М298667

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им.Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КАШИРИН АЛЬБЕРТ ЕВГЕНЬЕВИЧ

# РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРАХ РАДИАЛЬНОГО ТИПА

(05.04.03 – Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М о с к в а  1 9 7 6

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им.Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КАШИРИН АЛЬБЕРТ ЕВГЕНЬЕВИЧ

1298667

# РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРАХ РАДИАЛЬНОГО ТИПА

(05.04.03 – Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1298667
Каширин А.Е. Рабочие проце

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М о с к в а 1 9 7 6

Работа выполнена в МВТК им.Н.Э.Баумана.

Научный руководитель – заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор В.Н.ПРОКОФЬЕВ.

Официальные оппоненты:

д.т.н., профессор НЕКРАСОВ Б.Б.

д.т.н., доцент ЗАХАРОВ Ю.Е.

Ведущее предприятие – Московский завод тракторных гидроагрегатов ГСКТБ "Гидравлика".

Защита состоится " " _____ 1976 года на заседании специализированного Ученого Совета МВТУ им. Н.Э.Баумана.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул.,5.

Автореферат разослан " " _____ 1976 года.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА КОЗЛОВ В.Н.

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Диссертационная работа посвящена решению задач динамики гидростатической радиальной опоры для аксиально-поршневой гидромашины, Получены характеристики опоры ( грузоподъемность, жесткость, радиальный зазор ) при динамическом нагружении. Система уравнений решалась с учетом деформации жидкости в камере и подводящем канале, с учетом демпфирующих свойств жидкостной пленки. Полученные результаты позволяют сделать дополнительные уточнения рабочих характеристик опоры.

Актуальность работы определяется потребностью разработки эффективного метода расчета рабочих характеристик опоры в динамическом режиме. Нестационарный характер течения жидкости в щелях опоры несомненно оказывает влияние на ее характеристики.

Целью работы является получение обобщенного решения уравнения движения жидкости в щели опоры, учитывающего деформацию жидкости, демпфирующие свойства жидкостной пленки, нестационарный характер нагрузки; анализ жесткости опоры при несимметричном дросселировании рабочей жидкости; получение рабочих характеристик опоры методом теории "узких канавок"; экспериментальное исследование процессов в опоре при статическом и динамическом нагружении.

Научная новизна работы состоит в том, что впервые в практике исследований течения рабочей жидкости в опоре с достаточной точностью решена сформулированная выше задача.

Практическая ценность работы заключается в том, что разработанный метод доведен до отработанной программы на ЭВМ. Получены универсальные рабочих характеристики опоры. На основе выполненных исследований разработаны рекомендации по расчету и усовершенствованию опорного узла гидромашины. Ожидаемый экономический эффект от внедрения составляет 320 тыс.рублей.

Апробация работы. Результаты исследований были обсуждены и одобрены на научном семинаре кафедры К-6 МВТУ им. Баумана в мае 1975 года; на научно-техническом Совете Московского машиностроительного завода им. Калинина в 1975 году; на научном семинаре лаборатории гидравлических машин ВИСХОМа (Москва) в 1975 году; на научно-техническом семинаре Московского Дома научно-технической пропаганды им.Ф.Э.Дзержинского и ЭНИМСа в 1976 году.

Публикации. Основные результаты исследований опубликованы в работах:

I. Прокофьев В.Н., Каширин А.Е., Морозов В.П. Динамические характеристики радиальной гидростатической опоры с дренажными канавками. "Машиноведение", 1976, № 2.

2. Прокофьев В.Н., Каширин А.Е. Характеристики радиальной гидростатической опоры с камерами прямоугольной формы. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1976, № 5.

3. Морозов В.П., Каширин А.Е. Гидростатическая опора. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1976, № 6.

Диссертация состоит из 6 глав и библиографии.

Первая глава кратко характеризует современное состояние научной проблемы, которой посвящена диссертационная работа и цель работы. Показана новизна и актуальность данного вопроса и обоснована необходимость данного исследования.

Во второй главе дается обзор и анализ литературных источников, в которых приводятся гидравлические (расходные и универсальные) характеристики, приводятся методы расчета гидростатических опор радиального типа и дана их оценка.

Динамика опор часто анализируется с помощью различных упрощающих схем, что при недостаточно строгой трактовке данных схем приводит к неточностям, которые можно было бы избежать при прямом интегрировании применяемых исходных уравнений. Однако прямое интегрирование трудоемкий процесс и выполнено оно для опор с простой геометрией.

Использование аналитико-численного метода представляется менее трудоемким.

На основании изучения состояния вопроса делаются основные выводы:

I. Общепринятые в настоящее время методы расчета гидростатических опор радиального типа базируются на уравнениях статики. Уравнение Рейнольдса при помощи вращающейся координатной системы сводится к статическому (Чау, Вор, Маланоски, Пэн, Хирофуми Миура).

2. Ряд авторов рассматривает вопросы динамики замкнутых гидростатических опор без учета деформации смазки в камере и подводящем канале, не принимаются во внимание скорости сближения и удаления поверхностей втулки и вала в процессах течения смазки в щелях опоры, т.е. не учитывается последнее слагаемое левой части уравнения Рейнольдса. Соотношения динамики определяются для произвольного положения вала на кривой подвижного равновесия, рассчитанной по уравнениям статики. Уравнение Рейнольдса решается лишь для продольных перемычек. Уравнения баланса расходов становятся непригодными для расчета нестационарных процессов.

