

**А. И. БЕЛОУСОВ**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ С НАКЛОННЫМИ КАМЕРАМИ**

Теоретическое и экспериментальное исследование гидростатических подшипников показывает, что несущая способность их зависит от направления смещения вала. Таким образом, нагрузочная характеристика гидростатического подшипника анизотропна. Для увеличения равномерности несущей способности увеличивают число камер до 10 и выше. Однако увеличение числа камер ведет к технологическим и эксплуатационным трудностям (необходимость располагать большее число камер при малом диаметре вала, уменьшение диаметров жиклеров, увеличение вероятности их засорения и т. д.).

Гидростатический подшипник с наклонными камерами\* (фиг. 1) позволяет уменьшить влияние направления смещения на несущую способность его (что важно при наличии вращающейся нагрузки) без увеличения числа камер в подшипнике.

На фиг. 1а схематически изображен радиальный гидростатический подшипник, а на фиг. 1б — развертка рабочей поверхности обоймы подшипника с наклонными камерами.

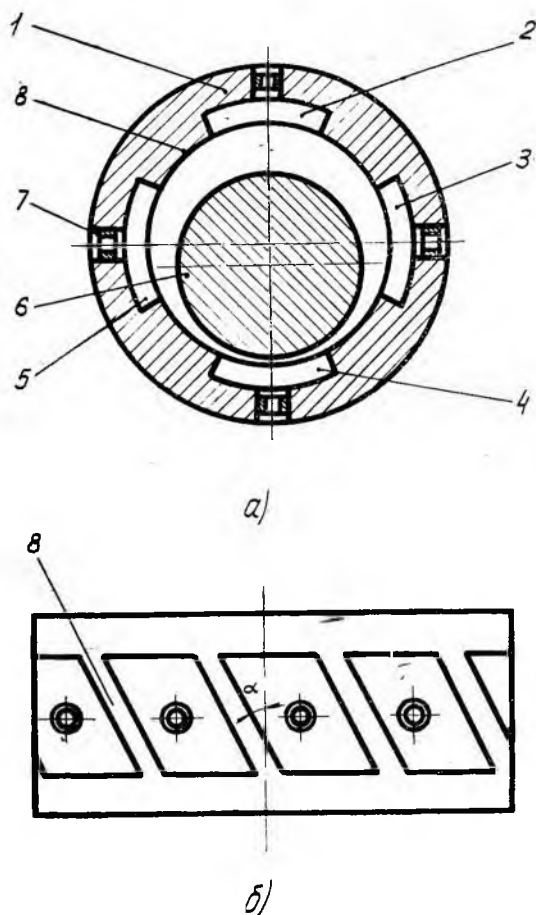
В обойме 1 с камерами 2—5 расположен вал 6. Камеры наклонены относительно образующей обоймы под углом  $\alpha$ . Через дросселирующие элементы 7, которыми могут быть капилляры, диафрагмы, регуляторы расхода, щели и т. д., в камеры подается под давлением жидкость.

Под действием нагрузки вал 6 занимает эксцентричное положение относительно обоймы 1, в результате чего образуются различные зазоры между камерами и валом. В камерах с большим

Авторское свидетельство № 186227 на имя А. И. Белоусова («Бюллетень изобретений», № 18, 1966).

зазором давление жидкости уменьшается, а в камерах, в которых зазор меньше, оно увеличивается. Разность давления в противоположных камерах создает несущую способность подшипника.

Угол наклона  $\alpha$  камеры к оси обоймы выбран так, чтобы середина камеры с одного торца находилась напротив середины



Фиг. 1. Радиальный гидростатический подшипник с наклонными камерами:

*a* — схема подшипника; *б* — развертка рабочей поверхности обоймы.  
 1 — обойма; 2—5 — камеры; 6 — вал; 7 — дросселирующий элемент; 8 — перемычка между камерами

перемычки между указанной камерой и соседней с другого торца, то есть

$$\alpha = \arctg \frac{\pi D}{2mn}, \quad (1)$$

где  $D$  — диаметр расточки обоймы,  
 $m$  — осевая длина камеры,  
 $n$  — число камер подшипника.

В настоящей статье приведены результаты испытаний гидростатических пятикамерных подшипников с наклонными камерами при смещении невращающегося вала на камеру и на перемычку между камерами.

Основная цель проведенных испытаний — выяснить влияние наклона камер на анизотропность нагрузочной характеристики.

