

УДК 532.516

КРУПНОМАСШТАБНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЙ ТИПА ГАЗОВОЙ СМАЗКИ

МИРОЛЮБОВ И. В., ШАШИН В. М.

Важным классом газовых подшипников являются так называемые газовые подвесы, отличительной чертой которых является принудительная подача газа в зазор и способность создавать вследствие этого подъемную силу даже при отсутствии вращения поддерживаемого тела. Основные положения теории расчета газовых подвесов изложены в [1-6].

Наиболее существенным моментом в методике расчета газового подвеса любого типа является увязка параметров течения газа в зазоре с его параметрами при истечении из нагнетающей полости. Математическая формулировка краевых условий на кромке подводящего устройства зависит от конструктивного оформления последнего [7]. В случае входного устройства, состоящего из цилиндрического кармана с диафрагмой, имеющей одно или несколько отверстий, через которые поступает газ из нагнетающей полости, физический принцип действия подвеса был понят сразу и использовался в расчетных методиках. Однако детали теоретического описания процесса перетекания газа из нагнетающей полости в зазор являются не столь очевидными. Между тем для конструкторов важно знать влияние на газодинамические процессы таких параметров, как радиус и высота кармана, число отверстий в диафрагме, их размеры. Исследование этих вопросов в натуральных условиях чрезвычайно затруднено в связи с очень малыми размерами элементов конструкции ($r_h = 1-2$ мм, $d = 0,1-0,4$ мм, $h = 0,01-0,05$ мм). Таким образом, непосредственные измерения поля течения в натуральных условиях практически невозможны. Именно поэтому авторами был избран путь моделирования, позволивший в экспериментах обращаться с моделями, размеры которых допускали бы применение стандартных методов исследования газовых потоков. Принятый способ моделирования основан на требовании равенства скоростей в натуре и на модели. Поскольку температура в натуре и на модели также одинакова, подобие по числу M соблюдается. Следовательно, выполнение подобия по числу Рейнольдса при увеличении линейных размеров модели требует пропорционального снижения плотности, что достигается снижением давления. На основе высказанных соображений была спроектирована экспериментальная модель для исследования течений в зазоре типа «источник». Указанный принцип крупномасштабного моделирования в задачах газовой смазки применен впервые авторами.

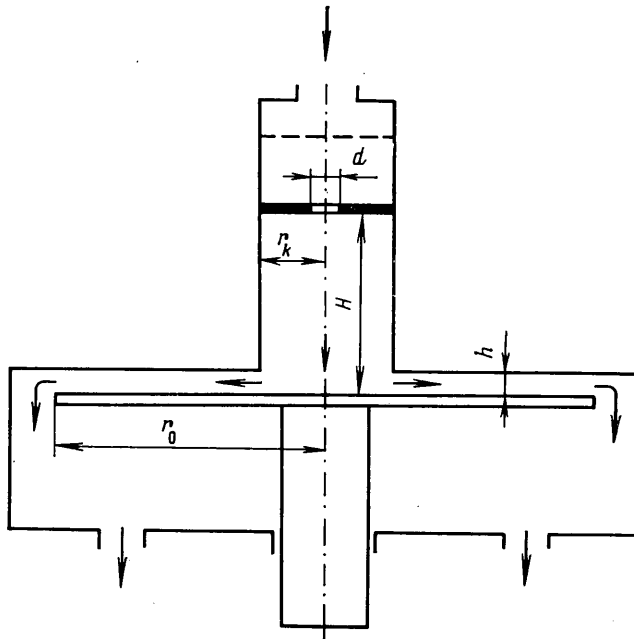
1. Описание экспериментальной модели и методики эксперимента. Схема модели изображена на фиг. 1. Воздух из атмосферы через дросселирующее устройство поступает во входную камеру, в которой размещена сетка для выравнивания поля скоростей. Далее воздух проходит через диафрагму и стакан, моделирующий карман, в зазор. Из зазора воздух, проходя выходную камеру, отсасывается через шесть отверстий $\phi 10$ мм двумя вакуумными насосами типа ВН-1.

