

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ  
ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ОПОР ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Гидро(газо) статодинамические опоры весьма перспективны для роторов двигателей летательных аппаратов и их агрегатов, особенно при использовании кислородно-водородных источников энергии. Эти рабочие тела имеют малую вязкость и низкую температуру кипения. При вскипании они переходят в двухфазное состояние. Среда представляет собой смесь жидкой и газовой фаз, имеющих различные свойства (плотность, теплоемкость, энтальпия и др.). На границах фаз имеет место поверхностное натяжение. На линии насыщения температура и давление связаны однозначностью. Малая вязкость рабочего тела, большие зазоры в подшипнике, а также высокие скорости вращения создают условия для появления неламинарных (турбулентных и смешанных) течений. Эти особенности подлежат учету при оценке работоспособности газожидкостных опор, которые определяются такими характеристиками как несущая способность (грузоподъемность), расход рабочего вещества, потери мощности на трение и прокачку, а также коэффициенты жесткости и демпфирования /2-4/.

Приведенные характеристики зависят от функции распределения давления в подшипнике.

Определение ее ведется при допущениях:

- пренебрежимо мала инерция в смазочном слое;
- фазовые превращения являются равновесными в каждой точке слоя;
- течение - стационарное;
- изменение свойств смазочного вещества по толщине несущего слоя мало;
- теплообмен смазочного вещества и окружающей среды из-за малости не учитывается.

При названных допущениях имеем уравнение Рейнольдса



$$\operatorname{div} \left( \frac{h^3}{12\mu} \operatorname{grad} p - \frac{\omega R}{2} \rho h \right) = \rho v \quad (1)$$

В области, где нет подвода смазочного вещества, (1) примет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) описывают ламинарное течение рабочего тела.

Обобщение этих уравнений на случай неламинарных течений выполнено по методике, разработанной в ХАИ [1]. В этом случае имеем

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho \frac{h^3}{\mu k_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \rho \frac{h^3}{\mu k_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial}{\partial x} (\rho h), \quad (3)$$

$k_x$  и  $k_z$  — коэффициент кажущегося возрастания вязкости в направлении координат  $x$  и  $z$ .

Изменение теплосодержания смазочного вещества описывается уравнением притока тепла:

$$\begin{aligned} \rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\ = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho \theta_0 + \phi \end{aligned} \quad (4)$$

Двухфазный поток имеет более общий вид уравнения энергии, которое получается из первого закона термодинамики.

Задача об определении функции распределения давления по опорной поверхности подшипника сводится к совместному решению системы (3) и (4).

Решение этой системы для определения функции распределения давления ведется методом продольно-поперечной прогонки по разработанному для этого алгоритму. При этом считаются известными давления в сливной полости. Из уравнения баланса расходов определяется давление в камерах. К граничным условиям в этом случае также относится величина энтальпии смазочной среды в питающих камерах, которое определяется из уравнения энергии для одномерного течения во входном устройстве компенсаторов.

Для численного решения задачи об определении основных характеристик газожидкостных опор составлена программа на языке Фортран-4.



