Л. В. ГОРЮНОВ, А. И. БЕЛОУСОВ

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕННОЙ ВЫСОТЫ ЗАЗОРА И ТОРЦЕВОЙ УТЕЧКИ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В РАДИАЛЬНОМ ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\overline{W}$ — коэффициент несущей способности;
d_2 — диаметр вала;
$b_п$ — ширина продольной перемычки между камерами;
$\overline{b}_п = \frac{b_п}{d_2}$ — относительная ширина продольной перемычки;
$в_к$ — ширина камеры в сечении, перпендикулярном оси подшипника;
ε — относительный эксцентриситет;
Φ — параметр конструкции первого рода, характеризующий соотношение гидродинамических сопротивлений капилляров и торцовых щелей подшипника;
Θ — центральный угол;
p — давление;
$p_к$ — давление в камере.

В настоящее время наиболее изучены характеристики радиальных гидростатических подшипников для одномерного течения смазки на продольных перемычках (на перемычках между камерами).

Однако при определенной ширине перемычки $\overline{b}_п = \frac{b_п}{d_2}$ необходимо рассматривать дву - или трехмерный поток. Характеристики подшипников с двумерными моделями течения смазки на продольных перемычках имеются в работах [1], [2], [3], а на торцовой перемычке — в работе [4]. Но многие вопросы, в том числе и такие, как границы области, в которой необходимо вести расчет дву- или трехмерного течения смазки, влияние формы камеры, в них не рассматривались.

Цель настоящей работы — изучить влияние переменной высоты зазора и торцевой утечки на характеристики подшипников и дать рекомендаций, позволяющие обоснованно выбирать расчетную модель течения смазки на продольной перемычке. В связи с этим целесообразно рассмотреть две задачи: расчет бесконечного подшипника с переменным вдоль смазочного слоя зазором и расчет подшипника с постоянным зазором, с учетом влияния торцовой утечки на распределение давления.

Расчет подшипника при переменной высоте радиального зазора. Двумерная задача

В работе [3] показано, что при $\varepsilon=0{,}4\div0{,}9$ допущение о линейности изменения давления на продольной перемычке приводит к завышению коэффициента несущей способности $\overline{W}$. На него оказывают влияние два фактора, действующих противоположно. Увеличение $b_\text{п}$ при постоянном числе камер ведет к уменьшению потока выравнивающего давление в камерах, и, следовательно, к росту $\overline{W}$. Но при этом увеличивается влияние переменного зазора, который перераспределяет давление таким образом, что $\overline{W}$ уменьшается. Действие этих факторов приводит к существованию при больших эксцентриситетах ($\varepsilon=0{,}4\div0{,}9$) оптимальной ширины камеры.

По методике, изложенной в [3], был просчитан четырехкамерный подшипник с капиллярной компенсацией на входе при различной ширине камер $\Theta_\text{к}=0{,}1—1{,}4$. Результаты расчетов, представленные на рис. 1—6, позволяют заключить, что ширина камеры оказывает более сильное влияние на несущую способность подшипника с ростом относительного эксцентриситета и параметра конструкции первого рода Ф [4]. Оптимальная величина параметра $\Phi_\text{опт}$ при изменении ширины камеры лежит в пределах $0{,}2\div0{,}4$. Оптимальная ширина камеры зависит от эксцентриситета и параметра Φ. Так, при $\Phi_\text{опт}=0{,}3$, $b_\text{копт}=0{,}9\div1{,}3$ при изменении ε от $0{,}6\div0{,}9$, а при $\Phi=1$ $b_\text{копт}=0{,}8\div1{,}2$.

По графикам получается (см. рис. 5, 6), что при $\Theta_\text{к}=0{,}2\div0{,}3$ существует оптимальный по $\overline{W}$ эксцентриситет, чего нет в действительности. Здесь надо иметь в виду, что в методике не принимается во внимание влияние торцевой утечки на распределение давления. Как будет показано ниже, для $\overline{b}_\text{п}\cong0{,}5\div0{,}6$ или $\Theta_\text{к}=0{,}2\div0{,}3$, это влияние нельзя не учитывать.

