

10-я Международная научно-техническая конференция "ТЕРВИКОН-2002"  
Украина, Сумы, 10-13 сентября 2002 г.

## УПЛОТНЕНИЯ С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ: НОВЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ И КОНСТРУИРОВАНИЮ

### SEALS WITH FLOATING RINGS: A NEW APPROACH TO THE CALCULATION AND DESIGNING

**ГАФТ Яков Зиновьевич**, д.т.н., ген. директор,  
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия,

**ГРОМЫКО Борис Михайлович**, к.т.н., директор головного  
научно-исследовательского центра  
ОАО «НПО ЭНЕРГОМАШ им. акад. В.П. Глушко», г. Химки, Россия,

**МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович**, д.т.н., проф.,  
зав. каф. Общей механики и динамики машин,  
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

*Abstract. It is shown, that construction of the seal with so called 'half-movable' ring is more reliability and effective than traditional one. Method of seal with 'half-movable' rings calculation is given.*

#### Принцип работы и области применения уплотнений

Уплотнение с плавающим кольцом (рис.1) представляет собой комбинацию кольцевого дросселя  $B$  (бесконтактное щелевое уплотнение) и торцового контакта  $C$ , выполняющего роль механического торцового уплотнения. Дроссель  $B$  образован поверхностью вращающегося вала  $1$  и внутренней цилиндрической поверхностью плавающего кольца  $4$ . Предварительное поджатие кольца к опорной поверхности крышки  $2$  осуществляется упругими элементами (пружинами)  $5$ , расположенными во втулке  $6$ , закрепленной в корпусе  $7$ . Возможное вращение кольца вместе с валом предотвращается штифтами  $3$ . Штифты, пружины и втулка  $6$  не являются обязательными элементами конструкции.

За счет уплотняемого давления  $p_1$  на нагрузочной поверхности  $A_1$  создается осевая сила  $F_c$ , обеспечивающая необходимую плотность торцового контакта  $C$ . Радиальная гидродинамическая сила  $F_r$ , возникающая

в щелевом уплотнении  $B$  и пропорциональная эксцентриситету кольца относительно вала, способствует самоцентровке кольца, если по величине она превышает силу трения  $R_c \cong fF_c$  в торцовом контакте. Благодаря способности к самоцентровке плавающего кольца, радиальный зазор в кольцевом дросселе можно делать в несколько раз меньшим, чем в обычных щелевых уплотнениях, не опасаясь соприкосновений кольца с вращающимся валом и возможных задиров. Поскольку расход через кольцевой дроссель пропорционален кубу зазора (для ламинарного режима течения), уплотнения с плавающими кольцами способны обеспечить значительное снижение протечек по сравнению с обычными щелевыми уплотнениями.

