

М132203

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

В. П. МОРОЗОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ
С ТОРЦЕВОЙ ЩЕЛЬЮ

(05.193 — Гидравлические машины)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор В. Н. Прокофьев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор В. Э. Пуш,
кандидат технических наук, доцент Ю. Е. Захаров.

Ведущее предприятие — Московский машиностроитель-
ный завод им. М. И. Калинина.

Автореферат разослан «...» ... 1971 г.

Защита состо- 1971 г.
на заседании Со-куль-
тета МВТУ им.

С диссертаци- ГУ
им. Н. Э. Баума

Отзывы в дв- ж-
дения, просьба- а-
манская ул., д.

Ученый секр

К. Т. Н.,

М132203



1023

Наличие узкой торцевой щели, дросселирующей ламинарный поток жидкости, является общим признаком многих гидравлических устройств, применяемых в машиностроении. К таким устройствам относятся гидростатические опоры и выполненные по схеме опор исполнительные механизмы малых перемещений; гидростатические башмаки в насосах и моторах; торцевые распределители и уплотнения; тарельчатые клапаны; демпферы.

Корректный расчет устройств с торцевой щелью в общем случае затруднителен из-за сложности математического описания течения жидкости в щели. Одним из факторов, усложняющих анализ, является мало изученное влияние инерции жидкости.

В известных работах, посвященных расчету устройств с учетом инерции жидкости, опубликованных, в основном, начиная с 1960 г., либо прямо используются, либо в той или иной мере повторяются приемы и результаты исследований (в области гидродинамической теории смазки и теории пограничного слоя) Н. Е. Жуковского и С. А. Чаплыгина (1905 г.), Л. С. Лейбензона (1934, 1935 гг.), Н. А. Слезкина и С. М. Тарга (1935, 1946 гг.), Кармана и Польгаузена (1921 г.), Ригельса (1938 г.), Калерта (1948 г.). Применение различных приближенных методов анализа при одинаковых предпосылках, а также введение различных, не всегда оправданных, допущений приводят часто к существенно отличающимся результатам. Имеющиеся в настоящее время оценки влияния инерции жидкости на анализируемые параметры не связываются с точностью получаемых решений, что делает эти оценки недостаточно конкретными.

Для наиболее часто встречающихся условий работы гидростатических опор, когда характеристики потока в рабочей щели определяются главным образом вязкостью жидкости, а влияние инерции мало, имеется ряд подробных исследований. Однако, в этих исследованиях отсутствует единый подход к оценке жесткости опор. Рекомендации по выбору параметров опоры и системы подачи жидкости часто носят противоречивый характер, а условия их применения не анализируются.

В диссертационной работе ставятся следующие задачи:

— Анализ методов расчета гидравлических устройств с торцевой щелью.

— Получение обобщенного решения уравнений движения жидкости в осесимметричной торцевой щели, учитывающего инерцию жидкости, наличие источника (или стока), вращение и осевое перемещение одного из ограничивающих торцов.

— Оценка влияния инерции жидкости на характеристики устройств с торцевой щелью и оценка точности решения.

— Анализ жесткости (статической и динамической) гидростатических опор с различными схемами питания.

— Экспериментальное исследование процессов в опоре при статическом и динамическом нагружении.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и шести приложений, изложена на 173 стр., включает 40 рис. и 6 таблиц.

Первая глава посвящена анализу методов расчета гидравлических устройств с торцевой щелью. Для исследования течений в щелях применяется прямое интегрирование уравнений движения жидкости, либо совершенно не учитывающих инерцию жидкости, либо отражающих кроме сил трения еще и кориолисовы ускорения от вращения одного из ограничивающих торцов, а также приближенные способы решения с учетом всех или части составляющих ускорения

М. В. И. У.

я. Н. З. В. И. У.

БИБЛИОТЕКА

жидкости. Динамика рассматриваемых устройств часто анализируется с помощью различных упрощающих схем. Однако, иногда недостаточно строгая трактовка этих схем приводит к неточностям, которых можно было бы избежать при существующей возможности прямого интегрирования принимаемых исходных уравнений.

Из имеющегося многообразия способов интегрирования уравнений движения жидкости с учетом инерционных членов предпочтение может быть отдано относительно простому методу итераций (последовательных приближений), предложенному для уточнения решений задач гидродинамической теории смазки впервые Л. С. Лейбензоном («Второе приближение в теории Осборна Рейнольдса» в сб. «Гидродинамическая теория смазки», ГТТИ, 1934). Сравнение решения для стационарного течения между неподвижными торцами в опоре, получаемого этим методом во втором приближении, с решениями: посредством представления неизвестных в форме рядов с соответствующим числом членов; при использо-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

вании интегрального уравнения энергии, аналогичного предложенному Л. С. Лейбензоном для расчета пограничного слоя; и путем наложения частных решений, одно из которых учитывает только вязкость, а другое — только инерцию жидкости с коррекцией на параболический профиль скорости, показывает, что сопоставляемые расчетные соотношения совпадают. В случае нестационарного течения между параллельными пластинами имеет место совпадение результатов анализа, проведенного итерационным методом с двумя приближениями и с помощью рядов.

Методы осреднений — Слезкина—Тарга, и основанный на использовании интегральных уравнений, аналогичных соотношениям Кармана—Польгаузена в теории пограничного слоя, а также методы рядов с последующими осреднениями инерционных членов приводят к заниженным значениям поправок на инерцию жидкости в расчетных зависимостях.