В заключение отметим, что необходимость учитывать переменную высоту зазора возникает для $-\frac{\pi}{2}\leqslant\Theta\leqslant\frac{\pi}{2}$, если относительная ширина перемычки $\overline{b}_\text{п}\geqslant0{,}3$, а для $\frac{\pi}{2}\leqslant\Theta\leqslant\frac{3}{2}\pi$, если $\overline{b}_\text{п}\geqslant0{,}08$. Указанные рекомендации относятся к подшипникам с любым числом прямоугольных камер.

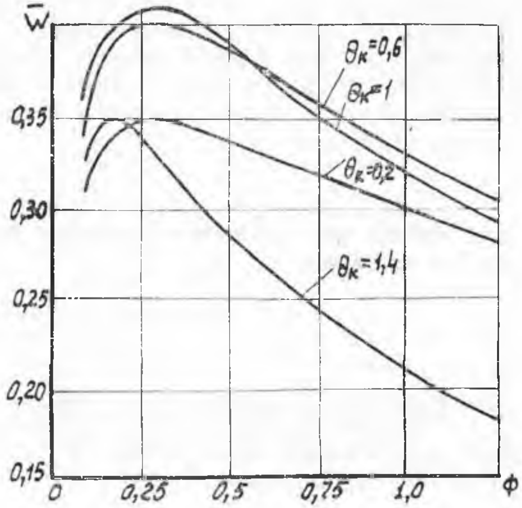

Рис. 1. Зависимость коэффициента несущей способности $\bar{W}$ от параметра конструкции первого рода Φ при $\varepsilon=0{,}6$ и диаметре вала 32 *мм*

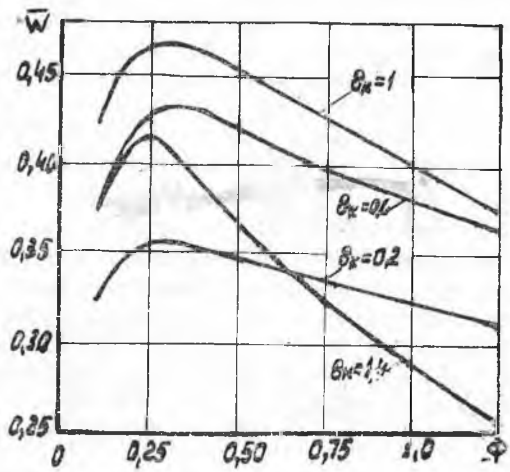

Рис. 2. Зависимость коэффициента несущей способности $\bar{W}$ от параметра конструкции первого рода Φ при $\varepsilon=0{,}7$

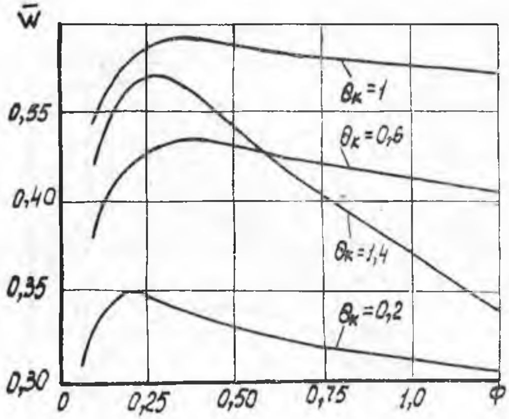

Рис. 3. Зависимость коэффициента несущей способности $\overline{W}$ от параметра конструкции первого рода Φ при $\varepsilon=0{,}8$

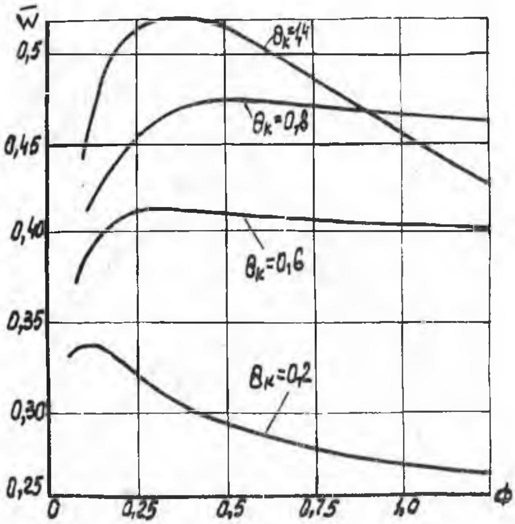

Рис. 4. Зависимость коэффициента несущей способности $\overline{W}$ от параметра конструкции первого рода Φ при $\varepsilon=0{,}9$