Зазор может изменяться от 0 до 10 мм. Величина зазора контролируется тремя индикаторами, равномерно расположенными по окружности, для того, чтобы можно было определить возможный перекос пластин. В экспериментах перекос не превышал 0,03 мм.

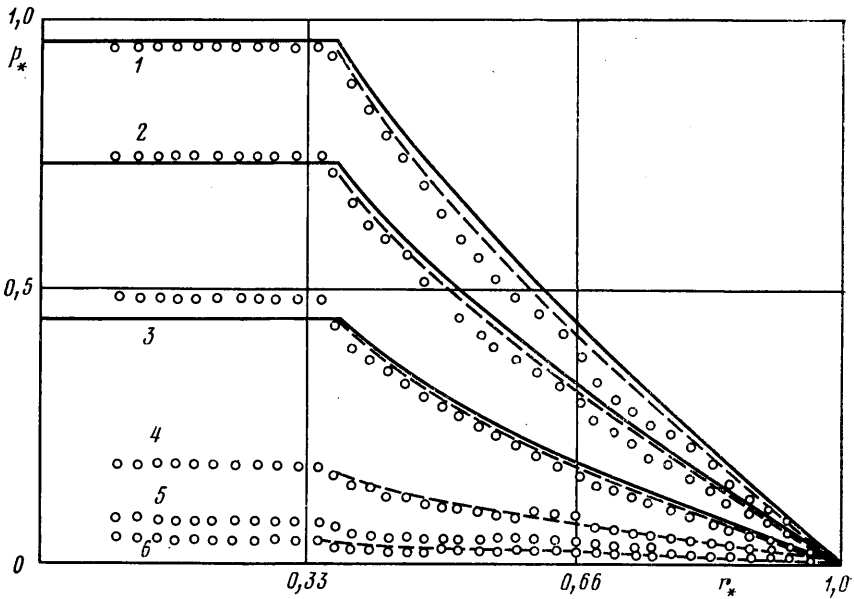
Протяженность зазора определяется разностью между радиусом тарелки r_0 , равным 100 мм, и радиусом входного устройства r_h , максимальная величина которого равна 30 мм.

Диафрагма и стакан сменные. Их размеры приведены ниже:

Номер диафрагмы	1	2	3	4	5			
Число отверстий	5	1	10	1	1			
Диаметр отверстия, м	3	7,49	2,07	12	5			
Номер стакана	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Диаметр стакана, мм	60	60	60	30	20	15	10	7,5
Высота стакана, мм	90	80	55	55	55	55	55	55



Фиг. 1



Фиг. 2

Распределение давления в каналах модели измерялось с помощью батарейного манометра через 40 дренажных отверстий в тарелке, расположенных на шести лучах. Для определения перепада давления на диафрагме дренировались стенки стакана и входной камеры. Расход воздуха измерялся расходомерами объемного типа – ротаметрами. Измерение больших расходов производилось ротаметром типа РС-5, а малых – РС-8.

Достоверность экспериментальных данных, полученных на вакуумной установке, в значительной мере зависит от величины натекаания атмосферного воздуха из-за

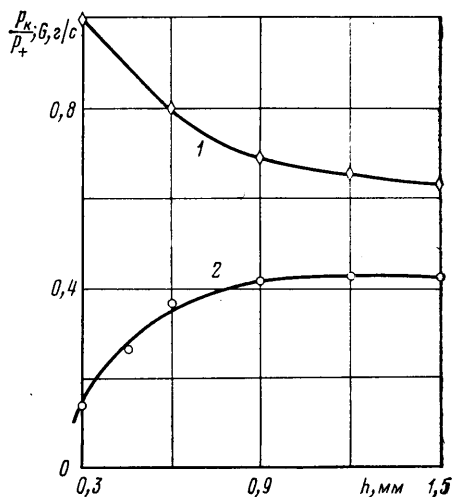
негерметичности системы и от величины газоотделения внутри системы. Величина натекания не превышала 0,1% от рабочего расхода воздуха, а газоотделение внутри системы практически отсутствовало.