3. В последнее время появились работы (Прокофьев В.Н., Морозов В.П., Лурье Б.Г., Ингерт Г.Х., Уилкок, Бевье), рассматривающие гидростатические опоры как системы регулирования, что дает возможность указать методы регулирования их частотных характеристик. Для замкнутых опор (радиальных) такие исследования отсутствуют.

4. Имеющиеся экспериментальные исследования (Ингерт Г.Х., Лурье Б.Г., Морозов В.П.) выполнены для упорных гидростатических опор. Количество экспериментальных исследований динамики радиальных гидростатических опор весьма ограниче но.

5. При исследовании течений в щелях гидростатической опоры применяются аналитико-численные методы, которые менее трудоемкие по сравнению с прямым интегрированием уравнений движения жидкости.

<u>В третьей</u> главе дается вывод расчетных зависимостей для параметров потока в щели радиальной гидростатической опоры (рис. I) с учетом объемной деформации рабочей жидкости в камере опоры и подводящем канале и демпфирующих свойств жидкостной пленки. Внешняя нагрузка изменяется по гармоническому закону. Рассматривается изотермическое ламинарное течение жидкости в опоре.

Система разрешающих уравнений будет иметь вид:

$$Q_i = Q_{\theta i,i+1} - Q_{\theta i-1,i} - 2Q_{zi} + \iint_{F_{ki}} \dot{h}\, dF + \varepsilon_x \dot{P}_{ki}, \quad (I)$$

$$\int_0^{2\pi}\int_0^{L} PR\cos\theta\, d\theta\, dz + P_B\cos\theta_p - m h_0(\ddot{\varepsilon} - \varepsilon\dot{\theta}_0^2) = 0, \quad (2)$$

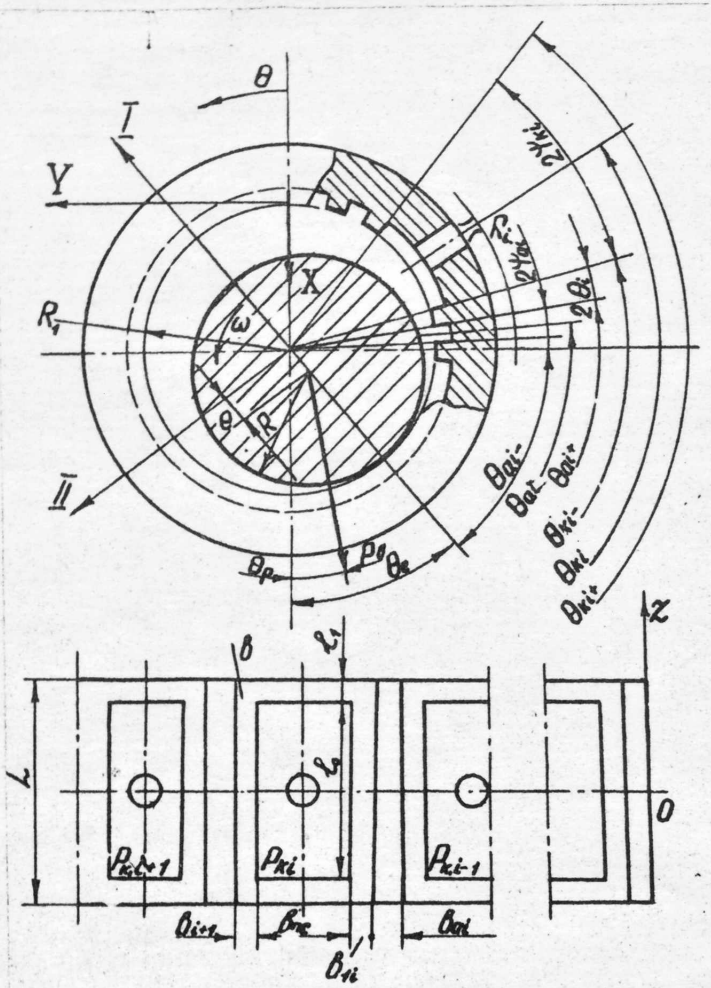



Рис.I. Гидростатическая опора

$$\int_0^{2\pi}\int_0^{L} PR\sin\theta\, d\theta\, dz + P_B \sin\theta_p - m h_0(\varepsilon\ddot{\theta}_\varepsilon + 2\dot{\varepsilon}\dot{\theta}_\varepsilon) = 0, \quad (3)$$

где расход рабочей жидкости через $i$-й дроссель

$$Q_i = \frac{P_H - P_{\kappa i}}{R_i},$$

а $R_i$ - сопротивление дросселя, зависящее от его геометрии и пропорциональное вязкости $\mu$ смазки; расход через осевую перемычку "в" (значение на границе рассматриваемого контура)

$$Q_{\theta; i+1} = \frac{V h_i l_0}{2} - R l_0 \theta_{\kappa i} \dot{h}_i - \frac{l_0 h_i^3}{12\mu R} C_{i+},$$

а постоянная интегрирования будет иметь вид:

$$C_{i+} = \frac{1}{\theta_{ai-} - \theta_{\kappa i+}}\left[(P_a - P_{\kappa i}) - \frac{6\mu R^2 \dot{h}_i (\theta_{ai-}^2 - \theta_{\kappa i+}^2)}{h_0^2}\right];$$

