

Е. А. Новиков, В. А. Максимов

## РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ И ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

**Ключевые слова:** гидростатический упорный подшипник, гидростатическое торцовое уплотнение, математическая модель, численное исследование, геометрические и режимные параметры, выходные характеристики.

Разработаны математические модели упорного кольцевого гидростатического подшипника и гидростатического торцового уплотнения с учётом реальной геометрии, режима течения смазки, а также нестационарного нагружения. Проведено численное исследование характеристик подшипника и уплотнения.

**Key words:** hydrostatic thrust bearing, hydrostatic end seal, mathematic model, numerical investigation, geometric and mode parameters, outlet characteristics.

Mathematical models of thrust hydrostatic ring bearing and hydrostatic face seal have been developed with consideration of actual geometry, lubricant flow conditions, and off-design loading. Numerical analysis of bearing and seal characteristics has been carried out.

На современном этапе существует устойчивая тенденция исключения и ограничения использования минеральных и синтетических смазочных масел на всех стадиях технологических процессов. В этих условиях переход на гидростатическую смазку маловязкими экологически чистыми веществами (водой), а также рабочими веществами технологических процессов (реагентами, жидкими топливами, хладагентами) является оптимальным техническим решением. Такой переход может ознаменовать кругой поворот в способах проектирования, производства, эксплуатации и обслуживания машин. При этом существенно повышаются технико-экономические и экологические показатели энергетических машин и технологического оборудования. Например, перевод подшипников скольжения холодильных турбокомпрессоров на смазку жидкими хладагентами позволяет существенно снизить потери мощности на трение, массу и габариты агрегатов, повысить КПД и надёжность работы машины путём исключения дополнительного оборудования - насосов, подающих смазку, охладителей, сепараторов, адсорберов и резервуаров [1]. В настоящее время ведущие зарубежные фирмы проявляют интерес и ведут активную работу в области разработки и исследования характеристик узлов гидростатического типа [2].

Известны научные исследования гидростатических подшипников и уплотнений отечественных и зарубежных авторов. Однако на сегодняшний день не существует комплексного решения задачи перевода опорно-уплотнительных узлов энергетических машин на гидростатическую смазку. При этом отсутствуют надёжные методики расчёта гидростатических подшипников и уплотнительных узлов с учётом их реальной геометрии, реологии смазки, в условиях нестационарного нагружения и др.

Авторами настоящей статьи разработаны математические модели упорного кольцевого гидростатического подшипника и гидростатического торцового уплотнения. Следует отметить, что принцип действия, механизм образования несущей способности в гидростатических опорах и уплотнениях одинаковы. Раз-

личные геометрические формы, свойства смазочных сред, режим и условия работы вносят лишь некоторые особенности в расчётные схемы и формулы [3]. В гидростатических упорных подшипниках и торцовых уплотнениях жидкостная смазка пары трения создаётся при последовательном прохождении жидкости через два дросселя: входной и выходной. В качестве входного дросселя используют отверстия, капилляры, пористые вставки, участки уплотнительной щели. В процессе работы под действием внешних нагрузок, например, прижимающих уплотнительные кольца, уменьшается высота зазора, увеличивается сопротивление выходного дросселя (смазочного слоя), следовательно, растёт давление и гидростатическая сила в зазоре, предотвращающая дальнейшее сближение и контакт уплотнительных колец.

Подшипник (рис. 1а) имеет упорную рабочую поверхность ограниченную внутренним  $R_1$  и наружным  $R_4$  радиусами, которая разделена камерой нагнетания на внутреннюю  $R_1 - R_2$  и наружную  $R_3 - R_4$  перемычки. Упорный диск расположен на расстоянии рабочего зазора  $h$  от упорной поверхности и вращается с угловой скоростью  $\omega$ . Смазка под давлением нагнетания  $P_n$  через дросселирующие устройства диаметром  $d$  попадает в камеру нагнетания, где давление снижается до давления в камере  $P_k$ . Далее смазка движется через наружную и внутреннюю перемычки к торцам подшипника, где давление становится равным давлению окружающей среды  $P_a$ . Подшипник может иметь одну или две рабочие поверхности (односторонний или двусторонний). В результате неточностей при изготовлении и монтаже подшипника появляется угол перекоса  $\gamma$  упорного диска относительно рабочих поверхностей. Режим течения жидкости может быть ламинарным или турбулентным. На упорный диск действует постоянная по времени и направлению статическая  $F_{cm}$  и пере-