В экспериментах определялся закон изменения расхода воздуха и распределение давления в рабочих каналах модели при изменении зазора. Давление на входе и перепад давления в модели при этом оставались постоянными. В качестве характерных давлений воздуха на входе в модель p_+ были выбраны следующие: 1 режим — 65,4 гПа, 2 режим — 81,8 гПа, 3 режим — 98,1 гПа. При коэффициенте моделирования равном 30 в натуре указанные давления будут соответствовать 1965, 2450 и 2940 гПа. Давлением на выходе p_- считалось давление на радиусе 84 мм.

2. Результаты экспериментальных исследований. Условимся в дальнейшем различные продувки обозначать цифрами, в которых первая цифра означает номер стакана, вторая — номер диафрагмы, третья — номер режима работы по давлению на входе. Движение газа в зазоре удобно характеризовать числом Рейнольдса на входе в зазор и приведенным числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{G}{2\pi r_{\kappa\mu}},$$

$$Re_0 = \frac{G}{2\pi r_{\kappa\mu}} \frac{h}{L} \quad (3.1)$$



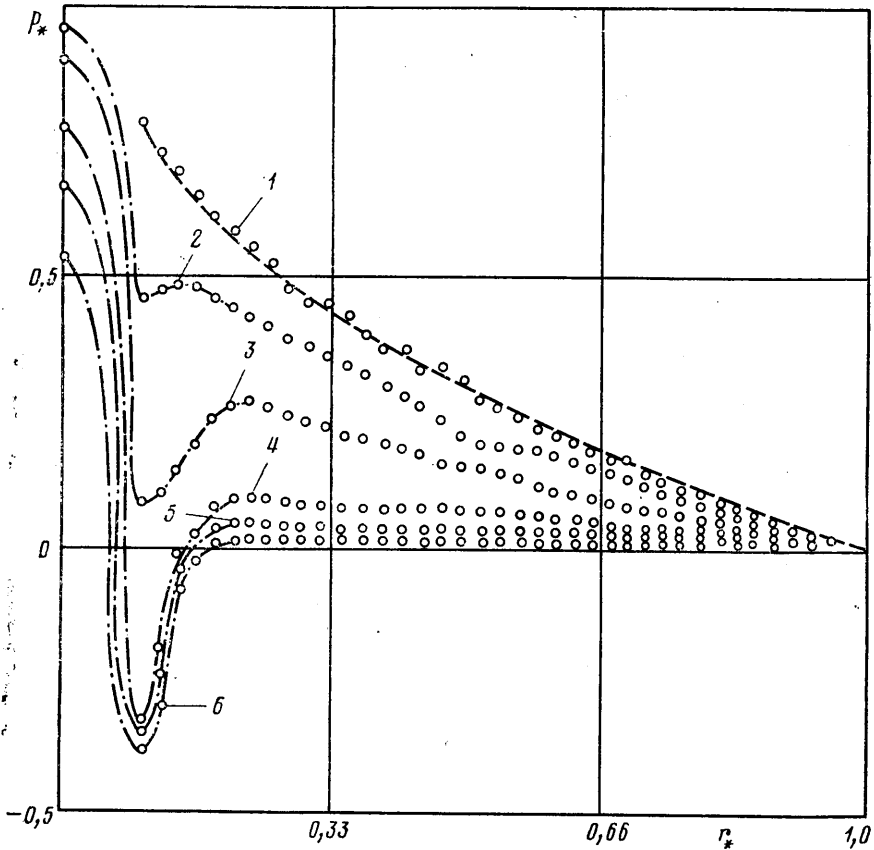
Фиг. 3

Значения чисел Рейнольдса, встречавшихся в экспериментах, приведены в таблице. Скорости на входе в зазор не превышали 40 м/с.