расход в осевом направлении на участке $\theta_{\kappa i+} \div \theta_{\kappa i-}$ определяется выражением

$$Q_{zi} = \frac{(P_{\kappa i} - P_a) R h_0^3}{12\mu l_1} I_1 - \frac{1}{2} V h_0 l_1 \varepsilon \sin\theta_{\kappa i} \sin\psi_{\kappa i} +$$

$$+ h_0 l_1 R \dot{\varepsilon} \cos\theta_{\kappa i} \sin\psi_{\kappa i} - h_0 l_1 R \varepsilon \dot{\theta}_{\kappa i} \sin\theta_{\kappa i} \sin\psi_{\kappa i}.$$

Здесь

$$I_1 = 2\psi_{\kappa i}\left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right) + 2\left(3\varepsilon + \frac{3}{4}\varepsilon^3\right)\cos\theta_{\kappa i} \sin\psi_{\kappa i} +$$

$$+ \frac{3}{2}\varepsilon^2 \cos 2\theta_{\kappa i} \sin 2\psi_{\kappa i} + \frac{1}{6}\varepsilon^3 \cos 3\theta_{\kappa i} \sin 3\psi_{\kappa i};$$

для контура $l_{\kappa i}$, совпадающего с границей камеры, двойной интеграл в уравнении (I) можно представить в виде

$$\iint_{F_{\kappa i}} \dot{h}\, dF = 2R l_0 h_0 \sin\psi_{\kappa i}(\dot{\varepsilon}\cos\theta_{\kappa i} - \varepsilon\dot{\theta}_{\kappa i} \sin\theta_{\kappa i});$$

$\varepsilon_\kappa$ - коэффициент, характеризующий сжатие жидкости;

$p$ - давление; $P_B$ - внешняя нагрузка;

$\theta_p$ - угол между началом отсчета и направлением нагрузки;

$m$ - масса подвижных частей;

$h_0$ - начальный зазор; $\varepsilon$ - относительный эксцентриситет;

$\theta_\varepsilon$ - угол между началом отсчета и линией центров.

Разрешающие уравнения (I) - (3) получены с учетом обще-

принятых теории смазки допущений.

Методом теории "узких канавок" (метод Уиппла) получено дифференциальное уравнение для общего распределения давления по угловой координате опоры, имеющей камеры прямоугольной формы. Применяя вращающуюся координатную систему, уравнение Рейнольдса, в безразмерном виде принимает вид:

$$F_1 \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^{*2}} h^3 + F_3 \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} h^3 = F_5 \Lambda \frac{\partial h}{\partial \theta^*}, \qquad (4)$$

где

$$F_1 = \frac{h_0^3}{t + (1-t)h_0^3}; \quad F_3 = h_0^3 t + (1-t);$$

$$F_5 = \frac{t(h_0 - 1)}{2[t + (1-t)h_0^3]} + [th_0 + (1-t)]\Omega - \frac{1}{2};$$

$$\Omega = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}; \quad \Lambda = \frac{12\mu\omega_1 R^2}{P_H h_0^2};$$

$\theta^* = \theta - \omega_2 \tau$; $\omega_1$ - угловая скорость вала; $\omega_2$ - угловая скорость линии центров; $P_H$ - давление смазки перед дросселями; $\tau$ - время; $t$ - относительная окружная протяженность камеры; $\theta$ - цилиндрическая координата; $h_0$ - зазор при условии концентричности вала и подшипника; $R$ - радиус вала; $\mu$ - абсолютная вязкость;

Воспользовавшись методом возмущений, представим давление в виде

$$P(\theta^*, Z) = P_0(Z) + \varepsilon P_1(\theta^*, Z).$$

В качестве возмущающего параметра взят относительный эксцентриситет $\varepsilon$. Тогда уравнение (4) после приведения подобных членов с $\varepsilon$ в нулевой и первой степени дает два дифференциальных уравнения. Одно для $P_0(Z)$, а другое для $P_1(\theta^*, Z)$.

Дифференциальные уравнения для установившегося и возмущенного давлений будут соответственно представлены в виде:

$$\frac{\partial^2 P_0}{\partial Z^2} = 0, \qquad (5)$$

$$F_1\frac{\partial^2 P_1}{\partial\theta^{*2}} + F_3\frac{\partial^2 P_1}{\partial Z^2} = -F_5\Lambda\sin\theta^*. \qquad (6)$$

Уравнение (6) для области опоры без камер будет

$$\frac{\partial^2 P_1'}{\partial\theta^{*2}} + \frac{\partial^2 P_1'}{\partial Z^2} = -\Lambda\Omega\sin\theta^* + \frac{1}{2}\Lambda\sin\theta^*. \qquad (7)$$

Уравнения (6) и (7) решаются при следующих граничных условиях:

$$\frac{\partial P_1}{\partial Z} = B P_1\Big|_{Z=0}, \qquad (8)$$

$$P_1(\theta^*, Z) = P_1(\theta^*+2\pi, Z), \qquad (9)$$

$$\frac{\partial P_1(\theta^*, Z)}{\partial\theta^*} = \frac{\partial P_1(\theta^*+2\pi, Z)}{\partial\theta^*}, \qquad (10)$$

$$P_1 = P_1'\Big|_{Z=L_2}, \qquad (11)$$

$$A\frac{\partial P_1}{\partial Z} = \frac{\partial P_1'}{\partial Z}\Big|_{Z=L_2}, \qquad (12)$$

$$P_1'(\theta^*, Z) = P_1'(\theta^*+2\pi, Z), \qquad (13)$$

$$\frac{\partial P_1'(\theta^*, Z)}{\partial\theta^*} = \frac{\partial P_1'(\theta^*+2\pi, Z)}{\partial\theta^*}, \qquad (14)$$

$$P_1' = 0\Big|_{Z=L}. \qquad (15)$$

Здесь $L_2$ – граница раздела областей опоры с камерами и без них, а $L$ – половина длины опоры; $A = h_0^3 + 1$.