Методы осреднений с последующим уточнением решения итерациями (по способу Л. С. Лейбенсона), как это рекомендуется, например, Н. А. Слезкиным и С. М. Таргом, приводят к таким же результатам, как и метод итераций без осреднений. Так, использование «обобщенного уравнения Рейнольдса» позволяет учесть влияние инерции жидкости на поле давлений, при этом поле скоростей отражает лишь силы трения в жидкости. Поскольку уточнение решения проводится на основании составляющих скорости, то после первого уточнения результат не отличается от получаемого методом итераций, исходя из приближения Рейнольдса. Использование метода итераций без осреднений представляется менее трудоемким, чем осреднение инерционных сил жидкости с последующими итерациями.

Являясь приближенным, метод итераций имеет границы применимости. С увеличением роли сил инерции жидкости по сравнению с силами вязкого трения сходимость метода, очевидно, замедляется. Однако, при этих условиях целесообразно исследование гидродинамической устойчивости, т. е. определения границ применимости исходных уравнений движения жидкости.

Во второй главе дается вывод расчетных зависимостей для параметра потока в торцевой щели с центральным источником (или стоком) с учетом инерции жидкости при вращении и осевом перемещении одного из ограничивающих торцов. Рассматривается изотермическое течение несжимаемой жидкости в торцевой щели (рис. 1). Принимаемое допущение о независимости осевой составляющей скорости w от

радиуса r , обычное для рассматриваемого класса задач, позволяет преобразовать уравнения Навье—Стокса к виду

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{v^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{uv}{r} = \nu \left(\nabla^2 v - \frac{v}{r^2} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}, \quad (3)$$

где u и v — радиальная и тангенциальная составляющие скорости жидкости, z — осевая координата, t — время, ρ — плотность, p — давление, ν — коэффициент кинематической вязкости, ∇^2 — оператор Лапласа.

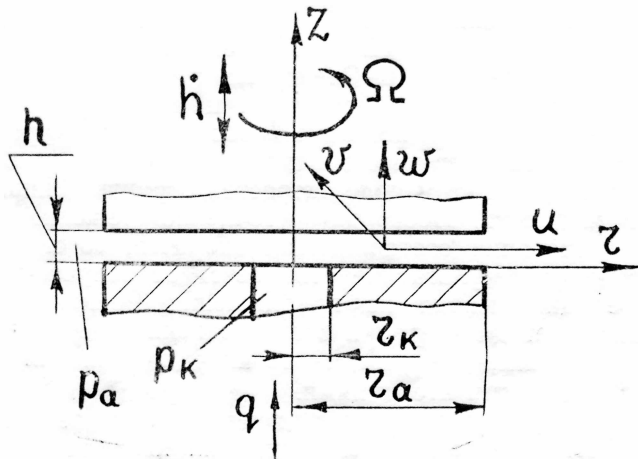


Рис. 1

Условие неразрывности представляется дифференциальным и интегральным уравнениями:

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (4)$$

$$2\pi r \int_0^h u dz = q - \pi r^2 \dot{h}, \quad (5)$$

где h — открытие щели, q — расход, подводимый к щели,

Граничные условия для составляющих скорости:

при $z=0$: а) $u=0$, б) $v=0$, в) $w=0$; (6)

при $z=h$: а) $u=0$, б) $v=r\Omega$, в) $w=h$; (7)

и для давлений:

при $r > r_a$ $p = p_a$, при $r < r_k$ $p = p_k$,

при $r = r_a$ $p = p_a - \beta_a \frac{\rho \tilde{u}_a^2}{2}$, (8)

при $r = r_k$ $p = p_k - \beta_k \frac{\rho \tilde{u}_k^2}{2}$; (9)

причем $\beta_a = -\zeta_a \operatorname{sign} \tilde{u}_a + \alpha_a$, $\zeta_a = \zeta_a(\tilde{u}_a)$, $\beta_k = \zeta_k \operatorname{sign} \tilde{u}_k + \alpha_k$, $\zeta_k = \zeta_k(\tilde{u}_k)$, $\zeta_a = 0$ при $\tilde{u}_a > 0$, $\zeta_k = 0$ при $\tilde{u}_k < 0$.
Обозначено: Ω — скорость вращения торца, $\tilde{u}$ — осредненная по высоте щели радиальная скорость жидкости, ζ — коэффициент местных потерь, α — коэффициент кинетической энергии; индексы «а» и «к» относят величины к наружной и внутренней границам щели.

Дифференцированием уравнения (3) по r с учетом допущения $\frac{\partial w}{\partial r} = 0$ получается соотношение $\frac{\partial^2 p}{\partial r \cdot \partial z} = 0$, позволяющее представить давление в виде двух слагаемых, одно из которых p_r не зависит от z , а другое p_z — не зависит от r , причем $p_r \gg p_z$ и $p \approx p_r$.

Уравнения (1) и (2) решаются приближенно методом итераций. Соответствующие им итерационные уравнения записываются в виде

$$\frac{\partial u_{i-1}}{\partial t} + u_{i-1} \frac{\partial u_{i-1}}{\partial r} + w_{i-1} \frac{\partial u_{i-1}}{\partial z} - \frac{v_{i-1}^2}{r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_i}{\partial r} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2}, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial v_{i-1}}{\partial t} + u_{i-1} \frac{\partial v_{i-1}}{\partial r} + w_{i-1} \frac{\partial v_{i-1}}{\partial z} + \frac{u_{i-1} v_{i-1}}{r} = \\ & = \nu \left(\frac{\partial^2 v_{i-1}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_{i-1}}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_i}{\partial z^2} - \frac{v_{i-1}}{r^2} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

В исходном первом приближении ($i = 1$) учитываются силы вязкости, обусловленные изменением скорости жидкости в направлении оси z , т. е. в равенствах (10) и (11) со-