Экспериментальное исследование гидростатических подшипников проводилось на установке с вертикально расположенным ротором, опорами которого являлись два одновременно исследуемых подшипника следующих размеров: диаметр  $d=15$  мм, длина  $L=18$  мм, диаметральный зазор  $2\delta_0=0,042\div 0,045$  мм.

В качестве рабочей жидкости использовался керосин (ГОСТ 10227—62). При испытаниях снимались нагрузочные и расходные характеристики гидростатических подшипников. В статическом состоянии (при  $n=0$  об/мин) характеристики снимались при постоянной нагрузке (до 44 кг) и давлении на входе в подшипник, равном 5, 10, 15, 20 атм.

Нагружение исследуемых подшипников производилось через шариковый радиальный подшипник, находящийся в середине вала, до касания вала с обоймой опоры. Контроль касания осуществлялся визуально по осциллографу и дополнительно по стабилизации давлений в камерах подшипника.

Экспериментальная установка позволяла исследовать характеристики гидростатических подшипников с вращением вала при дисбалансе  $2,0^{+0,5}$  гсм на каждую опору и постоянной по направлению нагрузке, не превышающей 20 кг.

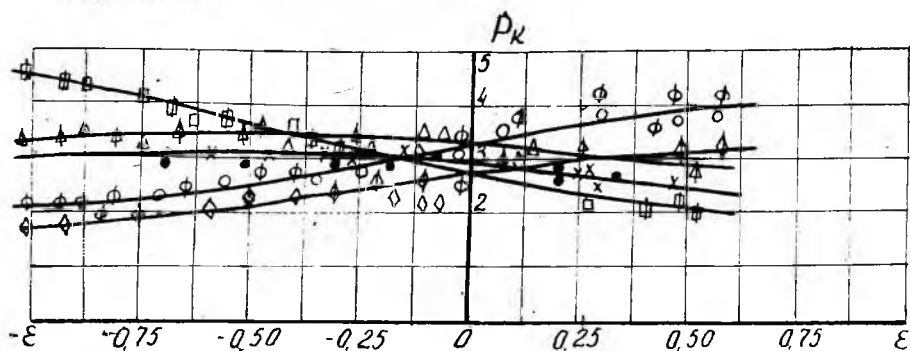
При проведении испытаний замерялись: расход керосина через испытываемые подшипники на каждом режиме работы, смещение вала относительно обоймы в одном или двух взаимноперпендикулярных направлениях (с помощью индукционных датчиков), давление в каждой камере и на входе в подшипники, а в камерах нижнего подшипника — и пульсации давления, обороты вала, температура керосина на входе и выходе из подшипников.

Кривые изменения давления в камерах подшипника при смещении вала на величину эксцентриситета  $e$  относительно обоймы подшипника начинаются не от одного значения давления и не из геометрического центра обоймы (фиг. 2—5).

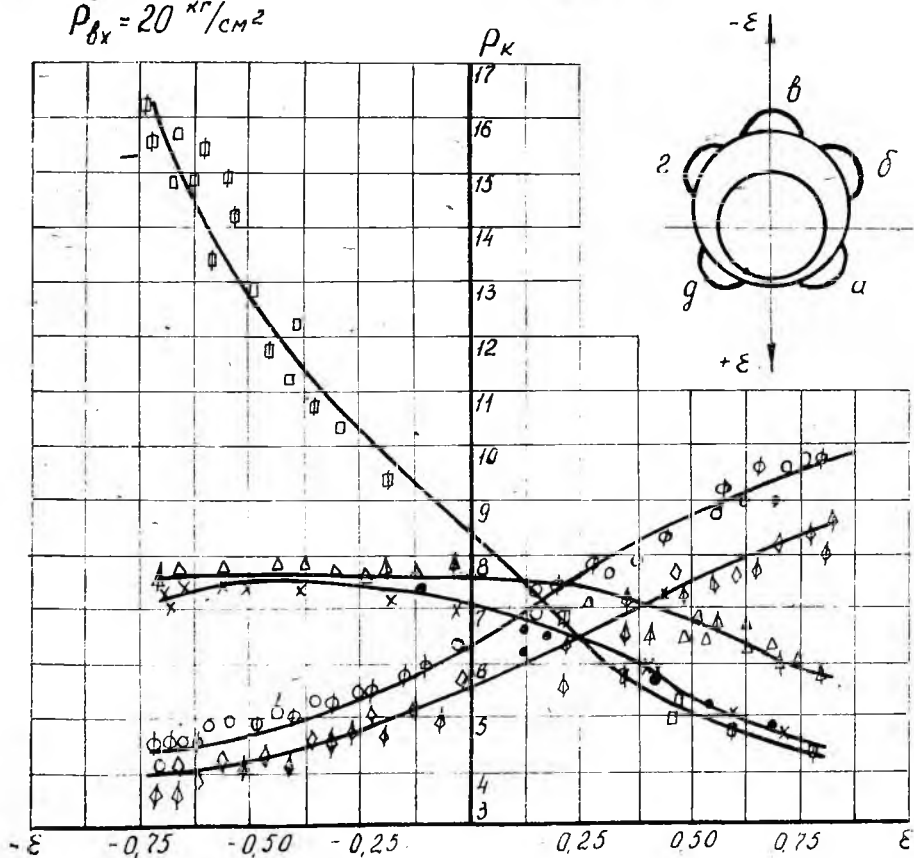
На фиг. 2—5 относительный эксцентриситет  $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$  замерялся в одной плоскости. Направление смещения на перемычку между камерами принято положительным ( $+\varepsilon$ ), а на камеру — отрицательным ( $-\varepsilon$ ).