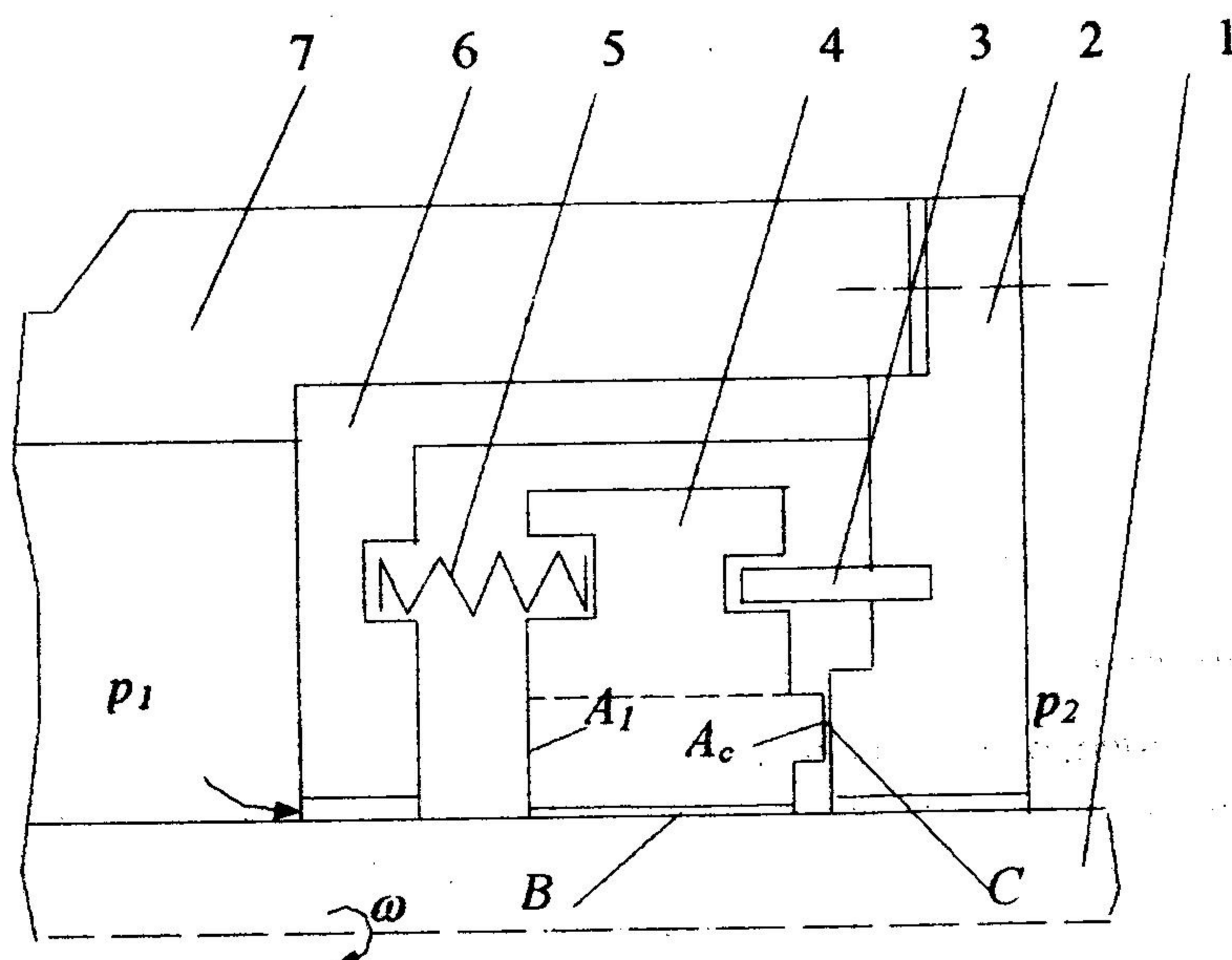


Рисунок 1 - Схема уплотнения с плавающим кольцом

Герметичность торцового стыка  $C$  зависит от отношения контактного давления  $p_c$  к уплотняемому давлению  $p_1$ . Контактное давление, в свою очередь, определяется коэффициентом нагруженности  $k = A_1/A_c$ . Конструкция уплотнения позволяет изменять этот коэффициент в широких пределах, удовлетворяя требования герметичности. Плавающее кольцо не вращается, поэтому потери мощности на трение в торцовом стыке на порядок меньше, чем в механических торцовых уплотнениях. Благодаря этому отпадает проблема отвода тепла от поверхностей контакта, а само уплотнение не имеет жестких ограничений по окружной скорости  $v = \omega r$  вала и по уплотняемому давлению  $p_1$ . Другими словами, фактор  $p_1 v$  для уплотнений с плавающими кольцами не является определяющим.

Из механизма работы уплотнения следует, что кольцо плавает, если выполняется условие самоцентровки, т.е.  $F_{r \max} > R_c$ . Однако, если это условие не выполняется и кольцо не плавает, то под действием соударений с

валом оно сравнительно легко занимает нейтральное положение, в котором обеспечивается безударная работа. Необходимо только, чтобы амплитуда поперечных колебаний вала не превышала величины радиального зазора. Во многих случаях такие *полуподвижные* кольца оказываются более эффективными, поскольку обладают повышенной статической и динамической устойчивостью [1].

Уплотнения с плавающими кольцами используются в насосах различного назначения, в турбонасосных агрегатах жидкостных ракетных двигателей, в стационарных и транспортных центробежных компрессорах, для уплотнения криогенных жидкостей и высокотемпературных сред, обладающих плохими смазывающими свойствами. Для уплотнения внутренних полостей высокооборотных центробежных машин такие уплотнения являются наиболее целесообразной альтернативой обычным щелевым или лабиринтным уплотнениям.