Зазор $h, \text{мм}$	Режим продувки							
	III—2—3		IV—2—3		V—2—3		VI—2—3	
	Re	Re ₀	Re	Re ₀	Re	Re ₀	Re	Re ₀
0,3	72,4	0,229	73	0,199	97,2	0,253	119	0,3
0,6	169,2	1,07	301,5	1,64	427	2,22	527	2,67
0,9	191,2	1,81	393	3,21	574	4,5	713	5,42
1,2	201,5	2,56	414	4,51	618	6,45	782	7,9

Типичная эпюра распределения давления по радиусу тарелки при различных зазорах показана на фиг. 2, а соответствующее изменение расхода воздуха и относительного давления на входе в модель — на фиг. 3. На фиг. 2 (режим продувки I — 1—1) экспериментальные точки и кривые, обозначенные цифрами от 1 до 6, соответствуют величинам зазора $h=0,3; 0,45; 0,6; 0,9; 1,2; 1,5$ мм. Аналогичные обозначения ниже, на фиг. 4. На графиках использованы относительные координаты r_* и r_{*0} . Как видим, качественная картина возникновения поддерживающей силы подтверждается. При больших зазорах (порядка 1 мм и выше) расход воздуха максимальный, а перепад давления в зазоре минимальный. При уменьшении зазора сопротивление щели возрастает, расход воздуха уменьшается и это приводит к уменьшению перепада давления на диафрагме, в результате чего

течение воздуха в зазоре начинает происходить от большего давления. Когда зазоры становятся очень малыми (0,3 мм и менее), давление в кармане становится приблизительно равным давлению на входе в модель.



Фиг. 4

Проведем оценку достоверности теоретического описания движения газа в зазоре, предполагая, что движение изотермично, и пренебрегая инерционными членами [4]. Запишем для этого формулу для распределения давления при радиальном движении газа в зазоре [6]:

$$p^2 = p_k^2 - \frac{p_k^2 - p_-^2}{\ln r_0 / r_k} \ln \frac{r}{r_k} \quad (3.2)$$

где константы интегрирования определены по двум известным из эксперимента давлениям p_k и p_- . Расчетные значения давления, полученные по формуле (3.2), изображены на фиг. 2 штриховыми кривыми. Совпадение с экспериментом, как видим, хорошее.

Однако наибольший интерес представляет случай, когда задано лишь одно давление (скажем, p_k на радиусе r_k), а также известна геометрия входного устройства и давление в нагнетающей полости. В этом случае распределение давления можно представить в виде

$$p^2 = p_-^2 - \frac{12\mu RT}{\pi h^3} G \ln \frac{r}{r_0} \quad (3.3)$$

где расход газа G подлежат определению на основе увязки течения газа в зазоре с его истечением через диафрагму. Запишем с этой целью формулу для изэнтропического истечения газа через диафрагму

$$G = \alpha m \frac{p_+}{\sqrt{T}} q(\lambda) f \quad (3.4)$$

где значения $q(\lambda)$ определяются отношением давлений p_k/p_+ . Кроме того, выпишем значение давления по формуле (3.3) на радиусе r_k :

$$p_k^2 = p_-^2 - \frac{12\mu RT}{\pi h^3} G \ln \frac{r_k}{r_0}. \quad (3.5)$$

Уравнения (3.4) и (3.5) образуют систему с двумя неизвестными G и p_k , решение которой дает описание распределения давления по формуле (3.3). В основу рассмотренной методики положено допущение о постоянстве давления в кармане. Экспериментальные данные (фиг. 2) подтверждают возможность реализации такого положения.

Для решения системы уравнений (3.4), (3.5) необходимо также знание коэффициента расхода α . Экспериментально было установлено, что коэффициент расхода α для каждого типа диафрагм остается постоянным на всех режимах истечения, представляющих практический интерес. Для диафрагм с одним отверстием коэффициент расхода получен равным 0,67, что согласуется с [8], а для диафрагм с несколькими отверстиями $\alpha = 0,8$. Заметим, что снятие фасок приводит к изменению коэффициента расхода α у диафрагм с одним отверстием, делая его равным 0,75. Числа Рейнольдса, рассчитываемые по формуле (3.1), изменялись в диапазоне 700—15 000.