Разброс по давлению в камерах при нулевой нагрузке объясняется различием расходных характеристик жиклеров, которые брались из партии с  $\pm 2\%$  разбросом расхода, и щелей.

$P_{\delta x} = 5 \text{ кг/см}^2$



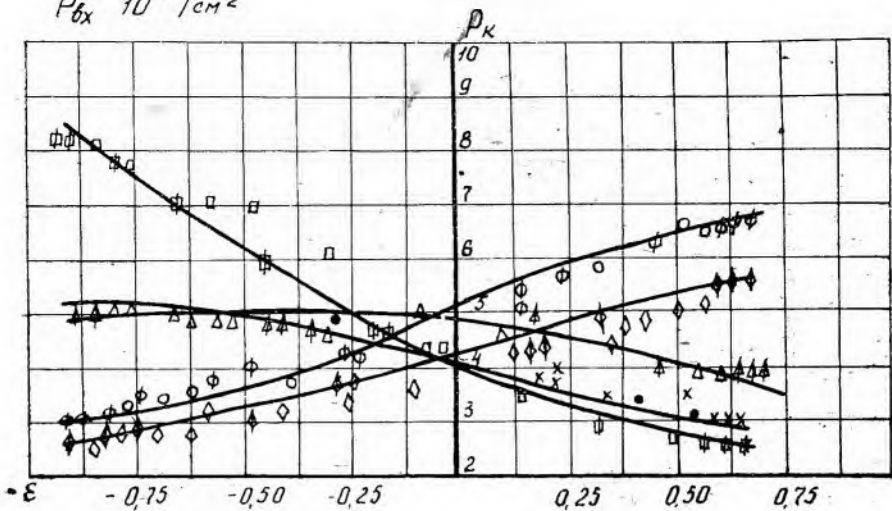
$P_{\delta x} = 20 \text{ кг/см}^2$



Фиг. 2. Зависимость давления в камерах верхнего подшипника от смещения вала:

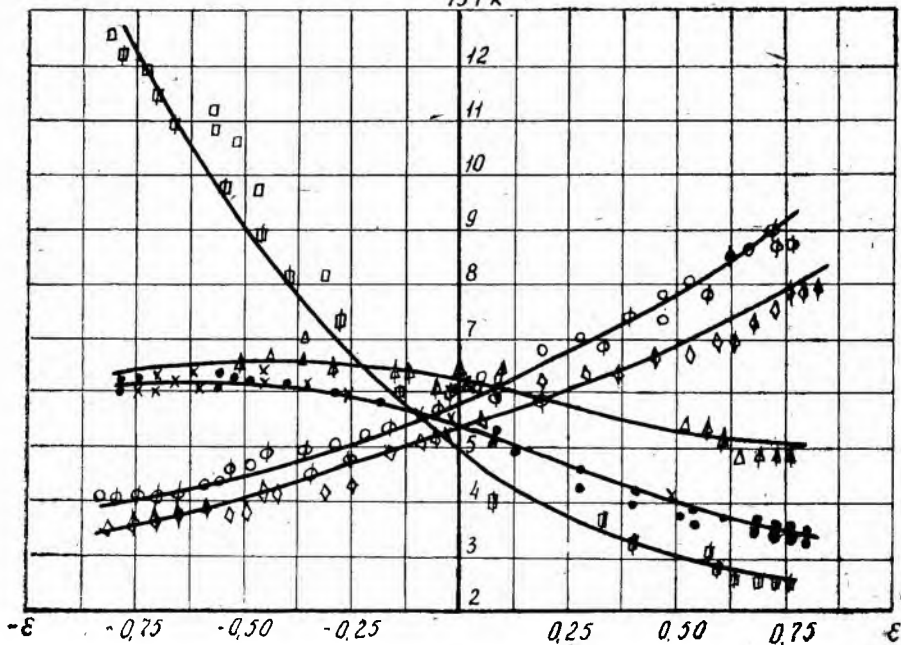
- |              |               |
|--------------|---------------|
| б-△          | а-○           |
| в-□ загрузка | б-○ разгрузка |
| г-●          | г-×           |
| д-◇          | д-            |

