

менение потерь мощности трения, что следует из теоретических данных.

Опыты показали надежность и работоспособность двусторонних УГСП с указанными выше системами подачи маловязкой рабочей жидкости в камере при $n = 0-30 \cdot 10^3$ об/мин и давлений питания выше $0,4 \text{ Мп/м}^2$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Артеменко П. П., Кузьминов Ф. Ф.* Расчет характеристик высокооборотных упорных гидростатических подшипников. — В кн.: «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

2. *Кузьминов Ф. Ф.* Установка для исследования упорных гидростатических подшипников. — В кн. «Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин». Харьков, 1973.

3. *Yutaka Yamada*, Torque Resistance of afflow between Rotating Co-Axial Cylinders having axial flow Bulletin of JSME, 1962, vol 5, № 20, p. 634—642.

4. *Karman Th.*, Über laminare und turbulente Reibung. ZAMM 1, 233—252 (1921); NASA TM 1092 (1946).

УДК 62—762.001.5

А. Н. БЕЛОУСОВ, В. А. ЗРЕЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ

В последние годы все большее применение получают бесконтактные торцовые уплотнения с гидростатической разгрузкой. Основные причины их распространения состоят в том, что использование гидростатической разгрузки повышает ресурс и расширяет область применения такого типа уплотнений, а утечки в них на порядок меньше, чем в традиционных лабиринтных уплотнениях.

Пленка жидкости толщиной 5—30 мкм, находящаяся между рабочими торцами, создает необходимую несущую способность уплотнения и предотвращает износ. Такой тип разгрузки подробно изучен в теории гидростатических опор, что позволяет эффективно использовать имеющиеся результаты для проекти-

рования и расчета гидростатического уплотнения. При этом под гидростатическими уплотнениями понимаются устройства, работающие как на капельной жидкости, так и на газе.

Настоящая работа посвящена решению задачи расчета торцового уплотнения с гидростатической разгрузкой, определению динамических характеристик жидкостного слоя и устойчивости подвижного элемента.

Исследуется торцовое гидростатическое уплотнение (ГСУ), показанное на рис. 1. Перетеканию уплотняемой жидкости, находящейся под давлением p_1 , в среду с давлением p_a препятствует разделяющая жидкость, подаваемая под давлением $p_{вх}$ через дроссель 5 в разгрузочную камеру с давлением p_k . В дальнейшем разделяющая жидкость попадает во внешнюю среду через торцовый зазор h , образованный подвижным элементом 1 и козырьком ротора 7. Подвижный элемент зафиксирован в корпусе 3 вторичными уплотнениями 2 и 6, предотвращающими возможные утечки рабочего тела, и упругим элементом 4.

В исследовании принято [1]:

распределение давления в зазоре h логарифмическое;

величина давления в окружающем направлении и по толщине жидкостного слоя постоянна;

отклонения геометрических размеров уплотнения, погрешности формы и перекося отсутствуют;

течение жидкости по тракту уплотнения изотермическое

($T_{вх} = T_k = T_a = T = \text{const}$);

динамический коэффициент вязкости жидкости постоянный, а плотность ее есть функция только давления ($\mu = \text{const}$, $\rho = \rho(P)$).

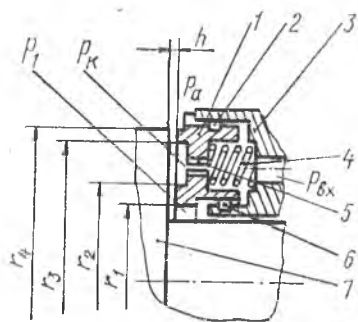


Рис. 1. Конструкция гидростатического уплотнения

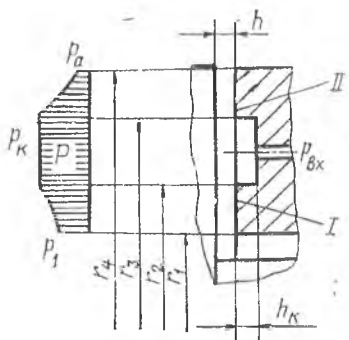


Рис. 2. Расчетная схема уплотнения

Схема исследуемого уплотнения представлена на рис. 2. Согласно закону сохранения массы разность между вытекающим из камеры и втекающим в нее количеством жидкости равна секунднему изменению массы в камере, т. е.

$$M_{\text{вых}} - M_{\text{вх}} = \frac{d}{dt} (\rho_k V_k),$$

где $V_k = F_k (h_k + h)$ — объем камеры;

$F_k = \pi (r_3^2 - r_2^2)$ — площадь камеры;

ρ_k — плотность жидкости в камере;

r_2, r_3 — внутренний и наружный радиусы камеры;

h_k — глубина камеры;

t — время.