менная по времени и направлению динамическая  $F_d$  нагрузки. Комплексный учёт этих факторов является важным и необходимым при проектировании и расчёте подшипников.

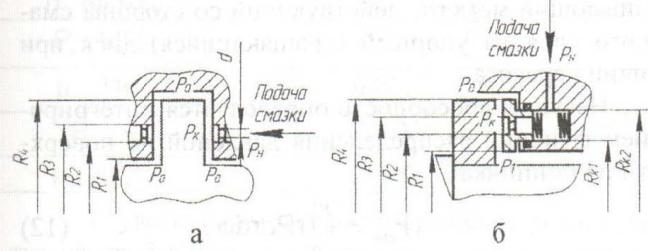


Рис. 1 - Расчётная схема гидростатического упорного подшипника а) и гидростатического уплотнения б)

В гидростатическое торцевое уплотнение (рис. 1б) смазка также подаётся от внешнего источника давления (насоса), проходит дроссельные устройства и попадает в кольцевую камеру, расположенную на торце аксиально-подвижного кольца. При этом давление жидкости уменьшается от давления подачи насоса  $P_h$  до давления в камере  $P_k$ , которого должно быть достаточно для обеспечения жидкостного слоя высотой  $h$ . Далее, часть жидкости по зазору протекает в направлении от центра кольца к периферии в сторону камеры с атмосферным давлением  $P_a$ . Другая часть жидкости протекает в направлении внутреннего радиуса, смешивается с уплотняемым газом и сливаются в маслоотводчики. При этом давление от  $P_k$  уменьшается до давления в камере «масло-газ»  $P_1$ . При работе уплотнения также возможен перекос вращающегося кольца, режим течения смазки может быть ламинарным или турбулентным.

Система уравнений, описывающая работу исследуемых подшипника и уплотнения при изотермическом режиме течения смазки состоит из уравнения Рейнольдса для давлений, уравнения баланса смазочной жидкости, зависимости её динамической вязкости от режима течения, выражения, описывающего форму зазора и уравнения движения упорного диска в подшипнике или аксиально-подвижного кольца в уплотнении.

Уравнение Рейнольдса для давлений имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ -f_0 \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r} f_1 \right] + \frac{1}{r} \left[ -f_0 \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r} f_1 \right] + \frac{\omega \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{\partial h_{l,0}}{\partial t}}{2 \frac{\partial \varphi}{\partial r}} = 0, \quad (1)$$

где индекс  $l=1,2$  соответствует стороне подшипника, для которой проводится расчёт. В случае расчёта двухстороннего подшипника через  $l=1$  обозначена нагруженная сторона подшипника,  $t$ -время. Для одностороннего подшипника и торцевого уплотнения расчёт ведётся только для одной стороны.

Уравнение (1) учитывает влияние центробежных сил инерции. Нестационарность течения смазки,

возникающая в результате динамического нагружения ротора, учитывается локальной производной по времени  $\frac{\partial h_{l,0}}{\partial t}$ .

Входящая в коэффициенты  $f_0$  и  $f_1$  динамическая вязкость смазки  $\mu$  учитывает режим течения с помощью коэффициента турбулентности  $k_z$ , т. е.

$$f_0 = \frac{h_i^3}{12\mu}, \quad f_1 = \frac{3}{120\mu} \rho \omega^2 r^2 h_i^3, \quad \mu = k_z \mu_n, \quad (2)$$

где  $\mu_n$  - динамическая вязкость смазки при ламинарном режиме течения жидкости в зазоре подшипника,  $\rho$  - плотность смазки.