$P_{bx} \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2$



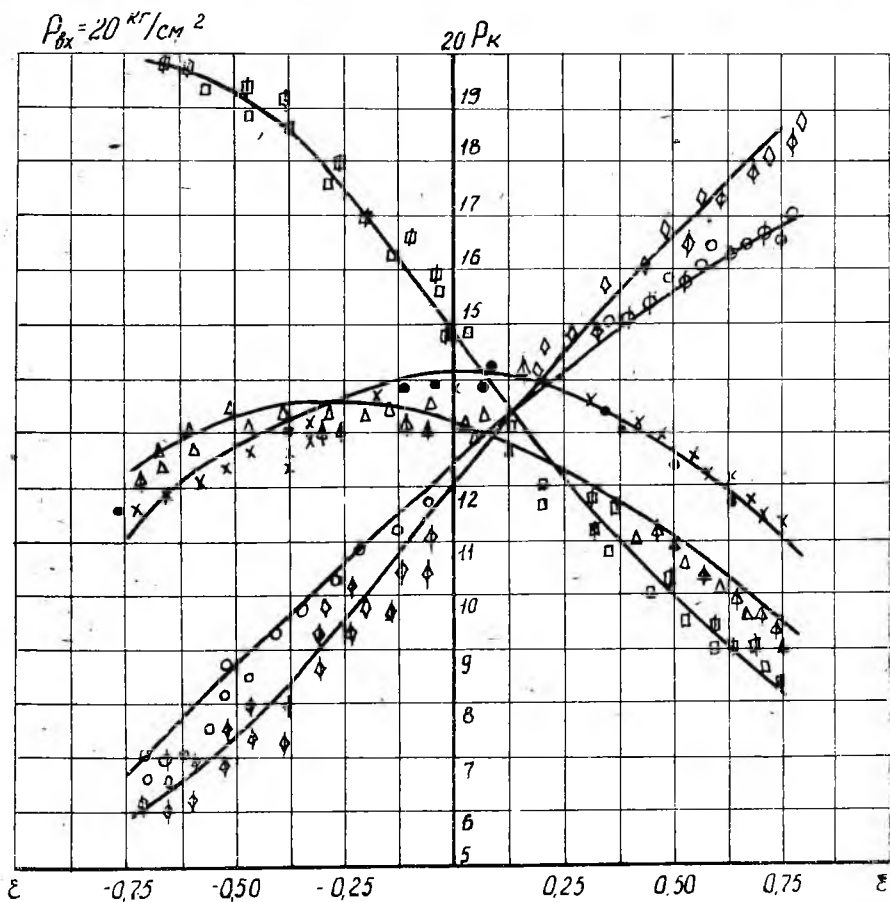
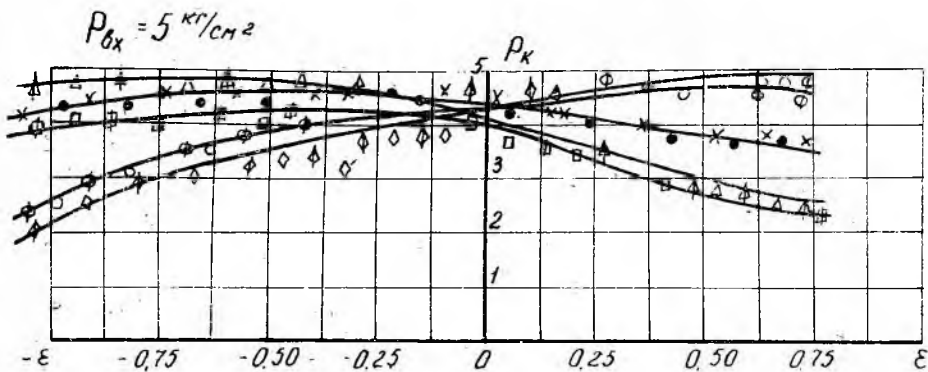
$P_{bx} = 15 \text{ кг/см}^2$