В сложных уплотнительных системах высоконапорных машин, в которых не допускаются неконтролируемые утечки перекачиваемой среды, плавающие кольца используются в качестве внутренних уплотнений, разделяющих полости с рабочей и буферной или запирающей средой. Примером могут служить концевые уплотнения питательных насосов и центробежных компрессоров высокого давления, системы уплотнения валов главных циркуляционных насосов атомных электростанций.

### Варианты условий работы и задачи расчета

В процессе работы на плавающее кольцо действуют гидродинамические силы и моменты, возникающие в щелевом уплотнении и изменяющиеся по величине и направлению из-за радиальных и угловых колебаний вращающегося вала. Дополнительный момент относительно центра кольца  $O_2$  создает сила трения  $R$  на торцевой контактной поверхности  $C$  (рис.2). Под действием этих сил и моментов плавающее кольцо может колебаться в своей плоскости (по осям  $\theta x$  и  $\theta y$ ), а также совершать угловые колебания вокруг этих осей. Угловые колебания сопровождаются некоторым смещением центра тяжести кольца в осевом направлении. Однако, амплитуды этих смещений в два раза меньше амплитуд торцевого зазора в стыке  $C$ , которые и при угловых колебаниях измеряются микрометрами. Поэтому в первом приближении осевые колебания можно не учитывать.

Таким образом, самоцентрирующееся плавающее кольцо можно рассматривать как колебательную систему с четырьмя степенями свободы, совершающую вынужденные колебания под действием кинематического возбуждения со стороны вала. Масса кольца, как правило, пренебрежимо мала по сравнению с массой ротора, поэтому обратное влияние колебаний кольца на вибрации ротора можно не учитывать.

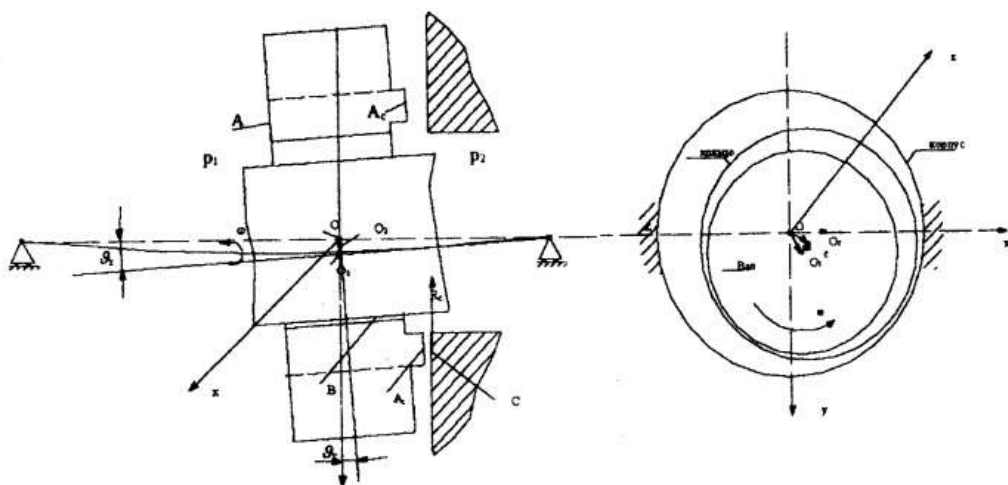


Рисунок 2 - Радиальные и угловые смещения плавающего кольца

Подробное решение задач оценки протечек, определения условий статической и динамической устойчивости, вычисления собственных частот и амплитуд вынужденных колебаний плавающих колец при условии жидкостного трения в торцовом зазоре дано в работе [2]. В ней показано, что работа такой классической конструкции сопровождается интенсивными радиальными и угловыми колебаниями. Угловые колебания приводят к образованию периодических, с частотой вращения вала, точечных контактов торцовых поверхностей. В случае круговой прецессии вала движение кольца имеет характер конической прецессии и пятно контакта описывает круговую траекторию. На пятнах контакта повышаются контактные напряжения, что приводит к фрикционным усталостным разрушениям торцовых поверхностей. Существуют различные конструктивные способы подавления угловых колебаний [2], однако они требуют существенного усложнения конструкции и одновременно снижают ее надежность.