хранятся члены с индексами i . Двойное интегрирование по z уравнений (10) и (11) соответственно с граничными условиями (6а) и (7а), (6б) и (7б) позволяет определить

$$u_i = f_{1i} \left(\frac{\partial p}{\partial r}, q, r, z, t \right); \quad v_i = f_{2i}(q, r, z, t). \quad (12)$$

В результате совместного решения первого уравнения (12) и (5) получается

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = f_{3i}(q, r, t), \quad (13)$$

$$u_i = f_{4i}(q, r, z, t). \quad (14)$$

Значения $w_i = f_{5i}(q, r, z, t)$ находятся интегрированием по z соотношения (4) с учетом (14), (6в) и (7в). Поле давлений определяется интегрированием по r уравнения (13) с граничными условиями (8) и (9), причем осредненные скорости $\bar{u}$ выражаются через расход q по соотношению (5). Выражение для усилия P , создаваемого давлением жидкости на подвижный торец (называется в дальнейшем для краткости отжимающим усилием и применительно к опоре — несущей способностью), получается в результате интегрирования давления по поверхности торца.

Оценка точности получаемого решения дается по отклонению равенства (1) от тождества после подстановки приближенных значений $\frac{\partial p_i}{\partial r}$, u_i , v_i , w_i :

$$\Delta \frac{\partial p_i}{\partial r} = \rho \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial r} + w_i \frac{\partial u_i}{\partial z} - \frac{v_i^2}{r} \right) - \left(\frac{\partial u_{i-1}}{\partial t} + u_{i-1} \frac{\partial u_{i-1}}{\partial r} + w_{i-1} \frac{\partial u_{i-1}}{\partial z} - \frac{v_{i-1}^2}{r} \right) \right].$$

Погрешности определения давлений в торцевой щели и в камере оцениваются интегрированием последнего выражения

$$\Delta p_i = - \int_r^{r_a} \Delta \frac{\partial p_i}{\partial r} dr, \quad \Delta p_{ki} = - \int_{r_k}^{r_a} \Delta \frac{\partial p_i}{\partial r} dr,$$

и для отжимающего усилия

$$\Delta P_i = \pi r_k^2 \Delta p_{ki} + 2\pi \int_{r_k}^{r_a} \Delta p_i r dr.$$

Получающиеся в соответствии с изложенной последовательностью соотношения для давления в щели и в камере и отжимающего усилия в безразмерной форме имеют вид

$$\begin{aligned} \overline{p - p_a} = & -6L_1 \ln \bar{r} - 3R_1 \frac{1 - \bar{r}^2}{\bar{r}^2} - \frac{3}{5} L_2 \ln \bar{r} - \\ & - \frac{3}{10} R_2 \frac{1 - \bar{r}^2}{\bar{r}^2} + \frac{24}{35} L_1 R_1 \ln \bar{r} \left(1 + \frac{35}{96} \frac{\beta_a}{\ln \bar{r}} \right) + \\ & + \frac{15}{28} R_1^2 \frac{1 - \bar{r}^2}{\bar{r}^2} \left(1 - \frac{7}{30} \frac{\beta_a}{1 - \bar{r}^2} \right) - \frac{27}{140} L_1^2 (1 - \bar{r}^2) \times \\ & \times \left(1 + \frac{35}{54} \frac{\beta_a \bar{r}^2}{1 - \bar{r}^2} \right) - \frac{3}{20} S_1 \frac{1 - \bar{r}^2}{\bar{r}^2} + \dots; \quad (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{p_k - p_a} = & -6L_{k1} \ln \bar{r}_k - 3R_1 \frac{1 - \bar{r}_k^2}{\bar{r}_k^2} - \frac{3}{5} L_{k2} \ln \bar{r}_k - \\ & - \frac{3}{10} R_2 \frac{1 - \bar{r}_k^2}{\bar{r}_k^2} + \frac{15}{28} R_1^2 \frac{1 - \bar{r}_k^2}{\bar{r}_k^2} \left(1 + \frac{7}{30} \frac{\beta_k \bar{r}_k^2 - \beta_a}{1 - \bar{r}_k^2} \right) + \\ & + \frac{24}{35} L_{k1} R_1 \ln \bar{r}_k \left(1 - \frac{35}{96} \frac{\beta_k - \beta_a}{\ln \bar{r}_k} \right) - \frac{27}{140} L_{k1}^2 (1 - \bar{r}_k^2) \times \\ & \times \left(1 - \frac{35}{54} \frac{\beta_k - \beta_a \bar{r}_k^2}{1 - \bar{r}_k^2} \right) - \frac{3}{20} S_1^2 \frac{1 - \bar{r}_k^2}{\bar{r}_k^2} + \dots; \quad (16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{P - P_a} = & 3L_{k1} (1 - \bar{r}_k^2) \bar{r}_k^2 - \frac{3}{2} R_1 (1 - \bar{r}_k^4) + \\ & + \frac{3}{10} L_{k2} (1 - \bar{r}_k^2) \bar{r}_k^2 - \frac{3}{20} R_2 (1 - \bar{r}_k^4) + \frac{15}{56} R_1^2 (1 - \bar{r}_k^4) \times \\ & \times \left(1 + \frac{7}{15} \frac{\beta_k \bar{r}_k^4 - \beta_a}{1 - \bar{r}_k^4} \right) - \frac{12}{35} L_{k1} R_1 (1 - \bar{r}_k^2) \bar{r}_k^2 \times \\ & \times \left(1 + \frac{35}{48} \frac{\beta_k \bar{r}_k^2 - \beta_a}{1 - \bar{r}_k^2} \right) + \frac{27}{70} L_{k1}^2 \bar{r}_k^4 \ln \bar{r}_k \times \\ & \times \left(1 + \frac{35}{108} \frac{\beta_k - \beta_a}{\ln \bar{r}_k} \right) - \frac{3}{40} S_1^2 (1 - \bar{r}_k^4) + \dots, \quad (17) \end{aligned}$$