Расчетные значения давления, полученные по указанной методике, показаны на фиг. 2 сплошными линиями. И опять совпадение с экспериментом хорошее. Также близки между собой расчетные и экспериментальные значения расхода и перепада давления на диафрагме (фиг. 3). Кривая 1 — расчет по (3.4); кривая 2 — по (3.5). Отметим, что точность расчетов повышается при уменьшении приведенных чисел Re_0 на входе в зазор ($Re_0 < 1$).

Верхней границы применимости приближенных уравнений движения газа, к сожалению, установить не удалось. Влияние инерционных членов значительнее всего должно сказываться при больших зазорах, когда расход воздуха достигает наибольшей величины и приведенное число Рейнольдса превышает единицу. Однако в этом случае перепад давления в зазоре был небольшим (порядка 200—300 Па) и точность эксперимента оказывалась незначительной. Можно лишь отметить, что качественно влияние инерционных членов было замечено. При больших зазорах (порядка 3 мм) в некоторых случаях вместо ползущего течения типа «источник» наблюдалось диффузорное течение с ростом давления вниз по течению.

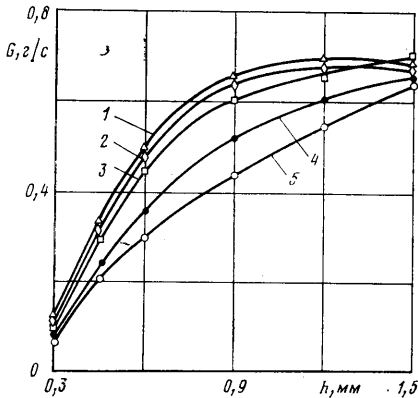
Из физических соображений следует, что предположение о равенстве давления на входе в зазор давлению непосредственно за диафрагмой справедливо лишь при определенном соотношении геометрических параметров кармана: площади отверстий в диафрагме f , радиуса кармана r_k и площади кольцевого зазора $F = 2\pi r_k h$.

В рассмотренных примерах радиус кармана достаточно велик, поэтому зона повышенного давления, возникающая вследствие удара струи о стенку, не распространяется до стенок кармана. Кроме того, площадь кольцевого зазора, зависящая от радиуса кармана, оказывается такой, что даже при малых зазорах (порядка 0,3 мм) выполняется условие $F > f$. Такое соотношение площадей обеспечивает получение на входе в зазор малых

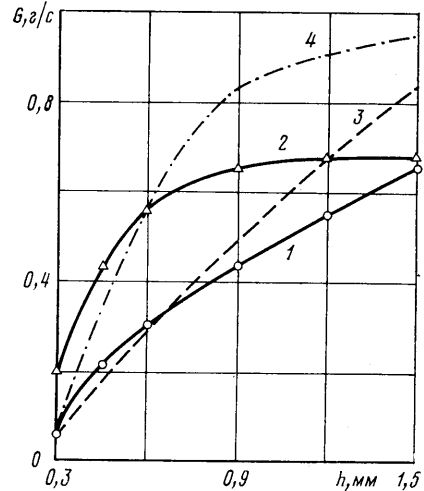
скоростей движения воздуха. Расход воздуха в этом случае лимитируется в основном площадью отверстий в диафрагме.

При уменьшении радиуса кармана вдвое характер течения газа остается прежним. Однако на входе в зазор давление уже существенно отличается от давления за диафрагмой, так как скорости на входе в зазор имеют порядок 100 м/с и статическое давление газа заметно отличается от полного.

Дальнейшее уменьшение радиуса кармана (фиг. 4) приводит к тому, что воздух, пройдя диафрагму, заполняет все сечение кармана. Поэтому



Фиг. 5



Фиг. 6

на входе в зазор имеет место обтекание прямого угла. При больших расходах (скоростях) поток на верхней стенке щели отрывается. Об этом свидетельствует сильное разрежение на входе в зазор. Затем за счет резко выраженной диффузорности канала давление круто нарастает. При достижении малых скоростей решающую роль начинают играть силы трения и с некоторого сечения начинается обычное ползущее течение типа «источник». Для $h < 0,9$ мм точкам перегиба соответствуют $Re_0 = 0,9-1$.