$13 P_K$



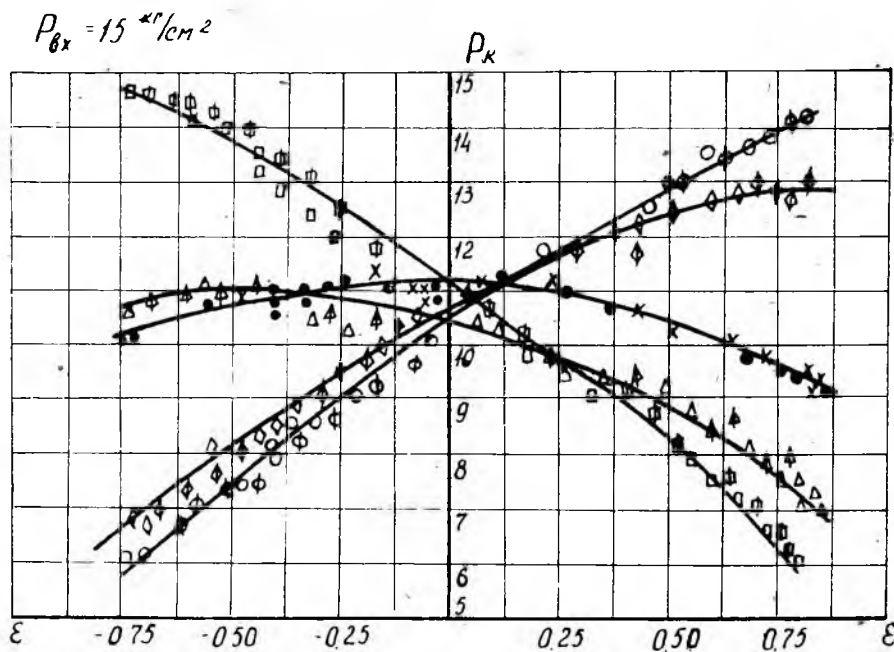
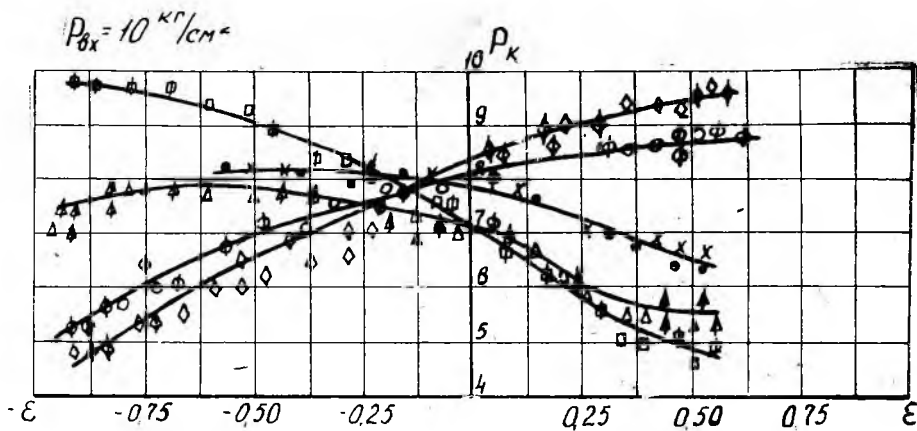
Фиг. 3. Зависимость давления в камерах верхнего подшипника от смещения вала:

- |              |               |
|--------------|---------------|
| a—○          | a—∅           |
| б—△          | б—●           |
| в—□ загрузка | в—⊖ разгрузка |
| г—●          | г—×           |
| д—◇          | д—            |



Фиг. 4. Зависимость давления в камерах нижнего подшипника от смещения вала:

- |              |               |
|--------------|---------------|
| a—○          | a—∅           |
| б—△          | б—⊕           |
| в—□ загрузка | в—⊖ разгрузка |
| г—●          | г—×           |
| д—◇          | д—○           |



Фиг. 5. Зависимость давления в камерах нижнего подшипника от смещения вала:

- |              |               |
|--------------|---------------|
| a—○          | a—∅           |
| г—△          | б—            |
| д—□ загрузка | в—⊕ разгрузка |
| ж—●          | з—×           |
| и—◇          | а—            |

Поскольку давление в камерах различно, то ось вала занимает положение, не совпадающее с геометрическим центром. Это положение назовем гидравлическим центром. Очевидно, что ему соответствует минимальная разница давлений в камерах. Для сравнения результатов испытаний подшипников на всех режимах его работы начало координат по оси  $oe$  необходимо сместить до значения  $\epsilon$ , соответствующего минимальной разнице давлений в камерах.