При ламинарном режиме течения, когда  $Re_s < Re^*$  и  $Re_p < Re^*$  коэффициент  $k_z$  равен единице, а при турбулентном определяется соотношением [4]

$$k_z = \left( \frac{Re_s}{Re^*} \right)^{3/4}, \quad (3)$$

где  $Re_s = \sqrt{(\beta Re_s)^2 + Re_p^2}$ , - число Рейнольдса результирующего потока, являющегося комбинацией напорного и сдвигового течений;  $Re_s = \frac{\rho(V_{cp}) h_i}{\mu_n}$  -

число Рейнольдса сдвигового течения;  $Re_p = \frac{\rho(V_{cp}) h_i}{\mu_n}$  - число Рейнольдса напорного течения;  $Re^* = 2038$ -критическое значение числа Рейнольдса;  $\beta$  - коэффициент пропорциональности между среднерасходной скоростью сдвигового течения и половиной окружной скорости упорного диска (в соответствии с «законом стенки»  $\beta = 7/8$ ).

Границные условия к уравнению Рейнольдса формулируются в виде задания давлений на границах области, занимаемой смазочной жидкостью:

$$\begin{cases} r = R_1, R_4; P = P_a \\ r = R_2, R_3; P = P_{kl} \end{cases}, \quad (4)$$

для упорного подшипника, и в виде:

$$\begin{cases} r = R_1; P = P_1 \\ r = R_4; P = P_a \\ r = R_2, R_3; P = P_k \end{cases} \quad (5)$$

для торцевого уплотнения

В областях разрыва смазки, где расчётоное давление  $P$  меньше давления окружающей среды  $P_a$  принимается следующее условие,  $P = P_a$  и расчёт характеристик подшипников ведётся с его учётом.

При использовании в качестве смазки опор хладагентов или других легокипящих жидкостей необходимо обеспечить однофазный режим течения. Это достигается переохлаждением смазочной жидкости перед подачей в подшипники и в процессе течения в смазочном слое. Давление смазки не должно быть ниже давления кипения  $P^*$  при соответствующей температуре подачи. В противном случае под-

шипниковый узел может оказаться неработоспособным («паровой молот») [5]. Таким образом в качестве граничного в этом случае необходимо поставить условие  $P > P^*$  в смазочном слое в любой момент времени и выполнять его проверку в процессе расчётов.

Для определения давления в камере нагнетания подшипника или уплотнения записано уравнение баланса расходов смазочной жидкости в дросселирующих устройствах и через рабочие зазоры в случае жиклёра:

$$P_{\text{ж}} = P_p - \left( \frac{Q_{\text{ж}}}{K_0} \right)^2, \quad K_0 = k_g \frac{\pi d^2}{4} C_d \sqrt{2/\rho} \quad (6)$$

в случае капилляра

$$P_{\text{ж}} = P_p - \frac{Q_{\text{ж}}}{K_0}, \quad K_0 = k_g \frac{\pi d^4}{128 \mu L} \quad (7)$$

где  $Q_{\text{ж}}$  - расход смазки через рассматриваемую сторону подшипника;  $k_g$  - количество дросселирующих устройств;  $d$  - диаметр дросселирующих устройств;  $L$  - длина капилляра;  $C_d$  - коэффициент расхода.

Толщина смазочного слоя определяется соотношением:

$$h_1(r, \phi, t) = r \cos(\phi - \omega t) \operatorname{tg} \gamma + h_{01}(t), \quad (8)$$

$r, \phi$  - радиальная и угловая координаты;  $h_{01}$  - центральный зазор на нагруженной или ненагруженной стороне подшипника или в уплотнении. Возможно также задание ступенчатой и конической формы зазоров на наружной и внутренней перемычках подшипника или уплотнения.