Отсюда следует уравнение неразрывности через уплотнение в приращениях:

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = V_k \frac{d}{dt} \Delta \rho_k + \rho_k \frac{d}{dt} \Delta V_k. \quad (1)$$

Считая расход жидкости через ГСУ зависящим от давления в камере и величины зазора, запишем

$$d M_{\text{вых}} = \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial h} dh; \quad (2)$$

$$d M_{\text{вх}} = \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial h} dh.$$

Введем обозначения:

$$a_1 = \frac{\partial Q_{\text{вх}}}{\partial h}; \quad a_2 = \frac{\partial Q_{\text{вых}}}{\partial h}; \quad b_1 = \frac{\partial Q_{\text{вх}}}{\partial p_k}; \quad b_2 = \frac{\partial Q_{\text{вых}}}{\partial p_k},$$

где $Q_{\text{вх}}$ и $Q_{\text{вых}}$ — объемные расходы на входе и выходе уплотнения.

После замены в уравнениях (2) дифференциалов приращениями получим

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = \rho_k (b_1 - b_2) \Delta p_k + \rho_k (a_1 - a_2) \Delta h. \quad (3)$$

Приравнявая левые части уравнений (1) и (3), имеем

$$\rho_k (a_1 - a_2) \Delta h + \rho_k (b_1 - b_2) \Delta p_k = V_k \frac{d}{dt} \Delta \rho_k - \rho_k F_k \frac{d}{dt} \Delta h. \quad (4)$$

Уравнение (4) — общее для капельной жидкости и газа. Для несжимаемой жидкости $\frac{d}{dt} \Delta \rho_k = 0$.

Для сжимаемой рабочей жидкости

$$\frac{d}{dt} \Delta \rho_k = \beta \rho_k \frac{d}{dt} \Delta p_k, \quad (5)$$

где β — коэффициент объемного сжатия жидкости.

Ниже исследуются гармонические перемещения подвижного элемента уплотнения, равные $\Delta h = a_0 e^{j\omega t}$, с малой амплитудой a_0 по сравнению с зазором h (здесь $j = \sqrt{-1}$). Это дает возможность использовать линейную теорию для описания динамических процессов системы.

Динамическая жесткость гидростатического уплотнения

$$C_{\text{дин}} = \frac{\Delta(pF)}{\Delta h},$$

где $F = \pi(r_4^2 - r_1^2)$ — площадь уплотнительного торца.

Подставив выражение (5) в уравнение (4) и произведя преобразования, можно получить выражение динамической реакции жидкостного слоя:

$$\bar{C}_{\text{лин}} = \frac{h_0}{p_{\text{вх}}} \frac{\Delta \bar{p}_K}{\Delta h} = \bar{C} \frac{1 + T_1 s}{1 + T_2 s}, \quad (6)$$

где $\bar{C} = \frac{h_0}{p_{\text{вх}}} \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$ — коэффициент статической жесткости;

$T_1 = \frac{K_K}{a_1 - a_2}$ — постоянная времени опережения;

$T_2 = \frac{V_K \rho}{b_2 - b_1}$ — постоянная времени запаздывания;

$$\bar{p}_K = \frac{p_K}{p_{\text{вх}}},$$

$$\bar{h} = \frac{h}{h_0},$$

h_0 — фиксированное значение зазора.

Выражение для коэффициента динамической жесткости ГСУ является общим для всех комбинаций режимов течения жидкости на входе и выходе из ГСУ.

Уравнение (6) полностью определяет динамическое состояние жидкостного слоя уплотнения и устойчивость его подвижного элемента, условие которой имеет вид $T_1 > T_2$ [2].

Жесткость ГСУ обычно нелинейна и зависит от давления на входе в уплотнение, геометрических параметров конструкции и условий работы. Демпфирование в ГСУ возникает за счет диссипации энергии при дросселировании жидкости, протекающей через входной и выходной элементы уплотнения.