Поведение плавающих колец определяется соотношением сил в кольцевом и торцовом дросселях. Характеристики торцового дросселя могут изменяться в зависимости от контактного давления  $p_c$ . Если контактное давление не превышает давления уплотняемой среды ( $p_c \leq p_1$ ), то на торцовой поверхности обеспечивается жидкостный режим трения (рис.3,а). В противном случае режим трения становится граничным и может приближаться к режиму сухого трения (рис.3,б). В этом случае, если выполняется условие самоцентрировки, колебания кольца становятся нелинейными. Наконец, если условие самоцентрировки не выполняется, кольцо теряет радиальную под-

вижность, и возможны лишь угловые колебания (рис.3,с), когда суммарный момент, действующий на кольцо, раскрывает торцовый стык. На рис.3 обозначено:  $k_1$  – коэффициент изгибной жесткости вала;  $k_2, c_2$  – коэффициенты радиальной гидростатической жесткости и демпфирования щелевого уплотнения;  $q_2$  – коэффициент циркуляционной силы, т.е. составляющей радиальной гидродинамической силы, направленной перпендикулярно эксцентриситету  $e$ , показанному на рис.2;  $k_3, c_3$  – коэффициенты угловой жесткости и демпфирования в торцовом зазоре.

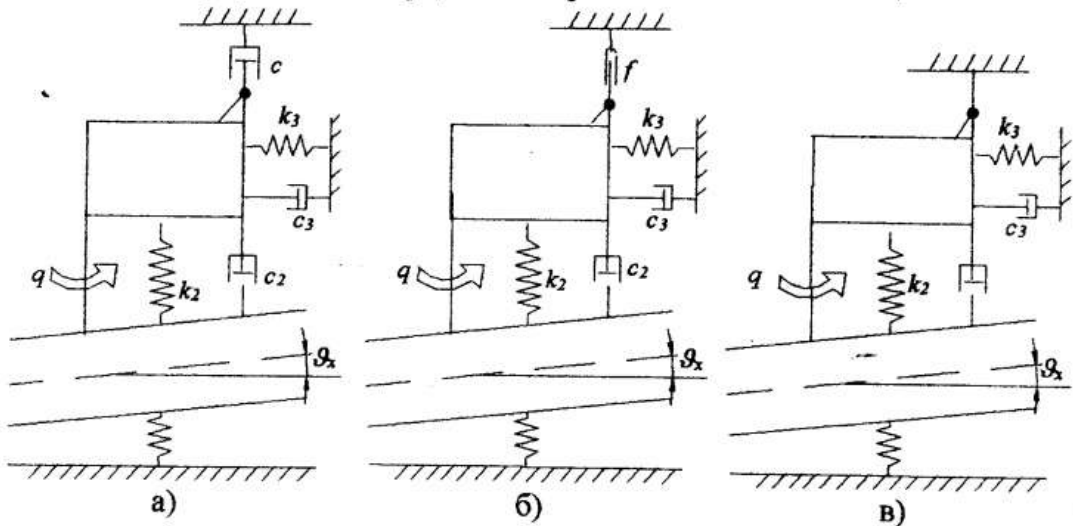


Рисунок 3 - Варианты условий работы плавающего кольца:

- а) жидкостное трение на торцовом стыке, б) сухое трение, в) полуподвижное кольцо

Последний вариант условий работы (полуподвижное кольцо) является наиболее простым с точки зрения теоретического анализа, так как кольцо имеет только две степени свободы. Соответствующим подбором параметров можно предотвратить угловые колебания. При этом плавающее кольцо работает как неподвижное щелевое уплотнение, а гидродинамические силы, возникающие в кольцевом зазоре, целиком передаются на ротор, определяя его вибрационное состояние. За счет правильного выбора формы зазора можно увеличить коэффициенты гидростатической жесткости  $k_2$  и демпфирования  $c_2$  и, тем самым, уменьшить амплитуды поперечных колебаний ротора. Таким образом, уплотнения с полуподвижными кольцами позволяют, при определенных условиях, исключить соударения вала и кольца даже при малых (меньше  $0,1$  мм) зазорах между ними.