Движение упорного диска под действием периодически изменяющихся по времени внешних сил определяется уравнением:

$$m \frac{\partial^2 h_{01}}{\partial t^2} = F_{\text{см}} - (F_{\text{ст}} + F_d \cos \Omega t), \quad (9)$$

где  $F_{\text{см}}$  - несущая способность подшипника, которая вычисляется по формуле:  $F_{\text{см}} = F_{\text{см}1} - F_{\text{см}2}$ ,  $F_{\text{см}1}, F_{\text{см}2}$  - несущая способность нагруженной и ненагруженной стороны подшипника соответственно (для случая одностороннего подшипника  $F_{\text{см}} = F_{\text{см}1}$ );  $m$  - масса ротора;  $\Omega$  - круговая частота возмущающей силы.

Начальные условия для уравнения движения упорного диска имеют вид:

$$h_{01}(0) = h_{01}, \quad \frac{\partial h_{01}(0)}{\partial t} = 0. \quad (10)$$

Для торцового уплотнения используются уравнение равновесия аксиально-подвижного кольца в виде:

$$F_{np} + F_p = F_{\text{см}}, \quad (11)$$

где  $F_{np}$  - суммарное усилие пружин,  $F_p$  - сила давления смазочной среды с нерабочей стороны уплотнения.

В результате решения системы уравнений (1),(6),(9), или (1),(7),(9) и для уплотнения (1),(6),(11) или (1),(7),(11) с соответствующими граничными и начальными условиями (4),(5) и (10) определяются распределение давлений по поверхности подшипника

(уплотнения), для подшипника - изменение зазора по времени, скорость движения упорного диска, а также интегральные характеристики - несущая способность, расход смазки, потери мощности на трение и восстанавливающий момент, действующий со стороны смазочного слоя на упорный (вращающийся) диск при наличии перекоса.

Несущая способность определяется интегрированием функции распределения давлений по поверхности подшипника

$$F_{\text{см}1} = \int \int \int r P dr d\phi. \quad (12)$$

Расходы смазки через наружную и внутреннюю перемычки подшипника вычисляются по формулам

$$Q_{\text{нж}} = \int \int \int V_r r dr d\phi dz, \quad r = R_4, \quad (13)$$

$$Q_{\text{внж}} = \int \int \int V_r r dr d\phi dz, \quad r = R_1.$$

Суммарные затраты мощности на трение и прокачку смазки вычисляются по формуле

$$N_{\text{mpl}} = \omega \int \int \int k_z \mu_s \frac{\omega r}{h_l} r^2 dr d\phi + N_{\text{нac}}. \quad (14)$$

где  $N_{\text{нac}}$  - затраты мощности на прокачку смазки насосом.

Момент, действующий со стороны смазочного слоя на упорный диск при наличии перекоса, определяется по формуле

$$M_i = \omega \int \int \int r^2 P \sin \phi dr d\phi. \quad (15)$$

Реализация математической модели проведена современными конечно-разностными методами на основе построения сеточных методов решения уравнения Рейнольдса (1), движения (9), баланса расходов смазочной жидкости (6),(7). Интегральные характеристики подшипников, определяемые по формулам (12)-(15) вычисляются с использованием квадратурных формул трапеций [6].

В результате численного решения рассмотренной системы уравнений разработана программа расчёта на ЭВМ.

Проведено численное исследование характеристик упорного кольцевого гидростатического подшипника. Методика численного исследования предусматривала изучение влияния отдельных режимных и геометрических параметров на выходные характеристики стационарно и нестационарно нагруженного подшипника.

Диапазоны изменения варьируемых входных параметров назначались из возможности их реализации на практике (табл. 1), например, в холодильных турбокомпрессорах.

Влияние давления нагнетания смазки, величины рабочего зазора, вязкости смазки на характеристики упорных подшипников известно и подробно исследовано разными авторами. Целью данной работы было исследование влияния таких факторов, как скорости вращения ротора (центробежных сил инерции), угла перекоса упорного диска, а также поведения подшипника при его нестационарном нагружении.

