.} + F_{np} + m \cdot a_y \pm m \cdot a_x) > c_f \times \\ & 2 \\ & \times \pi \cdot \rho \cdot l \cdot \left(\frac{D_y}{2} \right)^4 \cdot \omega^2 + \frac{D_y}{2} \cdot f_l \times \\ & \times (m \cdot a_y + f \cdot (F_{z.n.} + F_{np} + m \cdot a_y \pm m \cdot a_x) - F). \end{aligned} \quad (6)$$

Из уравнения (6) получим выражение для определения усилия осевой пружины необходимого для исключения вовлечения во вращение полуподвижного кольца:

$$\begin{aligned} F_{np} & > \frac{c_f \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot D_y^4 \cdot \omega^2}{8 \cdot (f \cdot (D_1 + D_2) - f \cdot f_l \cdot D_y)} + \\ & + m \cdot a_y \cdot \left(\frac{f_l \cdot D_y}{f \cdot (D_1 + D_2) - f \cdot f_l \cdot D_y} - 1 \right) - \\ & - F_{z.n.} - (\pm m \cdot a_x) - \frac{D_y \cdot f_l}{f \cdot (D_1 + D_2)} \cdot F. \end{aligned} \quad (7)$$

В начальный момент работы турбонасосного агрегата – при запуске, момент гидравлического трения в уплотнительной щели, гидравлическая центрирующая сила и гидравлическая сила прижатия полуподвижного кольца к корпусу малы, в этом случае минимальное усилие осевой пружины долж-

но удовлетворять следующему условию, полученному из соотношения (7):

$$F_{np}^{min} > m \cdot a_y \cdot \left(\frac{f_1 \cdot D_y}{f \cdot (D_1 + D_2) - f \cdot f_1 \cdot D_y} - 1 \right) - (\pm m \cdot a_x).$$

Наиболее опасным с точки зрения возникновения режима вовлечения полуподвижного кольца во вращение ротором является случай расположения оси ротора агрегата перпендикулярно направлению действия силы веса кольца ($\varphi = \Theta = \psi = \gamma = 90^\circ$). В земных условиях это соответствует случаю горизонтального положения ротора. В этом случае выражение для определения минимального усилия пружины примет вид:

$$F_{np}^{min} > m \cdot (a + g) \cdot \left(\frac{f_1 \cdot D_y}{f \cdot (D_1 + D_2) - f \cdot f_1 \cdot D_y} - 1 \right).$$

Введем безразмерный коэффициент A – отношение минимального усилия пружины к силе веса кольца:

$$A = \frac{F_{np}^{min}}{m \cdot (a + g)}.$$

Безразмерный коэффициент A в наиболее общем виде, независимо от ускорения, действующего на кольцо, и массы полуподвижного кольца характеризует область усилий пружин, при которых невозможно вовлечение полуподвижного кольца во вращение ротором. В этом случае условие отсутствия вовлечения во вращение выглядит следующим образом:

$$A > \frac{f_1 \cdot D_y}{f \cdot (D_1 + D_2) - f \cdot f_1 \cdot D_y} - 1 \quad (8)$$

Разделим числитель и знаменатель уравнения (8) на D_y . В результате получим:

$$A > \frac{f_1}{f \cdot k_1 - f \cdot f_1} - 1, \quad (9)$$

где $k_1 = \frac{D_1 + D_2}{D_y}$ – коэффициент, характеризующий геометрические размеры уплотнительного кольца, значения коэффициента k_1 находятся в диапазоне от 2,1 до 2,4.

Схема сил, действующих в уплотнении с полуподвижным кольцом, при возникно-

вании обкатывания приведена на рис. 3.

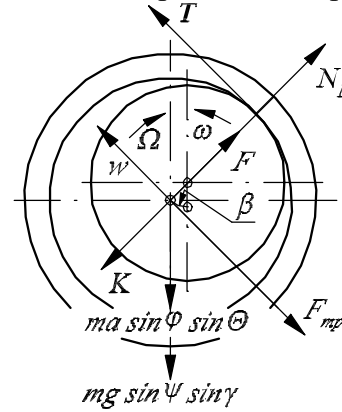


Рис. 3. Схема обкатывания полуподвижного кольца

На рис. 3 приведены следующие обозначения:

$w = \omega \cdot r$ – скорость полуподвижного кольца в плоскопараллельном движении в случае отсутствия проскальзывания в зоне контакта с ротором;

r – радиус уплотнительной поверхности ротора;

$\Omega = \frac{2 \cdot w}{\delta}$ – угловая скорость центра полуподвижного кольца;

δ – диаметральный уплотнительный зазор;

$T = f_1 \cdot N$ – реакция силы трения по радиальной уплотнительной поверхности;

$K = m \cdot \Omega^2 \cdot \frac{\delta}{2}$ – сила инерции, вызывающая появление силы нормального давления;

вающая появление силы нормального давления;

N_1 – сила нормального давления;

β – угловая координата центра кольца относительно центра вала;

F – гидравлическая центрирующая сила;

$F_{тр}$ – сила трения по торцу кольца, она определяется по уравнению (3).

Так как радиус уплотнительной поверхности существенно больше уплотнительного зазора (десятки-сотни миллиметров против десятых-сотых долей миллиметра), можно утверждать, что угловая скорость Ω превышает угловую скорость ротора ω в сотни раз. Следовательно, велика и сила инерции K , вызывающая появление большой силы нормального давления N_1 и,

как следствие, силы трения T , приводящей к возникновению режима обкатывания. Помимо этого сила давления N_I вследствие значительной величины может вызывать повреждение уплотнительных поверхностей.

Решая уравнения движения кольца при возникновении обкатывания, получим условие для выбора усилия осевой пружины, необходимого для обеспечения отсутствия обкатывания:

$$F_{np} \geq 2 \cdot m \cdot \left(a_y \cdot \left(\frac{2 \cdot f_1 \cdot (2 \cdot f_1^2 - 1)}{f \cdot (4 \cdot f_1^2 - 1)} - 1 \right) - (\pm a_x) \right) - F_{zn}.$$

Знак “+” перед a_x означает, что проекция ускорения на ось, совпадающую с осью кольца, действует в направлении рабочего торца, знак “-” – в направлении, противоположном по отношению к рабочему торцу. Более подробно вывод этого соотношения приведен в [1].

Так как выражение для определения усилия пружины получено из условия отсутствия гидродинамических сил в уплотнительном зазоре, считаем, что отсутствует и гидравлическая сила прижатия кольца. В этом случае

$$F_{np} \geq 2 \cdot m \cdot \left(a_y \cdot \left(\frac{2 \cdot f_1 \cdot (2 \cdot f_1^2 - 1)}{f \cdot (4 \cdot f_1^2 - 1)} - 1 \right) - (\pm a_x) \right).$$

Наиболее опасным с точки зрения возникновения режима обкатывания является случай расположения оси ротора агрегата перпендикулярно направлению действия силы веса кольца ($\varphi = \Theta = \psi = \gamma = 90^\circ$). В земных условиях это соответствует случаю горизонтального положения ротора. В этом случае получим:

$$F_{np} \geq 2 \cdot m \cdot (a + g) \cdot \left(\frac{2 \cdot f_1 \cdot (2 \cdot f_1^2 - 1)}{f \cdot (4 \cdot f_1^2 - 1)} - 1 \right).$$

Величину относительного усилия пружины – отношение усилия пружины к силе веса кольца обозначим $J = \frac{F_{np}}{m \cdot (a + g)}$.

Безразмерный коэффициент J в наиболее общем виде независимо от ускорения, действующего на кольцо, и массы кольца

характеризует область усилий пружин, при которых невозможно обкатывание. В этом случае обкатывание отсутствует при

$$J \geq \frac{4 \cdot f_1 \cdot (2 \cdot f_1^2 - 1)}{f \cdot (4 \cdot f_1^2 - 1)} - 2. \quad (10)$$

Из условий (9) и (10) можно сделать вывод о том, что коэффициент трения между кольцом и ротором оказывает существенное влияние на работоспособность узла уплотнения. Поэтому необходимо стремиться к уменьшению коэффициента трения между деталями ротора и статора. Однако этот способ нельзя считать надежным из-за того, что на коэффициент трения влияет множество факторов, в том числе и трудно учитываемых, а шероховатость, оказывающая определяющее значение на коэффициент трения, может увеличиваться при изнашивании уплотнительных поверхностей.