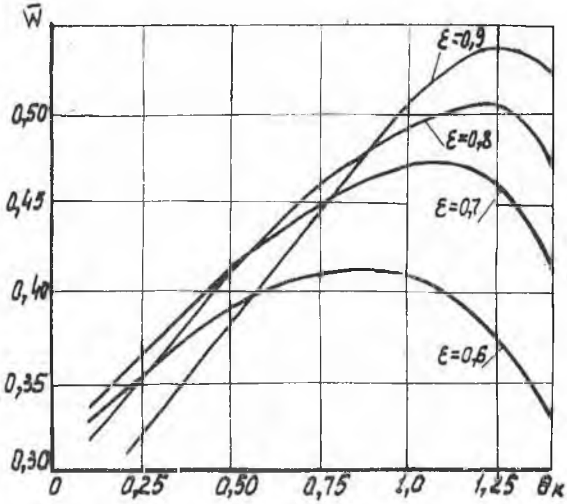

Рис. 5. Зависимость коэффициента несущей способности $\overline{W}$ от ширины камеры $\Theta_к$ при $\Phi=0{,}3$ и различных эксцентриситетах

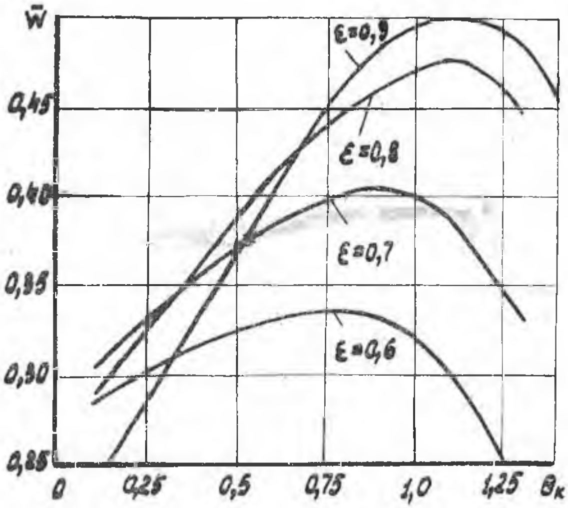

Рис. 6. Зависимость коэффициента несущей способности $\overline{W}$ от ширины камеры $\Theta_к$ при $\Phi=1$ и различных эксцентриситетах.

Расчет подшипников с постоянным радиальным зазором и влиянием торцевой утечки на распределение давления. Двумерная задача

Функция давления на продольной перемычке радиального гидростатического подшипника может существенно изменяться при учете торцевого истечения.

В этом случае при переменном зазоре получается трехмерное движение смазки. Расчет многокамерного радиального подшипника с трехмерным движением смазки на продольных перемычках— процесс трудоемкий даже при использовании ЭЦВМ. Поэтому целесообразно изучить влияние торцевого истечения при постоянном зазоре. Это позволит, используя результаты предыдущего раздела, определить границы области, в которой необходимо вести расчет трехмерного потока смазки на перемычке. В настоящее время такие рекомендации отсутствуют.

Изучение двумерного течения смазки в плоскости x_1, z имеет и самостоятельное значение, поскольку при малых эксцентриситетах ($\varepsilon \leqslant 0{,}4$) можно пренебречь влиянием переменности зазора на характеристики подшипника [3].

Уравнение давлений для течения смазывающей жидкости между двумя параллельными стенками, расстояние между которыми мало, имеет вид [5]

$$\Delta p = \frac{\partial^2 p}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0, \qquad (1)$$

где x_1 — направление вдоль смазочного слоя.

Отыскание гармонической функции давления $p = p(x_1\ z)$ при известных значениях этой функции на границах замкнутой поверхности представляет задачу Дирихле. Решение ее известно [6]. Такой путь решения уравнения (1) удобен для подшипников с прямоугольной формой камер. Однако в настоящее время применяются подшипники и с другой формой камеры, например, двутавровой. В этих случаях граничные условия значительно усложняются. Задача Дирихле для таких граничных условий пока не решена. Поэтому представляется целесообразным рассмотреть влияние формы камеры на распределение давления. В литературе по гидростатическим подшипникам такие данные отсутствуют.