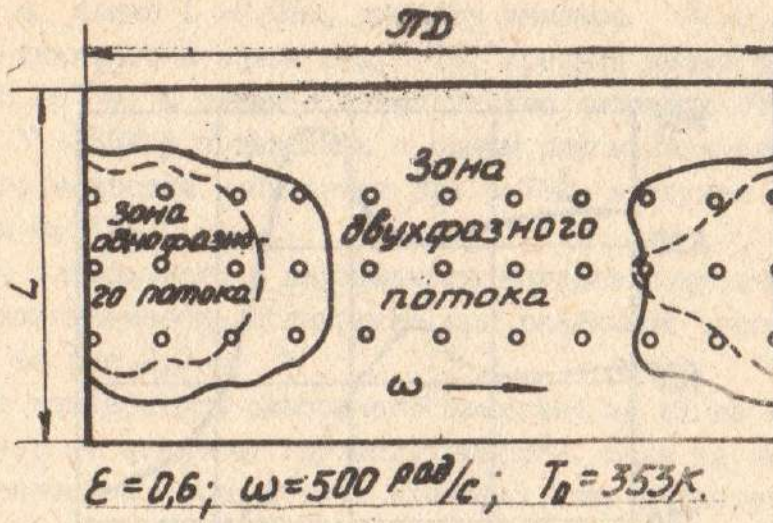


Рис. I

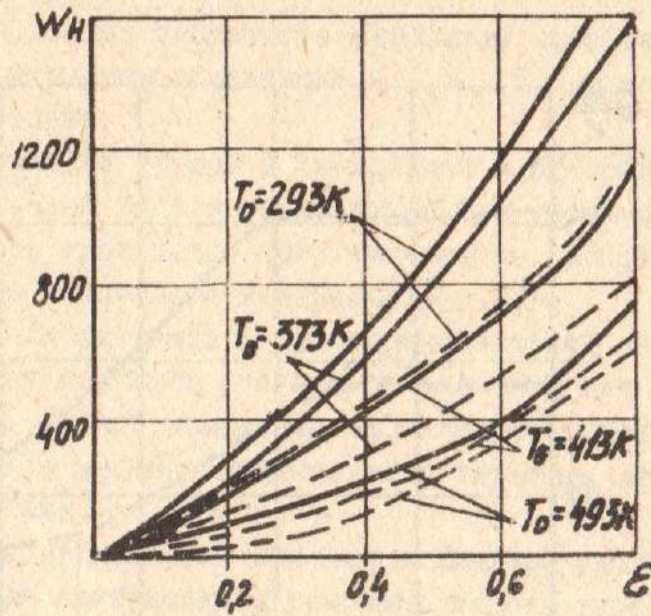


Рис. 2



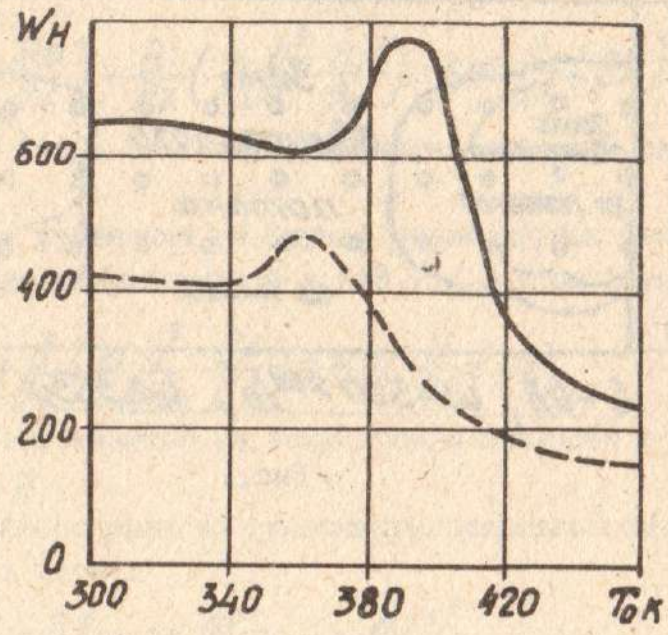


Рис. 3

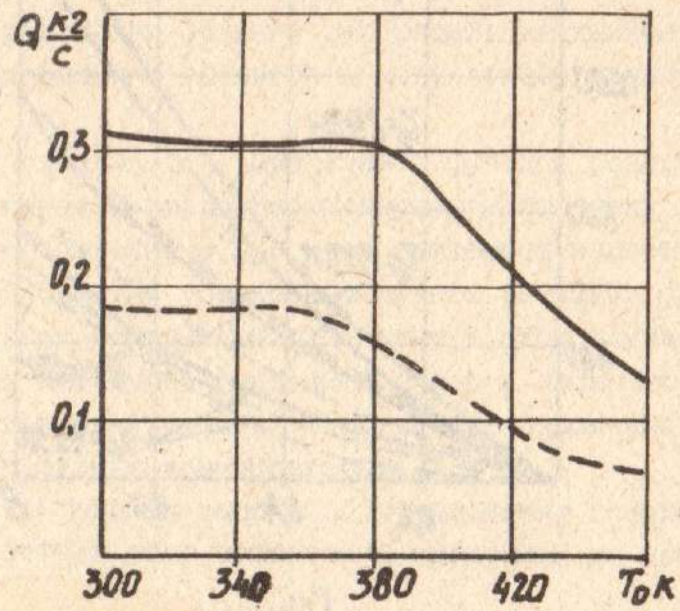


Рис. 4



Результаты исследования приведены для опоры: диаметр  $D=0,54$  м, длина  $L=0,06$  м, диаметр жиклера  $d=0,8 \cdot 10^{-3}$  м, количество жиклеров в одном ряду — 10; средний диаметральный зазор —  $h_0=0,75 \cdot 10^{-4}$  м. с одним и двумя рядами питающих отверстий.