Граничное условие (8) в средней плоскости подшипника получено при допущении, заключающемся в том, что дискретные источники заменены эквивалентным кольцевым подводом смазки.

Параметр $B$ в граничном условии (8) имеет следующий вид:

$$B = \frac{3\mu n M_0}{2\pi h_0^3 P_H (1 - P_{K0})[L(h_0^3 - 1) + 1]},$$

где $n$ – число дросселей опоры; $M_0$ – расход через дроссель (диафрагму) при нулевом эксцентриситете; $P_{K0}$ – давление в камерах опоры при нулевом эксцентриситете.

Решения дифференциальных уравнений (6) - (7) с учетом граничных условий имеют вид (знак ∗ далее везде опущен):

$$P_1(\theta,z)=\sum_{n=1}^{\infty}\left(-b_2+c_{1n}e^{\frac{nz}{a}}-c_{2n}e^{-\frac{nz}{a}}\right)\sin n\theta, \quad (16)$$

$$P_1'(\theta,z)=\sum_{n=1}^{\infty}\left(-b_1+c_{1n}'e^{nz}+c_{2n}'e^{-nz}\right)\sin n\theta. \quad (17)$$

Из граничных условий (8), (11), (12), (15) определяем произвольные постоянные (при $n = 1$)

$$c_{11}=\frac{g_{13}}{g_{11}}-\frac{g_{12}}{g_{11}}\frac{f_2f_4-f_1f_5}{f_1f_3-f_2f_4};\quad c_{21}=\frac{f_2f_4-f_1f_5}{f_1f_3-f_2f_4};$$

$$c_{11}'=\frac{g_3}{g_1}-\frac{g_2}{g_1}\frac{f_3-f_5}{f_1-f_4};\quad c_{21}'=\frac{f_3-f_5}{f_1-f_4};$$

$$f_1=g_5-\frac{g_2g_9}{g_1};\ f_2=g_6+\frac{g_7g_{13}}{g_{11}}-\frac{g_3g_4}{g_1};\ f_3=g_8-\frac{g_7g_{12}}{g_{11}};$$

$$f_4=g_{10}-\frac{g_2g_9}{g_1};\ f_5=\frac{g_2g_{13}}{g_{11}}-\frac{g_3g_9}{g_1};\ g_4=(B-\frac{1}{a});$$

$$g_6=b_2-b_1;\ g_7=e^{L_2};\ g_8=e^{-L_2};\ g_9=\frac{A}{a}e^{L_2/a};$$

$$g_{10}=-\frac{A}{a}e^{-L_2/a};\ g_{11}=e^{L};\ g_{12}=e^{-L};\ g_{13}=b_1;\ a^2=\frac{F_2}{F_1};$$

$$g_2=(B+\frac{1}{a});\ g_3=Bb_2;\ g_4=e^{L_2/a};\ g_5=e^{-L_2/a}.$$

Здесь $b_1$ и $b_2$ – некоторые частные решения, которые будут иметь вид:

$$b_1=-(\Omega-1/2)\Lambda;\quad b_2=-\frac{F_3}{F_1}\Lambda.$$

Стационарное решение уравнения (5) будет представлено так:

$$P_0=P_{k0}-\frac{D}{L}(1-P_{k0})Z \qquad (0\le Z\le L/D).$$

Полученные методом теории "узких канавок" расчетные зависимости хорошо согласуются с результатами известных исследований, проведенных с помощью различных методов, а именно: для численного решения, которое дает хорошее совпадение для

малых $\varepsilon$ и для стационарного течения по уравнениям (I)-(3).

С увеличением числа камер точность метода растет. Этот метод является хорошим инструментом для разработки конструкции опоры и он более экономичен по сравнению с конечно-разностным методом.

Четвертая глава посвящена анализу динамических характеристик радиальной гидростатической опоры с дренажными канавками. Рассматривается опора, нагруженная периодически изменяющейся во времени нагрузкой.