где

$$\overline{p} - p_a = (p - p_a) \frac{h^4}{\rho v^2 r^2}, \quad \overline{p_k} - p_a = (p_k - p_a) \frac{h^4}{\rho v^2 r_k^2},$$

$$\overline{P} - P_a = (P - P_a) \frac{h^4}{\pi \rho v^2 r_a^4}, \quad L_n = \frac{q^{(n-1)} h^{2n-1}}{\pi r^2 v^n},$$

$$R_n = \frac{h^{(n)} h^{2n-1}}{v^n}, \quad S_n = \frac{\Omega^{(n-1)} h^{2n}}{v^n}, \quad \overline{r} = \frac{r}{r_a}, \quad P_a = \pi r_a^2 p_a.$$

Записанные значения слагаемых в каждом из выражений (15)–(17) соответствует двум приближениям. Влияние инерции жидкости на характеристики потока возрастает с увеличением $|L_n|$, $|R_n|$, $|S_n|$. Количественная оценка этого влияния в общем случае ($L_n \neq 0$, $R_n \neq 0$, $S_n \neq 0$) относительно сложна. Роль отдельных факторов (вращения торца, расхода источника и колебаний торца), обуславливающих ускорения жидкости, в формировании отжимающего усилия может быть рассмотрена по соотношению второго приближения (17). В результате деления слагаемых правой части, отражающих действие инерционных сил, на слагаемые, отражающие силы вязкого трения, получается: для кориолисовых ускорений от вращения торца —

$$\overline{P}_s = - \frac{(1 + \overline{r_k^2}) S_1^2}{40 \overline{r_k^2} L_{k1}};$$

для конвективных ускорений, обусловленных расходом источника, —

$$\overline{P}_{Lk} = \frac{9 \overline{r_k^2} L_{k1} \ln \overline{r_k}}{70 (1 - \overline{r_k^2})};$$

для локальных ускорений, определяемых расходом источника, — $\overline{P}_{Ll} = \frac{L_{k2}}{10 L_{k1}}$; для конвективных ускорений, опре-

деляемых колебаниями зазора, — $\overline{P}_{Rk} = - \frac{5}{28} R_1$; для ло-

кальных ускорений, определяемых колебаниями зазора, — $\overline{P}_{Rl} = \frac{0,1 R_2}{R_1}$. Влияние сил инерции жидкости на вели-

чину отжимающего усилия будет существенным при значениях $\overline{P}_s$, $\overline{P}_{Lk}$, $\overline{P}_{Ll}$, $\overline{P}_{Rk}$, $\overline{P}_{Rl}$, соизмеримых с единицей, ха-

рактизирующей влияние вязкого трения. В случае колебательных процессов целесообразнее рассматривать отношения амплитудных значений слагаемых в выражении (17) и вместо $\bar{P}_{L\lambda}$ и $\bar{P}_{R\lambda}$ соответственно анализировать

$$\bar{P}_{L\lambda}' = \frac{0,1 |L_{k2}|_{\max}}{|L_{k1}|_{\max}} \quad \text{и} \quad \bar{P}_{R\lambda}' = \frac{0,1 |R_2|_{\max}}{|R_1|_{\max}}.$$

При гармонических малых колебаниях зазора (относительно h_0) или при гармонических колебаниях расхода (относительно нулевого значения) единичным значениям параметров $\bar{P}_{L\lambda}'$ и $\bar{P}_{R\lambda}'$ соответствует частота $\omega = \omega_{01} = 10\nu/h_0^2$. Поправки на инерцию жидкости к амплитудному значению развиваемых сил при частоте ω_{01} составляют $\sim 3 \text{ дб}$ (41%).

Для оценки относительного влияния потерь на границах щели и скоростного напора на величину отжимающего усилия, по аналогии с анализом инерции жидкости, получается: при учете расхода источника —

$$\bar{P}_{L\beta} = \frac{L_{k1} \beta_k \bar{r}_k^2}{24(1 - \bar{r}_k^2)}$$

и при учете колебаний расхода —

$$\bar{P}_{R\beta} = - \frac{R_1(\beta_k \bar{r}_k^4 - \beta_a)}{12(1 - \bar{r}_k^4)}.$$

Сравнением величин $\bar{P}_{L\beta}$ и $\bar{P}_{L\kappa}$; $\bar{P}_{R\beta}$ и $\bar{P}_{R\kappa}$ подтверждается высказанное профессором В. В. Мишке мнение об одинаковом порядке поправок на скоростной напор и местные потери и поправок на конвективные ускорения жидкости при определении параметров потока в торцевой щели.

Полученные методом итераций расчетные зависимости, учитывающие инерцию жидкости, хорошо согласуются с результатами известных аналитических исследований, проведенных с помощью различных методов для частных случаев решаемой задачи; а именно, для нестационарного течения между параллельными круглыми пластинами и для стационарного течения в щели опоры.

Результаты расчетов по первому приближению подтверждаются известными экспериментами при относительно малых значениях параметров L_n , R_n (в соответствующих опытах $|L_1| \leq 14,6$; $|R_1| \leq 4,75 \cdot 10^{-11}$) и по второму приближению при относительно больших величинах L_n , R_n (в опытах $|L_1|_{\max} = 36 \div 232$, $|R_1|_{\max} \approx 20$).

Достаточное количество приближений может быть установлено на основании получаемой условной погрешности (Δp_i , Δp_{ki} , ΔP_i).

Третья глава посвящена анализу характеристик гидравлических устройств с торцевой щелью. Рассматриваются: система двух параллельных круглых пластин (торцев, дисков), разделенных пленкой жидкости и совершающих относительные осевые колебания; гидростатические опоры; гидростатические башмаки; исполнительные устройства, выполненные по схеме опор.