Зависимость минимально необходимых для отсутствия режимов вовлечения во вращения и обкатывания коэффициентов A и J от коэффициента трения кольца о ротор f_1 при различных коэффициентах трения по торцу кольца f в случае расположении оси ротора турбонасосного агрегата перпендикулярно направлению действия силы веса кольца приведена на рис. 4.

На основании вышеизложенного можно утверждать, что добиться надежной работы уплотнений с самоустанавливающимися кольцами, в том числе и в кислороде, можно за счет прижатия торцевой уплотнительной поверхности полуподвижного кольца к корпусу усилием, удовлетворяющим условиям (9) и (10), даже при высоком коэффициенте трения кольца о ротор ($f_1 > 0,8$), что обеспечивает надежную работу агрегата.

Из рис. 4 видно, что в рассмотренном диапазоне коэффициентов трения по торцу кольца $0,05 \leq f \leq 0,25$, при коэффициенте трения кольца о ротор $f_1 < 1,5$ усилие пружины определяется коэффициентом J , при $f_1 > 1,5$ – коэффициентом A . С ростом коэффициента трения по торцу кольца наблюдается тенденция к снижению влияния коэффициента J на выбор усилия пружины.

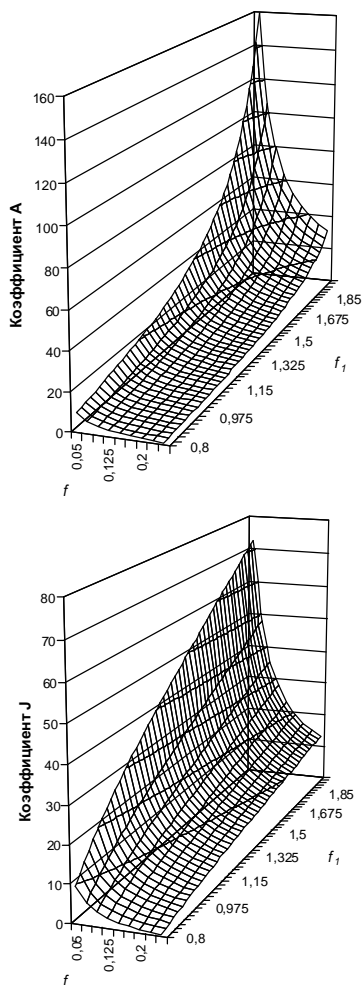


Рис. 4. Зависимость коэффициентов A и J от коэффициентов трения по торцу кольца (f) и кольца о ротор (f_1)

Таким образом, за счет предварительного осевого поджатия торца полуподвижного кольца к корпусу за счет пружины можно добиться исключения вовлечения во вращение кольца ротором и обкатывания на всех режимах работы турбонасосного агрегата даже при высоких значениях коэффици-

циента трения кольца о ротор ($f_1 > 0,8$), что обеспечивает надежную работу агрегата. При коэффициенте трения кольца о ротор $f_1 < 1,5$ усилие пружины определяется из условия отсутствия обкатывания полуподвижного кольца, при $f_1 > 1,5$ – из условия отсутствия вовлечения полуподвижного кольца во вращение ротором. С ростом коэффициента трения по торцу кольца наблюдается тенденция к снижению влияния условия отсутствия обкатывания полуподвижного кольца на выбор усилия пружины.

Список литературы

1. Дмитренко А.И. Совершенствование уплотнений с полуподвижными кольцами для проточной части насосов ТНА ЖРД / А.И. Дмитренко, А.В. Иванов, А.Г. Кравченко // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики. – ИПФ "Воронеж", 2001. – С. 357 – 363.
2. Иванов А.В. Некоторые вопросы проектирования уплотнений с полуподвижными кольцами для насосов ТНА / А.В. Иванов // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе: труды I Международной научно-технической конференции "СИНТ'01". – Воронеж: ООО РИФ "Кварта", 2001. – С. 236 – 238.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

SOME FEATURES OF SEALS WITH SPRING PRELOADED SEMI-MOVABLE RINGS CALCULATION

© 2006 A.V. Ivanov

The seals with semi-movable rings are widely used in rocket engines pumps. One of abnormal function of this seals causes is – contact of rotor and stator elements. This occurs due to incorrect selection of seal clearance or because the rotor makes the ring to rotate – in equal and opposite direction of rotor and ring rotation. Use of the axial preload by spring in the semi-movable seal design is one of the ways to eliminate the semi-movable ring rotation in full range of turbopumps operation modes.