В дальнейшем рассматриваются конструкции с полуподвижными кольцами (рис.3, с), поскольку такие конструкции могут обеспечить требуемую герметичность и повышенный ресурс уплотнения.

### Условия радиальной и угловой неподвижности колец

Рассмотрим условия неподвижности кольца для случая, когда угол наклона оси вала к оси опор равен нулю ( $\vartheta_1 = 0$ ) и нет соударений вала с кольцом, т.е. обеспечивается бесконтактная работа кольцевого дросселя. Радиальные и угловые смещения кольца происходят под действием гидродинамической силы и момента в кольцевом зазоре, а также под действием силы тяжести и ее момента относительно точки  $K$  (рис.4) возможного поворота кольца. На рис. 4 изображен наиболее неблагоприятный случай, когда гидродинамическая центрирующая сила  $F_r = F_y$  совпадает по направлению с силой тяжести  $mg$ . То же относится и к моментам этих сил  $M_x$  и  $mg l/2$  (в выражении момента силы тяжести не учитывается малая по сравнению с длиной кольца  $l$  высота кольцевого контактного бурта).

Из гидродинамических сил и моментов, действующих на уплотнительное кольцо со стороны жидкостного слоя в кольцевом зазоре, будем учитывать лишь гидростатические составляющие, пропорциональные дросселируемому перепаду давления. Гидродинамические компоненты на 3-4 порядка меньше гидростатических. С учетом сделанных замечаний полные выражения сил и моментов, приведенные в работе [3], для принятых направлений радиального смещения и угла наклона оси вала сводятся к виду (без учета малого коэффициента потерь на выходе из зазора:  $\chi_2 = 0$ )

$$F_y = k_p (\varphi_F e + 0,5l \varphi_{F\vartheta} \vartheta_x), \quad M_x = k_p \frac{l}{6} (\varphi_{Me} e + l \chi_1 \vartheta_x), \quad (1)$$

где

$$\varphi_F = \theta_0 + \frac{2}{2-n} \chi_1 (1+n-3n\theta_0), \quad \varphi_{F\vartheta} = 1+2\chi_1, \quad \varphi_{Me} = \varphi_F - \theta_0,$$

$$k_p = \frac{\pi l \Delta p}{2H}, \quad \theta_0 = \frac{\vartheta_0 l}{2H}, \quad \chi_1 = \frac{\zeta_{11}}{\zeta_{11} + \zeta_2}, \quad \zeta_2 = \frac{\lambda l}{2H}, \quad \lambda = \frac{C}{Re^n}, \quad Re = \frac{2\rho H w_0}{\mu},$$

$$w_0 \approx \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \zeta_2}}, \quad H = R - r, \quad \Delta p = p_1 - p_2,$$

$\zeta_{11} \approx 1,1$  - коэффициент местных гидравлических потерь на входе в зазор.

Постоянные  $n$  и  $C$  имеют следующие значения для различных режимов течения:

| Режим течения в зазоре                      | $n$  | $C$   |
|---------------------------------------------|------|-------|
| Ламинарный                                  | 1,0  | 96    |
| Турбулентный                                | 0,24 | 0,307 |
| Автомодельная область турбулентного течения | 0    | 0,04  |