Для параллельных пластин в первом приближении, учитывая лишь вязкость жидкости, получена зависимость экстремальных отжимающих усилий от относительной амплитуды $\bar{a}$ колебаний зазора

$$(P_1 - P_a)^* = \pm \frac{3\pi \rho \nu r_a^4 \omega}{2h_0^2} \frac{16\sqrt{2} \sqrt{V\sqrt{1+24\bar{a}^2} - (4\bar{a}^2 + 1)}}{(5 - \sqrt{1+24\bar{a}^2})^3}.$$

По соотношениям второго приближения определяются дополнительные усилия P_R , обусловленные инерцией жидкости, и рассчитываются соответствующие поправки к экстремальным силам. Согласно изложенной методике вычисляется условная погрешность ΔP_i определения отжимающего усилия в первом приближении. Проведенное сравнение погрешности ΔP_i (при $z=0,5h$) и поправки P_R показывает, что изменения сопоставляемых величин во времени имеют одинаковый характер, а их количественные отличия относительно малы (отношение максимальных величин $|P_R|$ и $|\Delta P_i|$ составляет 0,8). Относительная величина «инерционных» поправок к экстремальным силам при $\bar{a} \rightarrow 1$ становится исчезающе малой, а наибольшие значения этих поправок к минимуму имеют место при $\bar{a} \approx 0,1-0,2$ и к максимуму при $\bar{a} \rightarrow 0$. Эти установленные в работе факты противоречат известным представлениям об увеличении влияния инерции жидкости на параметры колебаний рассматриваемых устройств с ростом амплитуды, однако, подтверждаются характером протекающих процессов. С увеличением значения $\bar{a}$ фазы экстремумов сил сближаются, стремясь в пределе к 270° ; при этом зазор близок к минимальному и в пределе стремится к нулю, и роль инерции жидкости по сравнению с вязкостью становится малой.

Выводы, сделанные при анализе колебаний отжимающей силы, справедливы и применительно к давлению на оси (p_k), так как между давлением в любой точке щели и усилием существует линейная зависимость.

Параллельные пластины, разделенные жидкостью, в случае малых колебаний зазора представляются эквивалентной механической системой: последовательным соединением массы и демпфера с известным значением коэффициента демпфирующей силы $D_s = \frac{3\pi\rho\nu r_a^4}{2h_0^3}$ и уточненной (в работе) величиной эквивалентной массы $M_s = \frac{3\pi\rho r_a^4}{20h_0}$.

Характеристики гидростатической опоры при действии зависящей от времени внешней нагрузки P_v , силы сухого трения $P_{тр}$, внешней позиционной $c(H+h)$ и скоростной $\eta\dot{h}$ сил могут быть описаны уравнениями для перепада давлений на торцевой щели (16) и несущей способности (17); уравнением связи между давлением в камере и расходом Q на входе подводящего канала $Q=Q(p_k)$; соотношением, учитывающим сжатие жидкости в камере и подводящем канале $q=Q-\varepsilon\dot{p}_k$; и уравнением равновесия $m\ddot{h} + \eta\dot{h} + c(H+h) + P_{тр} = P - P_v$, где c и H — соответственно жесткость и начальное сжатие пружины, $\varepsilon=V/\kappa$, V — сумма объемов жидкости в камере и подводящем канале, κ — приведенный модуль объемной упругости жидкости, m — масса подвижных частей.

Совместное решение перечисленных уравнений представляет существенные трудности, что связано со сложностью зависимости $Q=Q(p_k)$ при строгом учете особенностей системы подачи жидкости, нелинейностью характеристики сухого трения, недостаточностью сведений о потерях на границах щели. При рассмотрении конкретной задачи могут быть сделаны упрощения на основе анализа заданных и ожидаемых параметров потока, внешних сил и размеров устройства.

В работе дается расчет гидростатических опор, работающих в условиях относительно малых зазоров, малых скоростей движения пяты и большой вязкости, что соответствует малым модулям параметров L_n , R_n , S_n и, следовательно, пренебрежимо малому влиянию инерции жидкости на процессы. Рассматривается схема с подачей жидкости от нерегулируемого в процессе работы насоса — система I и четыре схемы с подачей жидкости от источника постоянного давления, отличающиеся дросселирующими устройствами, причем в систе-

ме II — линейный дроссель, III — квадратичный дроссель, IV — регулятор постоянного расхода, V — регулятор «бесконечной жесткости». Характеристики дросселирующих устройств считаются постоянными и квазистатическими, сухое трение предполагается пренебрежимо малым. Подробно исследуется жесткость гидростатических опор, определяемая для малых отклонений параметров опоры от равновесных или медленно меняющихся значений, как отношение изменения внешней нагрузки к изменению положения пяты, т. е.

$C = - \frac{P'_B}{h}$. Выражение жесткости в форме передаточной функции для принятых условий имеет вид

$$C(s) = - \frac{P'_B(s)}{h'(s)} = - \frac{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}{b_1 s + b_0}. \quad (18)$$

Выражения коэффициентов $C(s)$, а также значения локальной статической жесткости $C_0 = \frac{a_0}{b_0}$ приведены в таблице I,

где параметры Q , $R_{ш}$, λ , h , λ_1 определяются из уравнений статики, $\lambda = \frac{R_{\lambda}}{R_{ш}}$, $\lambda_1 = - \frac{1}{\left[R_{ш} \frac{\partial Q}{\partial p_k} \right]}$, $R_{ш} = - \frac{6\rho\nu \ln \bar{r}_k}{\pi h^3}$,

$$F = - \frac{\pi r_a^2 (1 - \bar{r}_k^2)}{2 \ln \bar{r}_k}, \quad N = - \frac{\pi^2 r_a^4 (1 - \bar{r}_k^4)}{4 \ln \bar{r}_k}, \quad \bar{P}_a = \frac{P_a}{P_B},$$

$$\bar{P}_c = \frac{c(H+h)}{P_B}, \quad R_d \text{ — сопротивление дросселя.}$$

Формы выражений А, Б и В предпочтительны соответственно для анализа статической жесткости при неизменяемых величинах расчетной внешней нагрузки $\bar{P}_B$, давления источника p_n и расхода Q .