Представим первое уравнение системы (I) – (3) в виде:

$$A_{1i} - A_{2i} h_i - A_{3i} P_a h_i^3 + A_{3i} P_{ki} h_i^3 + A_{4i} \dot{h}_i + A_{5i} P_{ki} + A_{6i} P_{ki} + A_{7i} h_i^3 \dot{h}_i = 0, \qquad (I8)$$

где

$$A_{1i} = V k_1 \sin\psi_{ki} \operatorname{tg}\theta_{ki} h_0 - \frac{R h_0^3 P_a 2\psi_{ki}}{6\mu l_1} - \frac{d_\Delta^4}{184{,}5\mu l} P_H;$$

$$A_{2i} = V k_1 \sin\psi_{ki} \operatorname{tg}\theta_{ki}; \quad A_{3i} = \frac{l_0}{12\mu R} - \left(\frac{1}{\theta_{ai-} - \theta_{ki-}} + \frac{1}{\theta_{ki-} - \theta_{ai+}}\right);$$

$$A_{4i} = 2R\sin\psi_{ki}(l_0 + l_1) + R l_0 (\theta_{ai+} - \theta_{ki-}); \quad A_{5i} = \varepsilon_k = V k / \varkappa;$$

$$A_{6i} = \frac{d_\Delta^4}{184{,}5\mu l} + \frac{R h_0^3}{6\mu l_1} 2\psi_{ki};$$

$$A_{7i} = \frac{R l_0}{2 h_0^3}\left[(\theta_{ki-} + \theta_{ai+}) - (\theta_{ai-} + \theta_{ki+})\right] \quad (i = 1, 2, \ldots, n).$$

В этих соотношениях $V_k$ – объем жидкости в камере и подводящем канале; $\varkappa$ – модуль объемной упругости жидкости; $P_a$ – давление слива; $P_H$ – давление источника; $d_\Delta$ – сторона треугольного дроссельного канала; $l$ – длина дроссельного канала; $l_1$ – протяженность торцевой перемычки; $l_0$ – осевая протяженность камеры; $V$ – линейная скорость вала; $\theta_{ki-}$, $\theta_{ai+}$, $\theta_{ki+}$, $\theta_{ai-}$ – границы соответствующих контуров. Параметры с точкой – дифференцирование по времени.

Последние два уравнения системы (I) – (3) представляют собой уравнения равновесия сил, действующих на вал в проекциях на оси $X$, $Y$

$$m\ddot{\delta}_x = \sum F P_{ki} \cos\theta_{ki} + P_B ,$$

$$m\ddot{\delta}_y = \sum F P_{ki} \sin\theta_{ki} ,$$

где $F$ – эквивалентная площадь; $F = 2R(L - l_1)\sin(\psi_{ki} + \theta_i)$;

$\delta_x$, $\delta_y$ – составляющие возмущенного перемещения центра вала.

Для четырехкамерной опоры система уравнений в конечном виде будет представлена так:

$$t_{11}X_{k1} + a_{12}X_{k2} + a_{13}X_{k3} + a_{14}X_{k4} - u_{11}Y_{k1} = -b_1 ;$$

$$u_{11}X_{k1} + t_{11}Y_{k1} + a_{12}Y_{k2} + a_{13}Y_{k3} + a_{14}Y_{k4} = 0 ;$$

$$a_{21}X_{k1} + t_{22}X_{k2} + a_{23}X_{k3} + a_{24}X_{k4} - u_{22}Y_{k2} = -b_2 ;$$

$$u_{22}X_{k2} + a_{21}Y_{k1} + t_{22}Y_{k2} + a_{23}Y_{k3} + a_{24}Y_{k4} = 0 ;$$

$$a_{31}X_{k1} + a_{32}X_{k2} + t_{33}X_{k3} + a_{34}X_{k4} - u_{33}Y_{k3} = -b_3 ;$$

$$u_{33}X_{k3} + a_{31}Y_{k1} + a_{32}Y_{k2} + t_{33}Y_{k3} + a_{34}Y_{k4} = 0 ;$$

$$a_{41}X_{k1} + a_{42}X_{k2} + a_{43}X_{k3} + t_{44}X_{k4} - u_{44}Y_{k4} = -b_4 ;$$

$$u_{44}X_{k4} + a_{41}Y_{k1} + a_{42}Y_{k2} + a_{43}Y_{k3} + t_{44}Y_{k4} = 0 ,$$

где

$$X_{ki} = R\{P_{ki}\} ; \quad Y_{ki} = I\{P_{ki}\} ; \quad t_{ii} = R\{a_{ii}\} ;$$

$$t_{ii} = F\left(1 + \frac{B_{2i}B_{4i} - \omega^2 B_{3i}B_{5i}}{B_{2i}^2 + \omega^2 B_{3i}^2}\,\frac{m\omega^2}{F}\right); \quad u_{ii} = I\{a_{ii}\};$$

$$u_{ii} = m\omega^3 \frac{B_{2i}B_{5i} + B_{3i}B_{4i}}{B_{2i}^2 + \omega^2 B_{3i}^2} ;$$

$$a_{in} = (\cos\theta_{ki}\cos\theta_{kn} + \sin\theta_{ki}\sin\theta_{kn})F ; \quad b_i = P_B\cos\theta_{ki} ;$$

$P_B = P_1 \sin\omega_1 t$; $P_1$ – амплитуда внешней силы;

$\omega_1$ – частота возмущающего усилия; $\omega$ – круговая частота.

Динамическая грузоподъемность при гармоническом изменении внешнего усилия больше, чем при постоянной основной нагрузке, здесь сказывается влияние сжатия жидкостной пленки.