В элементах гидравлического тракта ГСУ (рис. 2) возможен ламинарный или турбулентный режим течения жидкости. Комбинации режимов течения в дросселе и торцевой щели составят четыре расчетных случая:

- а) ламинарный—ламинарный (Л—Л);
- б) турбулентный—ламинарный (Т—Л);

в) ламинарный—турбулентный (Л—Т);

г) турбулентный—турбулентный (Т—Т).

Здесь первым обозначен режим течения через входной дроссель, вторым — режим течения через выходной торцовый зазор.

Расход через входные дроссели при ламинарном режиме

$$Q_{\text{вх}} = \frac{\pi r_{\text{др}}^4 (p_{\text{вх}} - p_{\text{к}})}{8 \mu l_{\text{др}}} z,$$

а при турбулентном режиме

$$Q_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вх}} \pi r_{\text{др}}^2 z \sqrt{(p_{\text{вх}} - p_{\text{к}}) 2 \rho},$$

где $\alpha_{\text{вх}}$ — коэффициент расхода через дроссель на входе;
 z — число дросселей.

Расход через выходной зазор при ламинарном режиме имеет вид

$$Q_{\text{вых}} = \frac{\pi h^3 p_{\text{вх}}}{6 \mu DE} [(D + E) \bar{p}_{\text{к}} - D \bar{p}_{\text{а}} - E \bar{p}_{\text{б}}],$$

при турбулентном режиме

$$Q_{\text{вых}} = \pi h \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho}} [\alpha_{\text{вых1}} r_1 \sqrt{\bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{б}}} + \alpha_{\text{вых2}} r_4 \sqrt{\bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{а}}}],$$

где $D = \ln \frac{r_2}{r_1}$; $E = \ln \frac{r_4}{r_3}$ — геометрические параметры ГСУ;

$\alpha_{\text{вых1}}$, $\alpha_{\text{вых2}}$ — коэффициенты расхода через кольцевые щели, образованные радиусами r_2 , r_1 и r_4 , r_3 соответственно.

Используя эти выражения для расходов и обозначения уравнения (6), получим для каждого расчетного случая выражение для статической жесткости, постоянных времени опережения и запаздывания:

а) Л—Л

$$\bar{C} = \frac{12 \bar{h}^2 h_0^3 l_{\text{др}} [\bar{p}_{\text{а}} D + \bar{p}_{\text{б}} E - \bar{p}_{\text{к}} (D + E)]}{4 h^3 h_0^3 l_{\text{др}} (D + E) + 3 r_{\text{др}}^4 z DE};$$

$$T_1 = \frac{2 \mu (r_3^2 - r_2^2) DE}{\bar{h}^2 h_0^2 p_{\text{вх}} [(D + E) \bar{p}_{\text{к}} - \bar{p}_{\text{б}} E - \bar{p}_{\text{а}} D]};$$

$$T_2 = \frac{12 (r_3^2 - r_2^2) (h_{\text{к}} + h) 3 \mu l_{\text{др}} DE}{4 \bar{h}^3 h_0^3 l_{\text{др}} (D + E) - 3 r_{\text{др}}^4 z DE}.$$

б) Т—Л

$$\bar{C} = \frac{\bar{h}^2 h_0^3 [E \bar{p}_{\text{а}} + D \bar{p}_{\text{б}} - (D + E) \bar{p}_{\text{к}}]}{\frac{1}{z} \bar{h}^3 h_0^3 p_{\text{вх}} (D + E) + \alpha_{\text{вх}} \mu r_{\text{др}}^2 z} \frac{DE}{\sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_{\text{к}})}};$$

$$T_1 = \frac{2 r DE (r_3^2 - r_2^2)}{\bar{h}^2 h_0^2 p_{\text{вх}} [E \bar{p}_{\text{а}} + D \bar{p}_{\text{к}} - (D + E) \bar{p}_{\text{к}}]};$$

$$T_2 = \frac{6 \mu \beta DE (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0) \cdot \sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_k)}}{\bar{h}^3 h_0^3 (D + E) \sqrt{p_{\text{вх}}^3 (1 - p_k)} + 3 \alpha_{\text{вх}} \mu r_{\text{др}}^2 z DE};$$