Статическая жесткость опоры с подачей жидкости от нерегулируемого в процессе работы насоса непосредственно в камеру меньше, чем при питании от источника постоянного расхода в $(1 + 1/\lambda_1)$ раз. Это обстоятельство необходимо иметь в виду при использовании в системе I насоса с низким объемом к. п. д. Для систем с питанием от источника постоянного давления через дроссели с неизменяемой геометрией выбор сопротивления дросселя, соответствующего максимальной (оптимальной) статической жесткости, существенно зависит от задания постоянных и переменных параметров расчетного равновесного режима. При постоянной величине давления ис-

точника и существующей возможности изменять условия внешнего нагружения (например, изменением пружинной нагрузки или соответствующими конструктивными мерами, обеспечивающими увеличение или уменьшение нагрузки) оптимальным является сопротивление дросселя, равное сопротивлению щели в случае линейной характеристики дросселя и составляющие $\frac{\sqrt{2}}{2}$ от сопротивления щели в слу-

чае квадратичной характеристики дросселя. При ограничениях, накладываемых на величину внешней нагрузки (например, когда несущая способность опоры уравнивает только силу веса узла), статическая жесткость опоры увеличивается с увеличением сопротивления дросселя; при этом уменьшение зазора может быть скомпенсировано соответствующим увеличением давления источника либо эффективной площади опоры.

Изменяясь в зависимости от частоты ω , жесткость опоры при некоторых значениях ω может быть значительно меньше статической и в случае потери устойчивости становится равной нулю; причем проявление этих отрицательных эффектов чаще наблюдается у систем с регулятором «бесконечной жесткости». Анализ коэффициентов $C(s)$ (таблица 1) позволяет утверждать, что наибольшая опасность потери устойчивости при равных условиях для опор с большими подвижными массами присуща системе V, так как в отличие от других систем коэффициент $a_{2,v}$ не зависит от параметра m . Для системы V условие устойчивости Рауса—Гурвица, разрешенное относительно массы, представляется в виде

$$m < \frac{(\epsilon c + F^2)[\eta + R_{ш}(N - F^2)]h}{3QF}.$$

Гидростатический башмак рассматривается как частный случай опоры. Расчетная нагрузка на башмак является функцией давления в гидромашине, следовательно, максимальная статическая жесткость имеет место при $\lambda=1$ (система II)

и при $\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2}$ (система III).

Приводятся передаточные функции соответственно для расчета реакции башмака на пульсацию давления в гидромашине и для анализа малых перемещений исполнительного механизма, выполненного по схеме открытой опоры.

Таблица 1

	I	II	III	IV	V
a_0	$b_{0I} c + \frac{3QR_{mF}}{h}$	$b_{0II} c + \frac{3QR_{mF}}{h}$	$b_{0III} c + \frac{3QR_{mF}}{h}$	$c + \frac{3QR_{mF}}{h}$	$\frac{3QR_{mF}}{h}$
a_1	$b_{1I} c + b_{0I} \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right] \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right]$	$b_{1I} c + b_{0II} \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right] \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right]$	$b_{1I} c + b_{0III} \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right] \times \left[\gamma + R_{mI} \left(N - \frac{F^2}{\lambda_1 + 1} \right) \right]$	$b_{1I} c + \gamma + R_{mI} N$	$b_{1I} c + R_{mI} F^2$
a_2	$b_{1I} [\gamma + R_{mI} (N - F^2)] + b_{0I} m$	$b_{1I} [\gamma + R_{mI} (N - F^2)] + b_{0II} m$	$b_{1I} [\gamma + R_{mI} (N - F^2)] + b_{0III} m$	$b_{1I} [\gamma + R_{mI} (N - F^2)] + m$	$b_{1I} [\gamma + R_{mI} (N - F^2)]$
a_3	$b_1 m$	$b_1 m$	$b_1 m$	$b_1 m$	$b_1 m$
b_0	$\frac{\lambda_1 + 1}{\lambda_1}$	$\frac{\lambda_1 + 1}{\lambda_1}$	$\frac{2\lambda_1 + 1}{2\lambda_1}$	1	0
b_1	εR_{mI}	εR_{mI}	εR_{mI}	εR_{mI}	εR_{mI}
C_0	A	$c + \frac{3P_{aI} (1 - \bar{P}_{aI} + \bar{P}_{cI}) \lambda_1}{h(\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{6P_{aI} (1 - \bar{P}_{aI} + \bar{P}_{cI}) \lambda_1}{h(2\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{3P_{aI} (1 - \bar{P}_{aI} + \bar{P}_{cI})}{h}$	∞
	B	$c + \frac{3F(p_{aI} - p_{dI}) \lambda_1}{h(\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{6F(p_{aI} - p_{dI}) \lambda_1}{h(2\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{3F(p_{aI} - p_{dI})}{h(\lambda_1 + 1)}$	∞
	B	$c + \frac{3QR_{mI} F \lambda_1}{h(\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{6QR_{mI} F \lambda_1}{h(2\lambda_1 + 1)}$	$c + \frac{3QR_{mI} F}{h}$	∞

В четвертой главе приводится описание экспериментальных исследований характеристик открытой гидростатической опоры — подпятника, проведенных на специально собранном стенде. Подача масла «Индустриальное 20» в систему опоры осуществлялась от насосной станции (насос ПД № 10 с отключенной системой подпитки; электродвигатель МАП52-4, 22 квт, 1470 об/мин).