Если систему разрешающих уравнений (1) - (3) решить относительно $\delta_x$ , $\delta_y$ , то это будет предоставлено так:

$$\delta_x = \frac{Mg_1 + Ng}{NV - MW} ; \quad \delta_y = \frac{Vg_1 + Wg}{NV - MW} ,$$

где

$$M = b + c + l + m ; \quad N = h_1 - b_1 - l_1 - m_1 - e_1 ;$$

$$V = h - a - t - r - n ; \quad W = a_1 + n_1 + r_1 + t_1 ;$$

$$h = f_1 f_2 f_3 f_4 ; \quad a = \kappa c_1 \cos\theta_{\kappa 1} ; \quad b = \kappa d_1 \cos\theta_{\kappa 1} ; \quad t = \kappa c_2 \cos\theta_{\kappa 2} ;$$

$$l = \kappa d_2 \cos\theta_{\kappa 2} ; \quad r = \kappa c_3 \cos\theta_{\kappa 3} ; \quad e = \kappa d_3 \cos\theta_{\kappa 3} ;$$

$$n = \kappa c_4 \cos\theta_{\kappa 4} ; \quad m = \kappa d_4 \cos\theta_{\kappa 4} ; \quad g = \kappa \delta_x f_1 f_2 f_3 f_4 ; \quad h_1 = h ;$$

$$a_1 = \kappa c_1 \sin\theta_{\kappa 1} ; \quad b_1 = \kappa d_1 \sin\theta_{\kappa 1} ; \quad t_1 = \kappa c_2 \sin\theta_{\kappa 2} ; \quad l_1 = \kappa d_2 \sin\theta_{\kappa 2} ;$$

$$r_1 = \kappa c_3 \sin\theta_{\kappa 3} ; \quad e_1 = \kappa d_3 \sin\theta_{\kappa 3} ; \quad n_1 = \kappa c_4 \sin\theta_{\kappa 4} ; \quad t_1 = (B_4^2 + B_5^2 \omega^2)_i ;$$

$$m_1 = \kappa d_4 \sin\theta_{\kappa 4} ; \quad g_1 = \kappa \delta_y f_1 f_2 f_3 f_4 ; \quad \kappa = \frac{F}{ms^2} ; \quad b_x = \frac{P_0}{F} \cos\theta_p ;$$

$$b_y = \frac{P_0}{F} \sin\theta_p ; \quad F_0 = P_1 \sin\omega_1 t ; \quad c_i = (B_3 B_5 \omega^2 - B_2 B_4) \cos\theta_{\kappa i} ;$$

$$d_i = (B_3 B_5 \omega^2 - B_2 B_4) \sin\theta_{\kappa i} .$$

Остальные обозначения прежние.

С увеличением возмущающей частоты $\omega_1$, величина зазора остается величиной постоянной (в пределах исследуемых частот). Величина зазора растет с ростом амплитуды $P_1$ . При нестационарной нагрузке заметно влияние сжатия жидкостной пленки, поэтому средняя толщина пленки больше ее величины при основной постоянной нагрузке.

Пользуясь принципом суперпозиций, рассматривая гидростатическую радиальную опору как систему двусторонних подпятников, можно найти отклик на каждую составляющую полной нагрузки. Гидростатическая опора представляется эквивалентной механической системой: последовательным соединением массы и демпфера.

Характеристики гидростатической опоры при действии внешней нагрузки $P_2$ , зависящей от времени, силы сухого трения (в общем случае), могут быть описаны уравнениями для перепада давлений в щелях опоры; уравнением связи между давлением

в камере опоры и расходом на входе подводящего канала $Q = Q(P_к)$ ; соотношением, учитывающим сжатие рабочей жидкости в камере и подводящем канале $q = Q - \varepsilon_к \dot{P}_к$; и уравнением равновесия $m\ddot{h} + P_{тр} = P - P_в$ , где $\varepsilon_к = V_к/\varkappa$ ; $V_к$ – сумма объемов жидкости в камере и подводящем канале; $\varkappa$ – приведенный модуль объемной упругости жидкости; $m$ – масса подвижных частей.

Совместное решение этих уравнений представляет значительные трудности, что обусловлено сложностью зависимости $Q = Q(P_к)$ при строгом учете особенностей системы подачи жидкости, недостаточностью сведений о потерях на границах щелей.

Радиальная гидростатическая опора может уравновешивать нагрузку при нулевом эксцентриситете при использовании дросселей с разными сопротивлениями, если жесткость опоры окажется достаточной. В этом случае снижается расход рабочей жидкости, т.к. имеется возможность уменьшения среднего радиального зазора опоры.

Статическая жесткость опоры будет

$$C_0 = F P_к \left[ \frac{\partial \lambda_2 / \partial \varepsilon}{(1+\lambda_2)^2} + \frac{\partial \lambda_1 / \partial \varepsilon}{(1+\lambda_1)^2} \right],$$

где $$\frac{\partial \lambda_{1,2}}{\partial \varepsilon} = -\lambda_{1,2} \frac{1}{R_{ш1,2}} \frac{\partial R_{ш1,2}}{\partial \varepsilon};$$

$$\frac{\partial R_{ш1,2}}{\partial \varepsilon} = - \frac{\frac{R}{\delta_2} \dot{I}_1 - \frac{l_2}{R} \frac{\dot{I}_7(\psi_{2,4}) - \dot{I}_7(\psi_{1,3})}{[I_7(\psi_{2,4}) - I_7(\psi_{1,3})]^2}}{\frac{R}{\delta_2} I_1 + \frac{l_2}{R} \frac{1}{I_7(\psi_{2,4}) - I_7(\psi_{1,3})}};$$

$$I_1 = \int_{-\psi}^{\psi} (1+\varepsilon\cos\varphi)^3 d\varphi ; \quad I_7 = \int_{\psi - \psi/2}^{\psi + \psi/2} \frac{d\varphi}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^3} .$$

В этих соотношениях $\lambda_{1,2} = R_{1,2}/R_{ш1,2}$ , $R_{1,2}$ – сопротивление дросселей; $R_{ш1,2}$ – сопротивление щелей, образованных перемычками и поверхностью вала; $2\psi$ – угол раствора камеры; $\varphi$ – угловая координата щели.