Таблица 1 - Диапазоны изменения варьируемых входных параметров

| Параметр           | Диапазон изменения параметра |
|--------------------|------------------------------|
| $n$ , об/мин       | 0...15000                    |
| $P_p$ , МПа        | 0,6...1,8                    |
| $\mu_n$ , Па с     | 0,0007...0,01                |
| $R_4$ , м          | 0,05...0,1                   |
| $h \cdot 10^6$ , м | 10...50                      |

С увеличением скорости вращения ротора растут центробежные силы инерции, которые изменяют характер распределения давлений на внутренней и наружной перемычках упорного кольцевого подшипника. Рост центробежных сил инерции вызывает увеличение расхода смазки через наружную и уменьшение расхода через внутреннюю перемычку подшипника. Однако, расход через наружную перемычку увеличивается интенсивнее, чем уменьшается через внутреннюю. Суммарный расход смазки через подшипник  $Q_n$  возрастает (рис.2). В результате давление в камере нагнетания, при постоянном давлении нагнетания  $P_p$  снижается, что приводит к уменьшению давления на перемычках подшипника и снижению его несущей способности  $F_{cm}$ .

В результате увеличения центробежных сил инерции может наступить режим, при котором расход смазки через внутреннюю перемычку прекратится. Дальнейший рост центробежных сил приведёт к появлению зон разрыва смазки, в которых будет находиться газовый или газожидкостной слой. Случай, когда расход смазки через внутреннюю перемычку равен нулю, является предельным случаем применимости предлагаемой методики расчёта. Таким образом, для исследованного подшипника, ( $R_1=70$  мм,  $R_2=84$  мм,  $R_3=86$  мм,  $R_4=100$  мм,  $d=1$  мм,  $K_g=12$ , смазка – хладон R-113) предельный случай для применимости предлагаемой методики возникает при частоте вращения 12000 об/мин.

При перекосе упорного диска в направлении истечения смазки от камеры нагнетания появляются зоны «расширяющихся» зазоров (диффузорные зоны) и зоны «сужающихся» зазоров (конфузорные зоны), что приводит к перераспределению давлений в смазочном слое подшипника. В области расширяющихся зазоров происходит увеличение расхода смазки в радиальном направлении, а в области сужающихся зазоров происходит уменьшение расхода смазки в этом же направлении, причём эти процессы практически компенсируются. В результате этого увеличение угла перекоса упорного диска в пределах  $\gamma=0\ldots 0,012^\circ$  (смазка – дизельное топливо,  $n=5000$  об/мин) вызывает увеличение расхода смазки через подшипник и снижение несущей способности примерно на 8-12% (рис. 3), при этом на 30% возрастают потери мощности на трение. Появление угла перекоса приводит к появлению восстановливающего момента, действующего на упорный диск со стороны смазочного слоя.

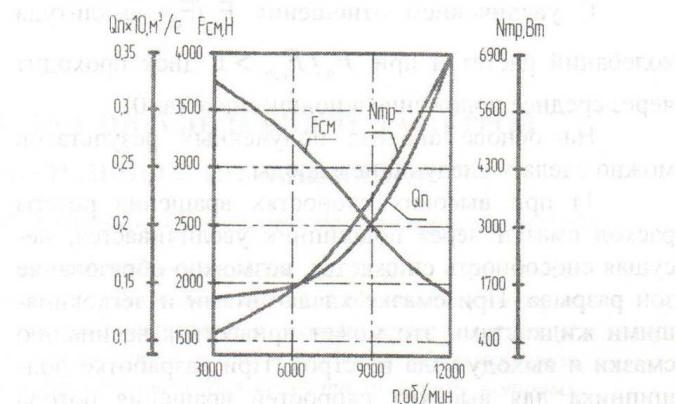


Рис. 2 - Зависимость характеристик упорного гидростатического подшипника от частоты вращения ротора