При статических испытаниях гидравлические схемы стенда обеспечивали постоянный расход через опору (система I) или постоянное давление перед линейным дросселем, установленным на входе в опору (система II). Нагружение опоры производилось сменными грузами и при испытаниях опоры с источником постоянного давления, кроме того, давлением жидкости, подаваемым в полость нагружения опоры. Перемещения измерялись с помощью индикатора, давления — с помощью манометров. Для измерения температуры в потоке масла применялись хромель-алюмелевые термопары с вторичным прибором — гальванометром М198/3; температура «холодного» спая была комнатной и контролировалась по термометру. Вязкость масла определялась вискозиметром Энглера и плотность — денсиметром. Расход в системе I контролировался турбинным расходомером с вторичным прибором — частотомером ЧЗ-7; причем незначительные изменения подачи насоса, обусловленные изменением нагрузки, компенсировались соответствующей перестановкой люльки. Постоянные давления на отдельных участках системы II поддерживались с помощью гидроаккумуляторов при соответствующей настройке регулировочных крапов.

Постоянные линейных дросселей находились опытным путем по расходу через дроссель и перепаду давлений на нем при определенной температуре, контролируемой термопарой на входе в дроссель.

Кроме приборов и устройств, выпускаемых промышленностью, в эксперименте были использованы специально изготовленные устройства: гидростатическая опора, линейные дроссели и электрогидравлический распределитель с трехходовым плоским золотником (последний применен в динамических испытаниях).

Пята гидростатической опоры ($r_a=2,5$ см; $r_k=1,5$ см) выполнена ступенчатой, а в корпусе имелись соответствующие расточки, так что кроме центральной камеры «К» образуются полости нагружения «Н» и дренажная «Д». Подвижные внутренние уплотнения — щелевые лабиринтные;

уплотнение, отделяющее дренажную полость «Д» от атмосферы, — комбинированное и представляет собой манжету из фторопласта-4 с размещенным внутри нее резиновым кольцом, причем контактирует с подвижной поверхностью лишь манжета. Для исключения влияния обусловленной технологическими погрешностями неперпендикулярности торца пяты к оси на точность (параллельность) расположения рабочих торцев в корпусе выполнены пазы, а на пяте установлены направляющие штифты, так что возможным было лишь относительное осевое перемещение; торец пяты и нижний торец корпуса притерты и доведены в сборе, причем соприкасаются эти торцы с одной плоскостью основания. С целью уменьшения трения в направляющих, на соответствующие буртики пяты установлены с натягом бронзовые кольца. Основные детали опоры: пята, корпус и основание — выполнены из стали 20Х, рабочие поверхности (торцы и цилиндрические поверхности подвижных контактов) цементированы и закалены до твердости 55—60 RC.

Дроссели имели винтовой канал с треугольным поперечным сечением.

Статические характеристики опоры, т. е. зависимости зазора от нагрузки, в системе I определялись в условиях изменения параметров $Q — 40,7 \div 149 \text{ см}^3/\text{сек}$; $P_v — \text{до } 10^3 \text{ н}$, $p_a — 1,77 \div 4,53 \text{ н/см}^2$, $h — (1,33 \div 3,93) \cdot 10^{-2} \text{ см}$; $\Theta — 21 \div 38,4^\circ\text{C}$, $L_{k1} — 0,143 \div 3,25$, температура окружающей среды $\Theta_0 — 17 \div 20^\circ\text{C}$; разность температур на входе Θ_1 и выходе Θ_2 опоры не превышала 1°C , причем $\Theta = 0,5(\Theta_1 + \Theta_2)$.

При статических испытаниях системы II параметры изменялись в пределах: $Q — \text{до } 38,8 \text{ см}^3/\text{сек}$; $p_n — 302 \div 735 \text{ н/см}^2$; $P_v — \text{до } 6,6 \cdot 10^3 \text{ н}$; $p_a — 1,2 \div 2,5 \text{ н/см}^2$; $h — (0 \div 140) \text{ мкм}$; $K_c = \frac{R_A}{p_v} — (3,88 \div 160) \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$; $\Theta_0 — 19 \div 23^\circ\text{C}$; $L_{k1} — \text{до } 0,22$; $\Theta — 22 \div 31^\circ\text{C}$, причем $\Theta = 0,25(2\Theta_1 + \Theta_2 + \Theta_3)$, где $\Theta_3 — \text{температура перед дросселем}$. Разброс значений Θ_1 , Θ_2 , Θ_3 в опытах при $K_c = (3,88 \div 47,7) \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$ не превышал 4°C , а в опытах при $K_c = 160 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2}$ достигал 9°C , чему в последнем случае способствовали значительно меньшие по сравнению с другими опытами расходы, увеличенная роль теплообмена с окружающей средой и тепловых потоков, поступающих по стенкам трубопроводов (из меди) к дросселю и опоре от регулировочных кранов.