При  $T=333$  К у подшипника с одним рядом питателей кипение смазочного вещества начинается при  $0,73L$ , в случае двух рядов питателей при  $0,915L$ .

Зоны однофазного и двухфазного потоков показаны на рис. 1.

Грузоподъемность подшипника при различных температурах представлены на рис. 2, 3.

Рост температуры смазочного вещества на входе в подшипник мало влияет на величину грузоподъемности. Если же кипение смазочного вещества начинается в жиклерах, что характерно для однорядного подшипника, то весь смазочный слой может оказаться двухфазным, что приведет к резкому снижению грузоподъемности. Это объясняется уменьшением плотности и вязкости смазочного вещества.

Перед снижением грузоподъемности происходит ее резкое увеличение (до 20%). Грузоподъемность подшипника с двумя рядами питающих отверстий на (30...40)% выше, чем с одним рядом отверстий. Резкое снижение грузоподъемности происходит при более высоких значениях температур.

Массовый расход смазочного материала представлен на рис. 4. Расход при двухрядном подшипнике в 1,5...1,8 раза выше, чем при однорядном питании.

Энергетические потери в двухрядном и однорядном подшипниках мало отличаются. С ростом температуры они уменьшаются. Наибольшее снижение потерь происходит при температуре, соответствующей развитию кипения смазочного материала (рис. 5).

Свойства любых веществ при переходе через линию насыщения от жидкости к газу меняются скачком от значений для жидкости к значениям для газа. Резкое изменение характеристик подшипников происходит тогда, когда кипение начинается в питающих жиклерах или на входе в подшипник.

Появление двухфазного течения в жиклере увеличивает вероятность появления критического течения. Работа турбонасосных агрегатов (ТНА) ЖРД в этом режиме нерациональна и опасна.

С увеличением давления питания уменьшается степень сухости, снижается газосодержание. Это приводит к повышению грузоподъем-



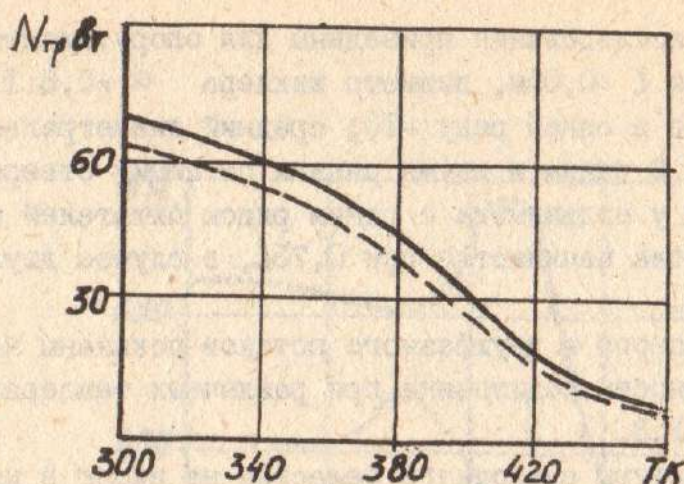


Рис. 5

ности. При различных температурах-рост неодинаков.

Температура смазочного материала существенно влияет на грузоподъемность при различных скоростях вращения ротора. При работе на жидком смазочном материале наблюдается наличие большого вклада гидродинамических сил в общую грузоподъемность подшипника. При больших температурах вклад гидродинамических сил снижается.

Приведенные в статье результаты исследования должны быть учтены при расчете и проектировании газостатодинамических опор.

#### Л и т е р а т у р а

1. Поддубный А.И. О совместном влиянии сдвиговых и напорных течений на характеристики несущего слоя гидростатического подшипника. В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Вып. 3, Харьков, 1976, с. 35-46.

2. Артеменко Н.П., Василенко В.М., Кузьминов Ф.Ф., Шутин В.М. и др. Газожидкостные опоры роторов криогенных турбокомпрессорных агрегатов, Изд. КБ Химмаш и ХАИ, 1993, 9 п.л.

3. Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н., Кузьминов Ф.Ф., Поддубный А.И., Усик В.В. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. Харьков, Изд. "Основа", 1992, 191 с.

4. Уоллис Г. Одномерное двухфазное течение. Пер. с англ. М., Мир, 1972, 440с.