в) Л—Т

$$\bar{C} = \frac{h_0 (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \cdot r_1 \cdot \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}{\bar{h} h_0 p_{\text{вх}} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \frac{r_{\text{др}}^4 \cdot \sqrt{p_{\text{вх}}}}{8 \cdot \sqrt{2 \mu \cdot l_{\text{др}}}};$$

$$T_1 = \frac{r_3^2 - r_2^2}{\sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}};$$

$$T_2 = \frac{8 \mu \beta (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0) \cdot l_{\text{др}}}{4 \bar{h} h_0 \mu l_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{\sqrt{p_k - p_a}} + \alpha_{\text{вх}2} \frac{1}{\sqrt{p_k - p_a}})} + r_{\text{др}}^4 z};$$

г) Т—Т

$$\bar{C} = \frac{\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a}}{\bar{h} p_{\text{вх}} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \frac{\alpha_{\text{вх}} \cdot r_{\text{др}}^2 \cdot z \cdot \sqrt{\rho}}{2 h_0 \cdot \sqrt{1 - p_k}};$$

$$T_1 = \frac{r_3^2 - r_2^2}{\sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \sqrt{p_k - p_1} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \sqrt{p_k - p_a})}};$$

$$T_2 = \frac{\beta (r_3^2 - r_2^2) (h_k + \bar{h} h_0)}{\bar{h} h_0 \sqrt{\frac{2 p_{\text{вх}}}{\rho} (\alpha_{\text{вх}1} r_1 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_1}} + \alpha_{\text{вх}2} r_4 \frac{1}{2 \sqrt{p_k - p_a}})} + \alpha_{\text{вх}} r_{\text{др}}^2 z \frac{1}{2 \sqrt{p_{\text{вх}} (1 - p_k)}}}.$$

Таким образом, полученные зависимости можно использовать при проектировании ГСУ, обладающих заданными статическими и динамическими свойствами, оценивать их устойчивость и работоспособность на различных рабочих режимах.

Для рассмотренной конструкции уплотнения (рис. 1), работающего на воде ($\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ г/мм·с; $\beta = 0,475 \cdot 10^{-2}$ мм²/кг) при ламинарном режиме на входе и выходе, построены графики, учитывающие влияние относительного зазора \bar{h} в уплотнении на безразмерное давление в камере \bar{P}_k и расход разделяющей жидкости $Q_{\text{вх}}$ (рис. 3), а также влияние частоты $f = \frac{\omega}{2\pi}$ на динамическую реакцию жидкостного слоя $\bar{C}_{\text{дин}}$ (рис. 4).

Из этих зависимостей видно, что с увеличением относительно-го зазора давление в камере падает до величины $\bar{P}_k = \frac{D \bar{P}_a + E \bar{P}_1}{D + E}$, зависящей от геометрии уплотнения.

Ширина камеры ($r_3 - r_2$) на зависимость $\bar{P}_k = f(\bar{h})$ влияния практически не оказывает (рис. 3, кривые 1 и 4).

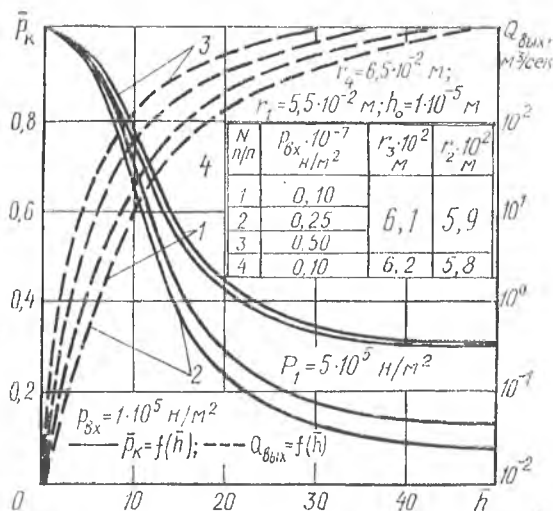


Рис. 3. Зависимость безразмерного давления в камере и расхода рабочего тела через уплотнение от величины относительного зазора

Зависимость динамической жесткости от частоты имеет два явно выраженных горизонтальных участка. Первый, расположенный в зоне низких частот, соответствует статической жесткости уплотнения \bar{C} , а второй — жесткости «квазинепроточного» уплотнения $\frac{T_1}{T_2} \bar{C}$. Условием для оценки динамического состояния являются предельные значения соотношения жесткостей (6). Устойчивость подвижного элемента уплотнения определяется соотношением $T_1 > T_2$ [2].