Давление в камерах верхнего подшипника при  $\epsilon=0$  составляет от 34% (при  $p_{вх}=20 \text{ атм}$ ) до 58% (при  $p_{вх}=5 \text{ атм}$ ), а нижнего от 67,5% (при  $p_{вх}=20 \text{ атм}$ ) до 86% (при  $p_{вх}=5 \text{ атм}$ ) от значения входного давления. Это значит, что верхний подшипник имеет отношение гидравлических сопротивлений жиклеров к торцовым щелям больше оптимального (кроме  $p_{вх}=5 \text{ атм}$ ), а нижний — меньше оптимального.

Зависимость давления в камерах от перепада давления на подшипнике  $p_{вх}$  обусловлена тем, что в качестве дроселирующих элементов на входе в камеры использовались жиклеры с диаметром порядка 0,3 мм и длиной сверления менее 1 мм, в которых устанавливался турбулентный режим течения жидкости.

Коэффициент несущей способности гидростатического подшипника определяется зависимостью [1]:

$$\Theta = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n h_i \cos \varphi_i, \quad (2)$$

где

$h_i = \frac{p_i}{p_{вх}}$  — относительное давление в  $i$ -ой камере;

$p_{вх}$  и  $p_i$  — избыточное давление (манометрическое) соответственно на входе в подшипник и в его  $i$ -ой камере;

$\varphi_i$  — угол расположения середины камеры относительно начала отсчета (обычно плоскости нагружения).

Нужно иметь в виду, что коэффициент несущей способности гидростатического подшипника с наклонными камерами определяется соотношением:

$$\Theta_H = \frac{2mn}{\pi(m+l)} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2n} \cdot \frac{m+l}{n}\right) \cdot \sin \frac{\pi}{n} \cdot \sum_{i=1}^n h_i \cos \varphi_i, \quad (3)$$

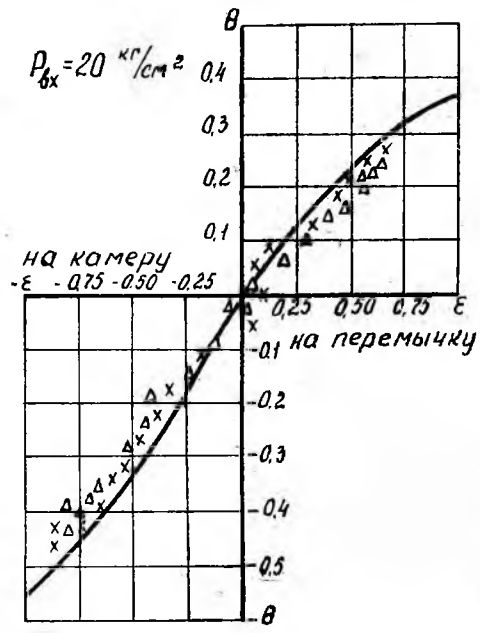
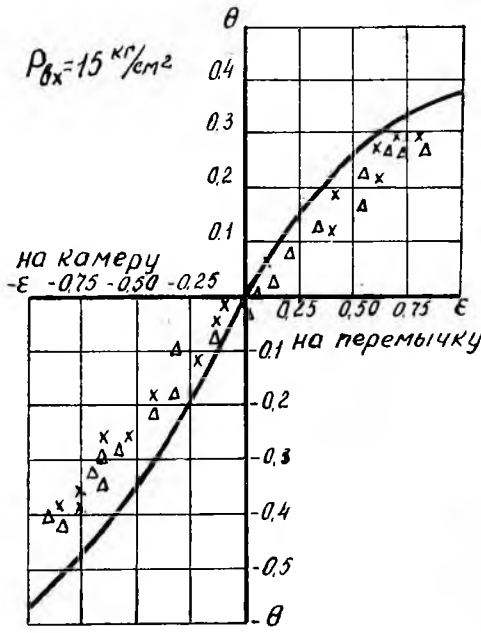
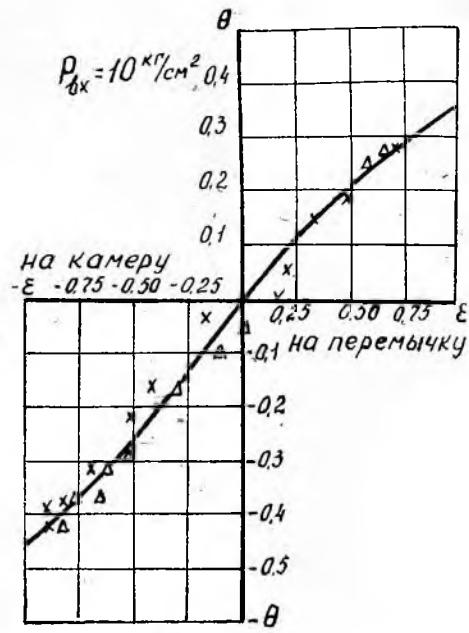
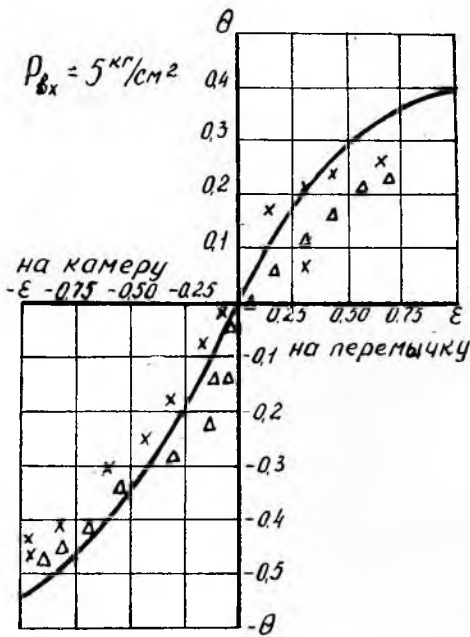
где  $l$  — длина торцовой перемычки.