Исходя из поставленных целей, наиболее рациональным является отыскание функции давления $p(x_1\ z)$ с помощью электрогидродинамической аналогии.

Электрический потенциал при протекании тока в среде с известной проводимостью удовлетворяет уравнению Лапласа [7]

$$\Delta U = 0. \qquad (2)$$

Из сравнения уравнений (1) и (2) ясно, что, определив потенциал U_i в точке i, найдем также и давление в этой точке. Исследования проводились на установке ЭГДА. Были сняты эпюры распределения давления на перемычке для подшипника с прямоугольными камерами и относительной шириной $\bar{b}_п = 0{,}6$; 0,43; 0,25; 0,08 (рис. 7, 8, 9, 10 соответственно). В нижнем правом углу показано распределение давления $p = \text{const}$ при одинаковых давлениях в камерах $p_к = 100\%$. В левой половине развертки подшипника дано распределение давления при давлениях в соседних камерах

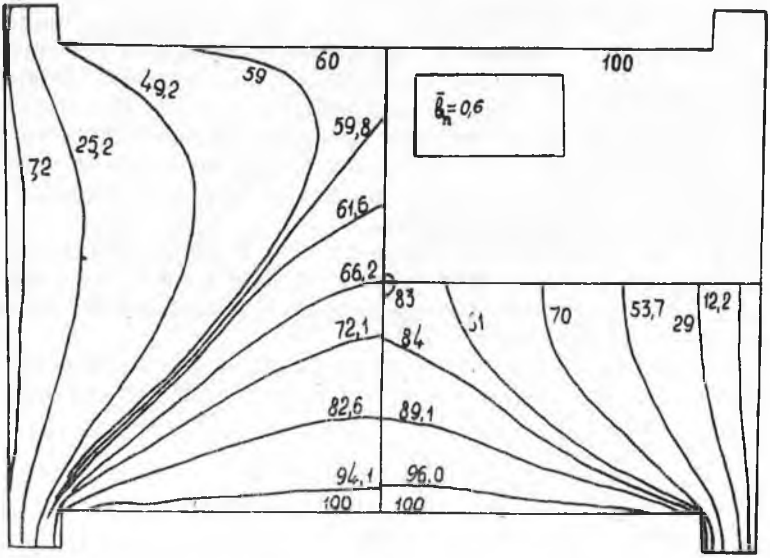

Рис. 7. Распределение давлений на перемычках между камерами (кривые $p = \text{const}$) при $\bar{b}_п = 0{,}6$ и прямоугольных камерах.

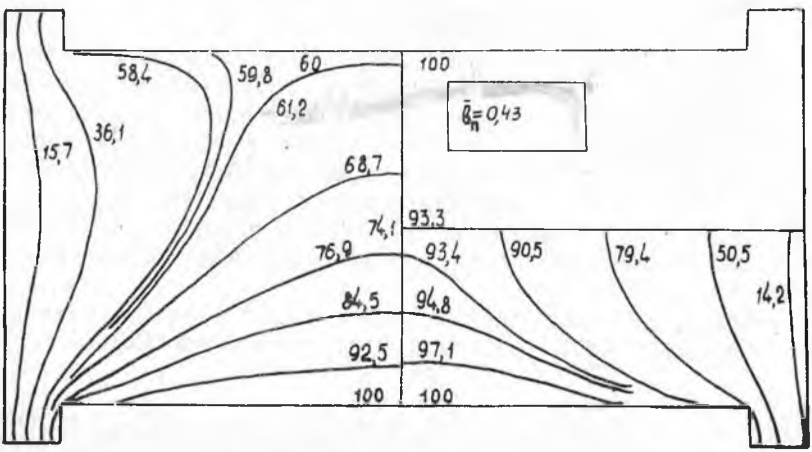

Рис. 8. Распределение давлений при $b_п = 0{,}43$ и прямоугольных камерах.