Из анализа приведенных характеристик (рис. 4) следует, что при заданных параметрах уплотнения работают устойчиво ($\bar{C}_{\text{дин}}$ возрастает с увеличением f). Однако с увеличением $P_{\text{вх}}$ при неизменном \bar{h} уплотнение становится менее устойчивым и при определенных $P_{\text{вх}}$ теряет устойчивость. Возникают самопро-

извольные вибрации. Аналогичная картина наблюдается при постоянном $\bar{P}_{вх}$ и увеличивающемся \bar{h} , причем с увеличением \bar{h} жесткость жидкостного слоя падает. С увеличением ширины камеры частота переходного процесса, т. е. зоны между горизонтальными участками кривой, и динамическая жесткость жидкостного слоя уменьшаются (рис. 4, кривые 1 и 2).

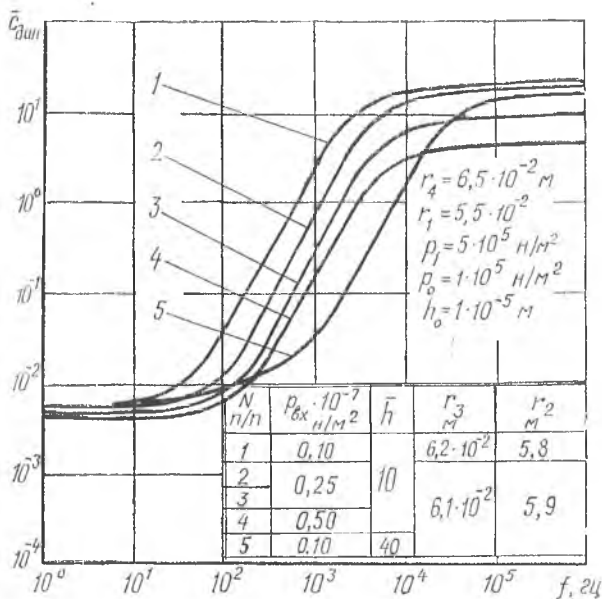


Рис. 4. Зависимость динамической реакции жидкостного слоя от частоты

Из анализа расходных характеристик (рис. 3) можно сделать вывод, что увеличение $\bar{P}_{вх}$ или ширины камеры при постоянном $\bar{P}_{вх}$ вызывает повышение расхода через уплотнение $Q_{вых}$. При некоторых значениях \bar{h} давление в камере $\bar{P}_к$ становится меньше давления \bar{P}_1 , что приводит к изменению расчетной схемы.

Уплотнения с гидростатической разгрузкой могут применяться как разделительные уплотнения, полностью предотвращающие утечки уплотняемого тела, работающие на дополнительной (разделяющей) жидкости, в устройствах, не допускающих утечек уплотняемой жидкости. Если в объекте допускаются утечки в определенном объеме, то подобное уплотнение может работать

и на самой уплотняемой жидкости (самопитающиеся уплотнения).

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М., «Машиностроение», 1974.
2. Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. Сб. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, Куйбышев, 1974, вып. 67.

УДК 621.51—225:533.6

А. И. ВЛАДИСЛАВЛЕВ, В. В. КИРЯ, Л. А. НОВИКОВ,
В. А. НОВИКОВА, А. А. ТУЖИЛИН

О ГАШЕНИИ КОЛЕБАНИЙ ГАЗА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ ЗА СЧЕТ СОГЛАСОВАНИЯ ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ГЕНЕРАТОРОВ КОЛЕБАНИЙ

В статье рассматриваются результаты проводимых в МИИХ и ГП им. И. М. Губкина исследований, связанных с применением метода активного гашения колебаний для уменьшения или компенсации колебаний давления и расхода газа в трубопроводных системах поршневых компрессоров. С этой целью изучалась возможность согласования возмущающих воздействий двух генераторов колебаний (компрессоры) с произвольными значениями импедансов z_0 и z_r , подключенных к общему трубопроводу с импедансом концевой нагрузки z_e (рис. 1). Кроме того, исследовалось влияние на характер согласования сил вязкого трения.

Для описания нестационарного движения газа в трубопроводе использована линеаризованная система уравнений:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} \rho_0 &= \left(\frac{\partial w}{\partial t} + 2aW \right); \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= \rho_0 c^2 \frac{\partial W}{\partial x}, \end{aligned} \quad (1)$$