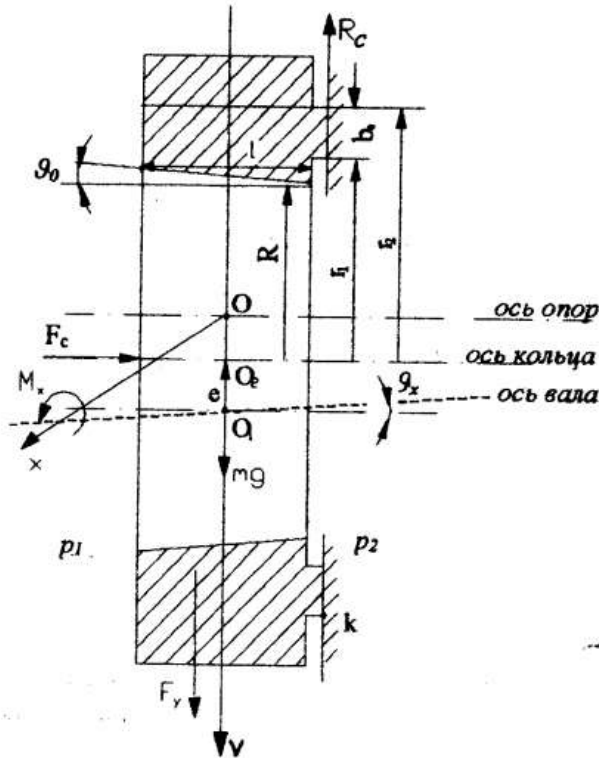


Рисунок 4 - Расчетная схема полуподвижного кольца

Силу и момент необходимо вычислять для максимально допустимых эксцентриситета  $e = e_* \approx (0,7 - 0,8)H$  и угла наклона оси вала  $0,51\vartheta_{x*} \approx 0,7(H - e_*)$ , при которых еще можно гарантировать бесконтактную работу щелевого уплотнения.

Условия радиальной и угловой неподвижности кольца принимают вид:

$$R_c > F_{y*} + mg, \quad F_c r_2 > M_{x*} + mgl/2. \quad (2)$$

Сила  $F_c$ , прижимающая кольцо к корпусу, и сила трения  $R_c$

$$F_c = p_1 A_c + \Delta p (A_1 - A_c) = \Delta p A_c \left( k + \frac{p_2}{\Delta p} \right), \quad R_c = f F_c, \quad (3)$$

где коэффициент нагрузки  $k = A_1/A_c$ ,  $A_1 = \pi(r_2^2 - r^2)$ ,  $A_c = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ ,  $f$  - коэффициент трения по торцовому стыку. Коэффициент трения лишь приближенно можно считать постоянной для данной пары трения величиной. В действительности он зависит от отношения уплотняемого давления к контактному давлению в торцовом стыке и несколько уменьшается с ростом этого отношения.

Условия неподвижности (2) с учетом выражений сил и моментов (1) и (3) можно привести к виду

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} > \frac{k_p}{fA_c \Delta p} \left\{ \left[ \theta_0 + \frac{2}{2-n} (1+n-3n\theta_0) \chi_1 \right] e + \frac{1}{2} (1+2\chi_1) \vartheta_x \right\} + \frac{mg}{f\Delta p A_c}, \quad (4)$$

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} > \frac{k_p}{r_2 A_c \Delta p} \chi_1 \frac{1}{3} \left\{ \left[ \theta_0 + \frac{2}{2-n} (1+n-3n\theta_0) \chi_1 \right] e + \frac{1}{2} (1+2\chi_1) \vartheta_x \right\} + \frac{mg}{2r_2 \Delta p A_c}. \quad (5)$$

Как правило, неравенство (5) более слабое, и выполнение условия (4) обеспечивает как радиальную, так и угловую неподвижность уплотнительного кольца. Проще всего эти неравенства выполняются за счет соответствующего выбора коэффициента нагрузки  $k$ .

Кратковременные соударения кольца с валом возможны в период пуска, если кольцо свободно лежит на валу. Поэтому цилиндрические контактные поверхности вала и кольца должны быть стойкими против задиров.

По существующим нормам (например API 610) виброскорость  $v$  на корпусах подшипников высокооборотных насосов не должна превышать 3 мм/с. Для гармонических колебаний амплитуда вибро смещения  $u = v/\omega$ .

Частоте вращения  $\omega = 600 \text{ с}^{-1}$  (6000 об/мин) соответствует допустимая амплитуда вибро смещений  $u = 5 \mu\text{м}$ . Если учесть, что вибрации вала в области расположения уплотнений могут быть в несколько раз большими, чем на подшипниках, то даже сравнительно малые радиальные зазоры 0,05-0,1 мм обеспечивают бесконтактную работу полуподвижных плавающих колец.

Таким образом, уплотнения с плавающими кольцами во многих случаях оказываются более эффективными, если кольца лишены возможности плавать.

### ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Gaft J., Marzinkowski W., Schewtschenko S. Konstruktionen und Berechnung der Dichtungen mit Schwimmringen / Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen / XII. Dichtungskolloquium. W.Tietze (Hrsg.). Essen: Vulkan-Verlag, 2001. S. 147-154.
2. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
3. Марцинковский В.А. Гидродинамика дроселирующих каналов. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2002. - 337 с.