Динамическим испытаниям подвергалась опора системы II при условиях: $p_n = 295 \div 490 \text{ н/см}^2$; $K_c = (3,88 \div 47,7) \times$

$\times 10^6 \text{ см}^{-3}$; $m = 2,2 \div 113 \text{ кг}$; $|R_1|_{\text{max}} \ll 10^{-2}$, $|L_1|_{\text{max}} \ll 9 \cdot 10^{-3}$.
Предельно изменения других соответствующих величин отличались от имевших место в соответствующих статических экспериментах незначительно. Сменные грузы использовались для имитации массы подвижных частей опоры. Периодически меняющееся скачкообразное нагружение (в большинстве случаев частота $f = 5 \text{ гц}$) создавалось попеременным соединением полости «Н» опоры с двумя источниками постоянных, но разных по величине давлений посредством электрогидравлического распределителя. Управление распределителем осуществлялось от низкочастотного генератора НГПК-3м. С помощью соответствующих тензометрических датчиков регистрировалось перемещение пяты h , давление перед дросселем p_n , в полости нагружения «Н» — p_n и в камере — p_k , и напряжение на выходе НГПК-3м — U_r ; причем использовалась тензостанция ТА-5 и шлейфовый осциллограф Н-105.

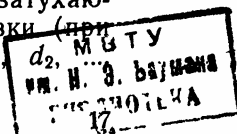
При расчете малых колебаний по линейной теории закон изменения входного воздействия — давления в полости «Н» или пропорционального ему усилия P_n , принимаемый трапецеидальным, аппроксимировался рядом Фурье. Изменение зазора и давления в камере определялись по соответствующим частотным передаточным функциям $W_h(j\omega)$ и $W_p(j\omega)$, как сумма откликов на четыре первые гармоники разложения, причем

$$W_h(j\omega) = \frac{h'(j\omega)}{P_h'(j\omega)} = -\frac{1}{C(j\omega)};$$

$$W_p(j\omega) = \frac{p_k'(j\omega)}{P_p'(j\omega)} = \frac{b_1'j\omega + b_0'}{-a_3j\omega^3 - a_2\omega^2 + a_1j\omega + a_0},$$

где $b_0' = 3QR_{\text{ш}}/h$, $b_1' = R_{\text{ш}}F$, p_k' — отклонение p_k от равновесного значения.

Расчет больших колебаний проводился путем решения системы нелинейных уравнений на ЭВМ «Урал 11 Б» методом Рунге—Кутты. Закон изменения нагрузки аппроксимировался в этом случае более точно: функциями $P_{н1} = d_1 + d_2 \cos(d_3 t)$ для участка монотонного изменения силового воздействия (после коммутации сигнала управления) и $P_{н11} = d_4 + d_5 \{\exp[d_6(t - T_1)]\} \cos[d_7(t - T_1)]$ — для затухающего по амплитуде колебательного изменения нагрузки (при постоянном сигнале управления). Постоянные $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7, T_1$ определялись по осциллограммам $p_n(t)$.



Данные экспериментального исследования опор, проведенного для условий статического и динамического нагружения в широком диапазоне изменения параметров, удовлетворительно подтверждаются расчетными зависимостями в большинстве случаев. Увеличенные значения зазоров в статических экспериментах для системы II при $K_c = 160 \cdot 10^6 \text{ см}^{-3}$ по сравнению с расчетными можно объяснить тем, что температура жидкости в дросселе была значительно выше, чем в щели, а в расчетных соотношениях разница температур не учитывалась.

Основные результаты работы и выводы

1. Получено решение методом итераций (последовательных приближений) уравнений движения жидкости в осесимметричной торцевой щели с подводом (или отводом) жидкости с учетом инерционных членов при вращении и осевом перемещении одного из ограничивающих торцев. Данное общее решение хорошо согласуется с известными решениями частных задач, полученными многими исследователями с применением различных способов.

2. Проведен анализ относительных осевых колебаний двух круглых параллельных пластин (дисков или торцев). Установлено, что поправки на инерцию жидкости к экстремальным усилиям имеют наибольшие значения при малых относительных амплитудах, стремящихся к нулю для максимума и равных 0,1—0,2 для минимума; с возрастанием относительной амплитуды поправки уменьшаются и в пределе исчезающе малы.

3. Полученные расчетные зависимости во втором приближении могут служить основой для расчета характеристик устройств с торцевой щелью с учетом инерции жидкости, потерь на границах щели и скоростного напора.

4. Для гидростатических опор, работающих с относительно малыми зазорами, по соотношениям первого приближения проведен анализ жесткости, являющейся одной из основных характеристик, определяющих эксплуатационные качества. Установлено, что выбор параметров опоры и системы подачи жидкости, соответствующих максимальной (оптимальной) жесткости, существенно зависит от задания постоянных и изменяемых величин расчетного равновесного режима. Даются соответствующие рекомендации по выбору этих параметров.

5. Общеизвестный факт повышения статической жесткости опор при использовании регуляторов не всегда означает, что динамическая жесткость также возрастает на всем диапазоне частот. На основе приближенного анализа малых колебаний опор с различными способами подачи жидкости дается объяснение повышенной склонности к неустойчивым режимам работы для опор с регулятором «бесконечной жесткости» при больших значениях подвижных масс.

6. Проведены экспериментальные исследования модели гидростатической опоры в режиме статического и динамического (скачкообразного) нагружения. Сопоставление результатов экспериментов с расчетами показало удовлетворительную сходимость.

На основании выполненных исследований разработаны рекомендации по усовершенствованию узлов гидромашин, выпускаемых Московским машиностроительным заводом им. М. И. Калинина.

*
* * *

Отдельные разделы работы были доложены:

1. На научном семинаре кафедры М-7 МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1967 г.

2. На научном семинаре кафедры К-6 МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1968 г.

3. На научно-технической конференции Конструкторско-механического факультета МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970 г.

Основные результаты исследований опубликованы в работах:

1. Прокофьев В. Н., Морозов В. П., О влиянии инерции жидкости на динамику устройств с торцевым рабочим зазором. «Известия вузов. Машиностроение», 1969, № 5.

2. Морозов В. П., Прокофьев В. Н. Динамика торцевой щели с центральным источником (или стоком) и меняющимся во времени открытием. «Машиноведение», 1969, № 3.