При принятых размерах ( $m=9 \text{ мм}$ ,  $l=4,5 \text{ мм}$ ) при определении коэффициента несущей способности можно пользоваться с достаточной точностью выражением (2), которое для пятикамерного подшипника имеет вид:

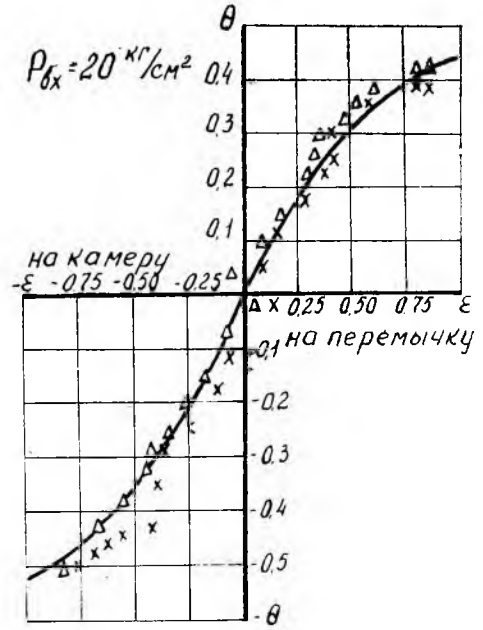
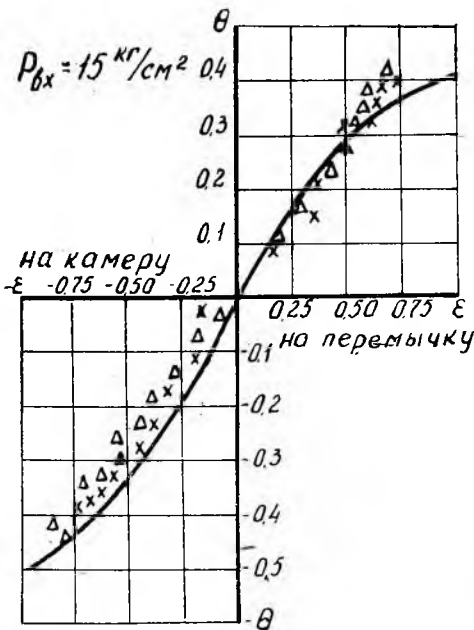
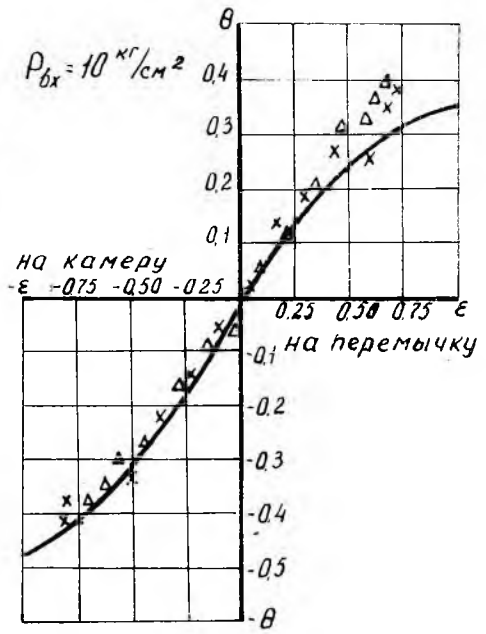
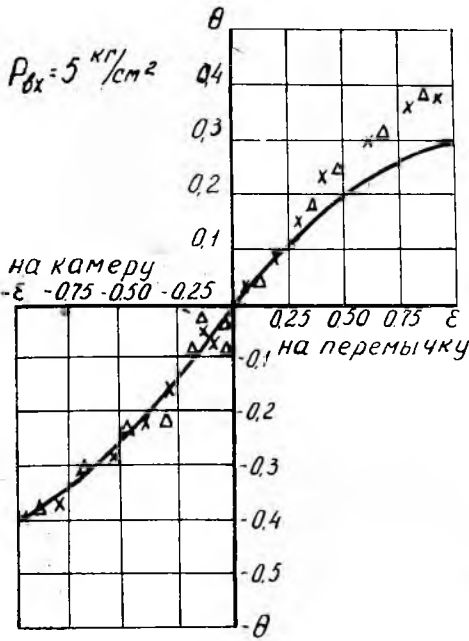
$$\Theta = 0,475(h_1 + h_5) - 0,59h_3 - 0,18(h_2 + h_4). \quad (4)$$