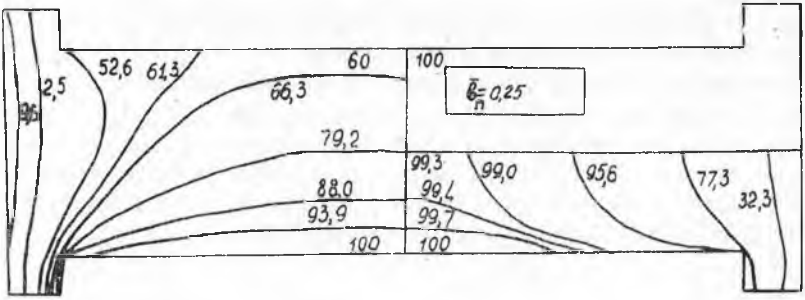

Рис. 9. Распределение давлений при $\overline{b}_п=0{,}25$ и прямоугольных камерах

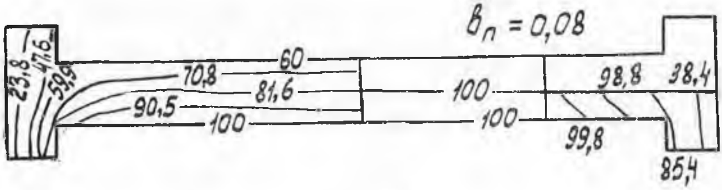

Рис. 10. Распределение давлений при $\overline{b}_п=0{,}08$ и прямоугольных камерах.

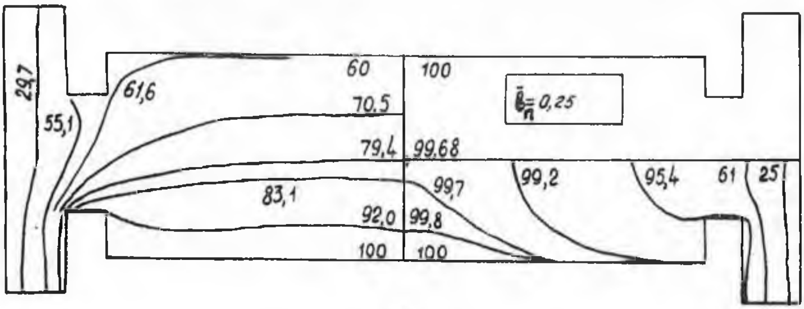

Рис. 11. Распределение давлений при $\overline{b}_п=0{,}25$ и двутавровой форме камеры.

$p_к=100\%$ и 60%. Изучение рис. 7, 8, 9, 10 позволяет сделать следующие выводы:

при относительной ширине перемычки $\overline{b}_п = 0{,}13$—$0{,}15$ для камер прямоугольной формы необходимо учитывать влияние торцевого расхода на распределение давления;

если $\overline{b}_п<0{,}25$, то при $z = 0$ имеем функцию давления, соответствующую бесконечному подшипнику;

модель Фуллера для течения смазки на перемычке, которая сейчас применяется во всех расчетах, дает большую погрешность с уменьшением перепада давления между камерами и увеличением

$b_п$. Так, из рис. 7 видно, что для $b_п=0{,}6$ при давлениях в камерах, равных 100% и 60%, смазка из камеры с большим давлением не поступает в камеру с меньшим давлением.

Применение двутавровой формы камеры позволяет получить более полную эпюру давлений на перемычке (рис. 11). Для $b_п<0{,}25$ можно рассчитывать поток без учета торцевого истечения на распределение давления. Таким образом, одним из конструктивных мероприятий, повышающих несущую способность подшипника, является использование камер двутавровой формы.

ЛИТЕРАТУРА

1. I. B. Shukla. Applied Science Research, Section A, № 6, 1964.
2. Е. Е. Малаховский «Машиноведение», № 6, 1966.
3. Л. В. Горюнов. «Авиационная техника», ИВУЗ, № 4, 1968.
4. А. И. Белоусов. Труды МАИ, выпуск 180, М., 1968.
5. В. Н. Константинеску. Газовая смазка «Машиностроение», М., 1968.
6. И. Н. Бронштейн и К. А. Семендяев. Справочник по математике, М., 1954.
7. Б. А. Волынский и В. Е. Бухман. Модели для решения краевых задач. Физматгиз, М., 1960.