Оптимальная статическая жесткость представляется так:

$$C_o^* = \alpha \frac{f^2+4ak_1^2(1-f)}{4f} \text{ при } \lambda_1 = \frac{f-2ak_1}{f+2ak_1}; \lambda_2 = \frac{f-2ak_1+2fak_1}{f+2ak_1-2fak_1}, \quad (19)$$

где $\alpha = \frac{FP_н}{h_o}$; $f = a+b$; $a = \frac{\partial R_{щ1}}{\partial \varepsilon}$; $b = \frac{\partial R_{щ2}}{\partial \varepsilon}$;

$k_1 = \frac{2P_в}{FP_н}$;

$F$ – эффективная площадь камеры.

Оптимальная статическая жесткость при симметричном дросселировании существенно меньше жесткости при несимметричном дросселировании в области больших $k_1$. Это различие убывает с уменьшением степени нагруженности опоры $k_1$.

В пятой главе приводится описание экспериментальных исследований характеристик замкнутой гидростатической опоры – радиального подшипника, – проведенных на специально собранном стенде. Подача масла "Индустриальное 20" в систему опоры осуществлялась от насосной станции (насос ПД № 10, электродвигатель МАП52-4, 22 квт, 1470 об/мин).

При статических испытаниях гидравлические схемы стенда обеспечивали постоянное давление перед линейными дросселями, установленными на входе в опору. Нагружение опоры производилось с помощью тормозной гидромашины, работающей в насосном режиме, кроме того, давлением жидкости, подаваемой в камеры опоры. Перемещения измерялись с помощью индуктивных датчиков типа ДД-10 с соответствующей доработкой (собраны по дифференциальной схеме) и индуктивной аппаратурой ИД-2И. Давление в камерах опоры измерялось с помощью индуктивных датчиков типа ДД-20 с усилительной аппаратурой ИВП-2. Все датчики перед постановкой на стенд тарировались (перемещения – с помощью индикатора с ценой деления 1 мкм, давления – на тарировочном прессе МП2500 ГОСТ 8291-57). Температура масла измерялась с помощью хромель-алюмелевых термопар со вторичным прибором – гальванометром М198/3. Вязкость масла определялась вискозиметро Энглера. Расход в системе контролировался турбинным расходомером ДРС-01 с вторичным прибором

частотомером Ч3-7. Постоянство давления на отдельных участках стенда поддерживалось с помощью гидроаккумулятора.

Постоянные линейных дросселей находились опытным путем по расходу через дроссель и перепаду давлений на нем при определенной температуре.

Для экспериментального варианта гидромашины на опорах гидростатического типа был использован гидромотор с индексом 2I0.20, выпускаемый серийно Свердловским заводом "Пневмостроймашина". Кроме приборов и устройств, выпускаемых промышленностью, в эксперименте были использованы специально изготовленные устройства: гидростатическая радиальная опора, линейные дроссели.

Опора с внутренним диаметром Д = 4,5 см.имеет четыре камеры, которые питаются через линейные дроссели. Вектор нагрузки ориентирован на межкамерную перемычку. Средний радиальный зазор равен 42 мкм. Вал изготовлен из стали 40Х, рабочие поверхности которого были цементированы и закалены до твердости 55-60 $RC$. Подшипник выполнен из бронзы БР.ОС I0-I0. Дроссели имели винтовой канал с треугольным поперечным сечением.

Статические характеристики опоры, т.е. зависимость зазора от нагрузки, в системе определялись в условиях изменения параметров $Q = 267 \cdot 10^{-6}$ м$^3$/с; $P_1 = (1930 \div 3120)$ Н; $P_2 = (1,77 \div 1,8) \cdot 10^4$ н/м$^2$; $P_n = (368 \div 881) \cdot 10^4$ н/м$^2$; $h = (0,5 \div 2,5) \cdot 10^{-5}$ м; $\Theta = 39,5^0$С; $\Theta_0 = 20^0$С; $P_{к0} = 0,654$; $K_c = 0,75 \cdot 10$ м$^{-3}$.

Динамическим испытаниям подвергалась та же опора, что и при статических. В этом случае тормозная гидромашина отключалась и вал экспериментальной гидромашины нагружался инерционной нагрузкой.

В эксперименте регистрировались перемещения вала в 2-х взаимно перпендикулярных направлениях $h_r$, $h_\theta$; давления в камерах опоры $P_{к1 \div 4}$; давления на сливе $P_2$; давление в магистрали нагнетания приводного насоса $P_1'$. Все эти величины фиксировались, как и в случае статических испытаний, индуктивной аппаратурой (ИД-2И, ИВП-2). Запись процессов

Осуществлялась с помощью шлейфового осциллографа К-115. Условия, соответствующие проведению этих экспериментов, следующие:

$P_н$ = 490 $10^4$ н/м$^2$; $h$ = 3,8 $10^{-5}$м; $P_a$ = 0;

$P_f$ = 1930 Н; $\nu$ = 2,5 ÷ 26 Гц; $\varkappa$ = 17,2 $10^9$ н/м

Закон изменения внешней нагрузки $P_в$ принимался гармоническим.