На фиг. 6 и 7 представлены зависимости коэффициента несущей способности  $\Theta$  от относительного смещения вала в обойме для верхнего и нижнего подшипников.





Фиг. 6. Зависимость коэффициента несущей способности верхнего подшипника от эксцентриситета:  
 — теория  
 $\Delta$  — загрузка; эксперимент  
 $x$  — разгрузка



Фиг. 7. Зависимость коэффициента несущей способности нижнего подшипника от эксцентриситета:

- теория
- $\Delta$  — загрузка; эксперимент
- $\times$  — разгрузка

Из приведенных на фиг. 6 и 7 зависимостей  $\Theta=f(\epsilon, p_{вх})$  можно подсчитать жесткость и податливость подшипника, необходимые для расчета критических оборотов.

Под относительной или безразмерной жесткостью понимается отношение коэффициента несущей способности подшипника к относительному эксцентриситету, что на графиках  $\Theta=f(\epsilon)$  представляется тангенсом угла наклона кривой к оси абсцисс, или производной функции  $\Theta=f(\epsilon)$  по  $\epsilon$ .

Из фиг. 6 и 7 следует, что как нижний, так и верхний подшипники имеют характеристику с жесткостью, уменьшающейся с ростом эксцентриситета.

Анализ фиг. 6 и 7 показывает, что и у гидростатических подшипников с наклонными камерами при выбранных значениях параметров конструкции сохранилась анизотропность нагрузочной характеристики.

Разница коэффициентов несущей способности нижнего подшипника при  $\epsilon=0,5$  и перепаде давления на подшипнике  $p_{вх}=20$  *ати* составляет примерно 10% и уменьшается с уменьшением  $p_{вх}$ . Анизотропность нагрузочной характеристики верхнего подшипника достигает 30%.

Следовательно, разница коэффициентов несущей способности при смещении вала на камеру или перебычку между камерами в значительной мере определяется соотношением гидродинамических сопротивлений жиклеров и торцовых щелей.

На фиг. 6 и 7 представлены также теоретические результаты, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными для нижнего подшипника и лишь качественно подтверждаются для верхнего подшипника, что объясняется наличием бокового смещения вала в верхнем подшипнике.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А. И. Белоусов. Влияние перекоса вала относительно ободья гидростатического подшипника на его грузоподъемность. Сб. «Исследование вибраций прочности и конструкций деталей авиадвигателей». Труды МАИ, вып. 180, «Машиностроение», 1968.