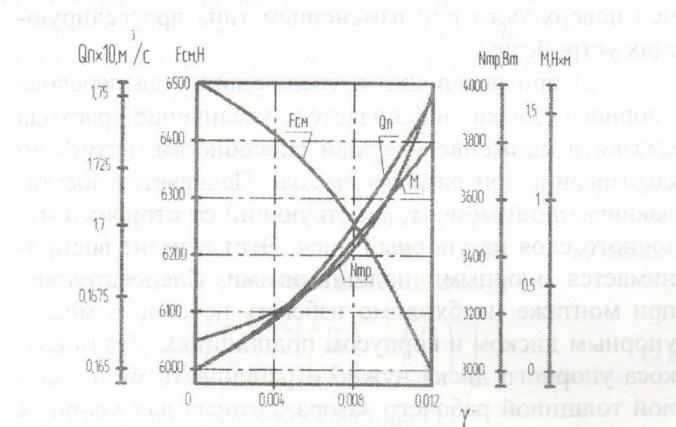


Рис. 3 - Влияние угла перекоса упорного диска на статические характеристики подшипника

В двустороннем упорном подшипнике под действием динамической нагрузки  $F_d$  упорный диск совершают осевые колебания (рис. 4). Движение упорного диска от нагруженной стороны подшипника к ненагруженной может привести к образованию на нагруженной стороне зон разрыва смазки, это приводит к увеличению расхода смазки, снижению давления в камере нагнетания и перемычках подшипника. Исключить образование зон разрыва можно уменьшением осевого зазора в подшипнике.

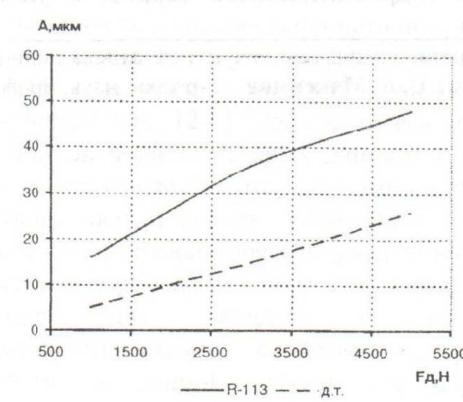


Рис. 4 - Зависимость амплитуды колебаний  $A$  упорного диска от динамической силы  $F_d$

С увеличением отношения  $F_d/F_{ct}$  амплитуда колебаний растёт и при  $F_d/F_{cm} > 1$  диск проходит через среднее положение в подшипнике ( $a=0$ ).

На основе анализа полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1) при высоких скоростях вращения ротора расход смазки через подшипник увеличивается, несущая способность снижается, возможно образование зон разрыва. При смазке хладагентами и легкокипящими жидкостями это может привести к вскипанию смазки и выходу узла из строя. При разработке подшипника для высоких скоростей вращения ротора необходимо на стадии расчётов и проектирования исключать образование зон разрыва. Это можно сделать, например, увеличением давления нагнетания смазки, уменьшением зазора, профилированием рабочей поверхности или изменением типа дросселирующих устройств;

2) при появлении и увеличении угла перекоса, упорного диска наблюдается увеличение расхода смазки и снижение несущей способности, возможно образование зон разрыва смазки. Появляется восстанавливающий момент, действующий со стороны смазочного слоя на упорный диск. Этот момент воспринимается опорными подшипниками. Следовательно, при монтаже необходимо избегать перекосов между упорным диском и корпусом подшипника. Угол перекоса упорного диска нужно ограничивать минимальной толщиной рабочего зазора, которая для упорных подшипников ограничивается  $h_{min} > 15...20 \text{ мкм}$ . При расчёте опорных подшипников следует учитывать восстанавливающий момент, возникающий в упорном подшипнике, в результате неточностей при изготовлении и монтаже;

3) в случае действия динамической нагрузки необходимо использовать двусторонний подшипник. Осевые колебания упорного диска могут вызывать образование зон разрыва смазки, что необходимо учитывать при проектировании упорного подшипника. Их можно исключить уменьшением осевого зазора или профилированием рабочей поверхности подшипника.

Проведено также численное исследование характеристик гидростатического торцевого уплотнения.

© Е.А. Новиков - канд. техн. наук, нач. отдела подшипников и уплотнений ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа", niitk@kazan.ru; В. А. Максимов – д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, cmtu@inbox.ru.