С увеличением частоты внешней возмущающей силы амплитудные значения давлений в камерах растут, при этом отношение амплитуд нагруженной и ненагруженной камер остается постоянным и равным 1,56 во всем диапазоне исследуемых частот.

Ступенчатый закон изменения входного воздействия аппроксимировался рядом Фурье. Расчеты больших колебаний проводились путем решения системы уравнений, методом Рунге-Кутта.

До величины относительного эксцентриситета, равно 0,5, расчеты, выполненные по методу Рунге-Кутта и по линеаризованной теории, хорошо согласуются.

Данные экспериментального исследования опор, проведенного для условий статического и динамического нагружения в широком диапазоне изменения параметров удовлетворительно подтверждаются расчетными зависимостями в большинстве случаев.

П208164

В шестой главе даются основные результаты и выводы работы.

I. Получены оптимальные статические характеристики гидростатической радиальной опоры (коэффициенты грузоподъемности, жесткости, расхода). На основе анализа влияния параметров опоры на ее характеристики даются рекомендации по выбору этих параметров.

а) С увеличением параметра $A_0$ расчет коэффициента перетекания $\alpha$, что ведет к уменьшению коэффициента грузоподъемности $W$;

б) Для различных геометрических размеров опор число камер, соответствующее максимальному коэффициенту грузоподъемности, будет различным. Для большинства рассмотренных случаев оптимальное число камер по грузоподъемности 6 ÷ ..

в) Коэффициенты жесткости, грузоподъемности при турбулентном режиме течения смазки ниже, чем при турбулентно-ламинарном.

г) В зависимости от определяющей характеристики опоры (грузоподъемность, жесткость, расход смазки) следует выбирать значения относительного давления в камерах $P_{k0}$ оптималь-



МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ные для данной опоры.

Коэффициент расхода снижается с увеличением $\rho_{ko}$.

Наибольшее значение коэффициента жесткости $C$ для малых эксцентриситетов находится в районе $\rho_{ko} = 0,5$. Затем с ростом экстремум смещается в сторону малых $\rho_{ko}$.

Для опор с большим числом камер $n$ желательно выбирать большие значения параметра $\rho_{ko}$, чем при малых числах камер, для всех эксцентриситетов, хотя рост $\varepsilon$ приводит к некоторому смещению оптимальных значений в сторону уменьшения $\rho_{ko}$

2. Получено решение линеаризованных уравнений движения жидкости в щели радиальной гидростатической опоры при динамическом нагружении.

3. Для больших колебаний решение системы нормальных уравнений дается методом Рунге-Кутта. Проведено сравнение решений, полученных численным методом и методом малого параметра. Наблюдается хорошее согласование этих решений до относительного эксцентриситета равного 0,5. При больших эксцентриситетах наблюдается расхождение результатов этих методов по причине существенного влияния на процессы в опоре нелинейностей

4. Методом Уиппла получено дифференциальное уравнение общего распределения давления для гидростатической радиальной опоры с камерами прямоугольной формы.

Этот метод можно рекомендовать при расчете характеристик гидростатических опор, у которых $n \geq 6$, как наиболее экономичный. При $n < 6$ метод Уиппла пригоден для предварительного синтеза подшипника. С увеличением числа камер точность метода возрастает и он дает такие же результаты, как и другие методы, например, метод баланса расходов.

5. Для гидростатической опоры, работающей с относительно малыми зазорами, проведен анализ жесткости, являющийся одной из основных характеристик, определяющих эксплуатационные качества. Определено, что выбор параметров опоры и системы подачи рабочей жидкости, соответствующий оптимальной жесткости, зависит существенным образом от задания постоянных и изменяемых величин расчетного режима. Приведены рекомендации по выбору этих параметров.

6. На основе анализа малых колебаний показано, что динамическая жесткость замкнутой системы выше жесткости незамкнутой. В области частот от 0 до $10^5$ рад/с жесткости обеих систем имеют одинаковые значения.

7. При проектировании гидростатических опор с несимметричным дросселированием можно рекомендовать полученные выражения (I9) для расчета сопротивлений компенсаторов из условий $C_{max}$.

8. Проведены экспериментальные исследования гидростатической опоры в режимах статического и динамического нагружений. Сравнение результатов эксперимента с расчетами показало удовлетворительную сходимость.

9. Ожидаемый народохозяйственный эффект от внедрения гидромашины на гидростатических опорах на единицу изделия составляет I40 рублей, а на годовой объем ( при программе 2300 шт) будет 320 тыс.рублей. Для сравнения новой гидромашины была выбрана за базу гидромашина 2I0.I6, выпускаемая ММЗ имени М.И.Калинина серийно.

Экспериментальные исследования проводились на экспериментальном образце гидромашины типа 2I0.20, выпускаемой серийно Свердловским заводом "Пневмостроймашина". На основе выполненных исследований разработаны рекомендации по расчету и усовершенствованию опорного узла гидромашины.

Объем I,25 п.л. А-101770 8/х-76г. Тир.I00 Зак. 1844

Ротап. МВТУ.