Анализ экспериментальной зависимости расхода воздуха от h для входных устройств, отличающихся только радиусом кармана (фиг. 5), показывает, что при уменьшении r_k выпуклость кривых уменьшается, кривые распрямляются (кривым соответствуют следующие режимы продувки: 1 — IV-2-3; 2 — V-2-3; 3 — VI-2-3; 4 — VII-2-3; 5 — VIII-2-3). Причем для всех входных устройств максимальные расходы воздуха, соответствующие максимальному зазору, примерно одинаковы. В то же время при меньших h большему значению r_k соответствует более высокий расход воздуха. Это явление в первую очередь, по-видимому, следует объяснить тем, что для входных устройств с малыми r_k , начиная с определенных h , f становится больше F и расход воздуха лимитируется уже двумя площадями f и F или только площадью кольцевого зазора (в случае $f \gg F$).

В качестве предельного случая были проведены продувки входного устройства без диафрагмы. При этом был получен характер распределения давления тот же, что и описанный выше (фиг. 4), соответствующий весьма малым радиусам кармана. Зависимость расхода воздуха от h близка к линейной (фиг. 5).

Очевидно, что в последнем случае теоретическое определение расхода воздуха путем решения системы уравнений (3.4) и (3.5) должно давать

неудовлетворительные результаты. Необходимо ввести в рассмотрение площадь кольцевого зазора. В первом приближении в формуле можно заменить f на F . Тогда получим

$$G = \alpha m \frac{P_+}{\sqrt{T}} q(\lambda) 2\pi r_h h \quad (3.6)$$

На фиг. 6 штрихпунктирная кривая 4 представляет результат теоретического определения расхода воздуха для источника без диафрагмы путем решения системы уравнений (3.4) и (3.5). Штриховой линией 3 обозначены результаты расчета, полученные решением системы уравнений (3.5) и (3.6). В последнем случае результаты расчета находятся ближе к экспериментальным данным (кривая 1 — источник без диафрагмы; кривая 2 — режим продувки III — 2—3).

Эффект регулирующего действия площади кольцевого зазора на расход воздуха через источник, по-видимому, должен отрицательно влиять на характеристики источника по подъемной силе. В самом деле, из формулы (3.3) видно, что поле давления при прочих равных условиях будет более высоким у источника, имеющего больший расход воздуха. Следовательно, при проектировании входных устройств радиус кармана следует выбирать из условия, чтобы площадь отверстий в диафрагме оставалась меньше площади кольцевого зазора при минимально допустимом значении последнего.

Практически это означает, что диаметр кармана должен быть больше 10—15 диаметров отверстия на диафрагме. В то же время чрезмерное увеличение диаметра кармана может привести к нежелательному явлению автоколебаний.

В заключение авторы благодарят П. И. Житенева и М. И. Штерна за участие в создании экспериментальной установки и проведении экспериментов, а также Г. Н. Абрамовича за ценные советы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подшипники с газовой смазкой. М.: Мир, 1966. 423 с.
2. Шашин В. М. Течение вязкого газа в зазоре между эксцентричными цилиндрами. — Изв. АН СССР. ОТН, Мех. и маш., 1959, № 1, с. 179—182.
3. Миролюбов И. В., Шашин В. М. Расчет поддерживающей силы воздушного подшипника скольжения при отсутствии вращения. — Изв. вузов. Авиац. техн., 1959, № 2, с. 25—32.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1970. 904 с.
5. Котляр Я. М. К теории воздушных подвесов сферического типа. — Изв. АН СССР. ОТН, Мех. и маш., 1959, № 6, с. 21—26.
6. Шашин В. М. К теории плоских подпятников с принудительной подачей смазки. — Изв. вузов. Авиац. техн., 1960, № 3, с. 99—106.
7. Shires G. L. On a type of air lubricated journal bearing. — Aeronaut. Res. Council. Current Pap., London, 1957, № 318, 30 p.
8. Osburn J. O., Kammermeyer K. Gas Flow through small Orifices. — Chem. Eng. Progress, 1954, v. 50, № 4, p. 198—199.

Москва

Поступила в редакцию
7.VII.1980