

УДК 621.822—72

ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТРОЙСТВ НАДДУВА ГАЗОВЫХ ОПОР

Н. Д. ЗАБЛОЦКИЙ, В. С. КАРПОВ

(Ленинград)

Несущая способность в подвесах и частично в гибридных опорах создается за счет принудительной подачи газа в смазочный слой через специальные устройства наддува, содержащие дросселирующий элемент (обычно это диафрагма с отверстиями, либо капилляр). При расчете газодинамических характеристик таких опор необходимо знать массовый расход газа M через каждое устройство наддува. По аналогии с изэнтропическим истечением идеального газа через диафрагму [1] расход газа через устройство наддува можно представить в виде произведения критического расхода M_0^* на функцию истечения $\theta(p_s / p_0)$ с поправочным коэффициентом ζ

$$M = \zeta M_0^* \theta(p_s / p_0) \quad (1)$$

где p_s — давление газа на входе в смазочный слой, p_0 — давление в камере нагнетания.

При рассмотрении теоретической модели течения идеального газа критический расход M_0^* представляет собой предельное (наибольшее) значение расхода через устройство наддува. В случае течения реального газа максимальная величина расхода будет меньше критического расхода. Коэффициент ζ введен так, чтобы учесть это различие в расходах.

В данной работе экспериментально исследовалось влияние конструктивных и аэродинамических параметров на коэффициент ζ и функцию истечения θ на специально созданной модели. Чтобы сделать пренебрежимо малыми ошибки, вызванные неточным измерением расхода и геометрических размеров воздушного тракта, модель была увеличена в 25—30 раз по сравнению с натурной конструкцией, имеющей средний зазор в пределах $25 \div 50 \text{ мк}$, глубину и диаметр кармана порядка 2 мм и работавшей на давлении 2.5 ата.

На фиг. 1 показана принципиальная схема модели устройства наддува. Атмосферный воздух через устройство наддува, состоящее из камеры нагнетания 1, диафрагмы 2 и кармана 3, поступал в зазор между пластинами 4 и 5 и далее в резервуар 6, из которого через патрубки 7 откачивался вакуумными насосами. Зазор между пластинами 4 и 5 позволял моделировать участок смазочного слоя. Протяженность этого участка выбиралась такой, чтобы выполнялось основное условие теории газовой смазки: отношение высоты смазочного слоя к его характерной длине должно быть значительно меньше единицы. Установка позволяла варьировать как давления p_0 и p_s (а следовательно, и расход газа M), так и размеры воздушного тракта: высоту зазора h между пластинами 4 и 5, форму и объем кармана 3 (l, t, d, δ).

При моделировании газодинамических процессов необходимо сохранять одинаковыми значения критериев подобия в модели и в натуре. Основываясь на π -теореме [2] теории подобия, можно показать, что число определяющих критериев подобия в данной задаче равно девяти. В качестве первых трех выберем, как это часто делается в задачах газовой динамики, показатель адиабаты k , число Прандтля Pr и температурный фактор T_w / T_0 (T_w — температура стенки, T_0 — температура газа в камере нагнетания). Четыре геометрических критерия составим, используя в качестве масштаба длины диаметр отверстия в диафрагме δ :

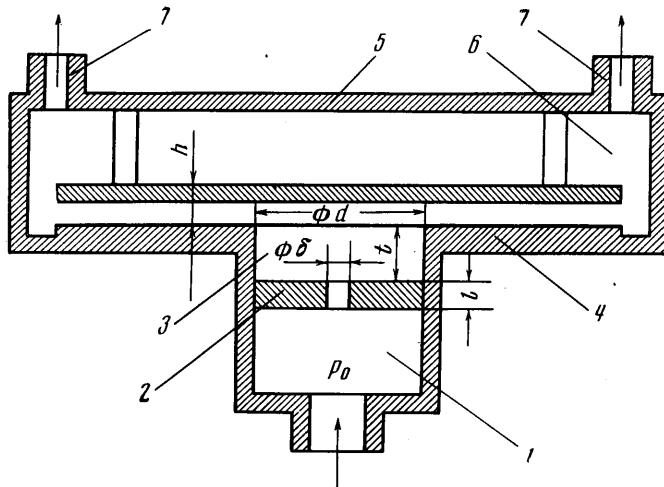
$$t' = t / \delta, \quad d' = d / \delta, \quad l' = l / \delta, \quad h' = h / \delta.$$

Обычно используемые критерии Маха Ма и Рейнольдса Re в данном случае применены быть не могут, поскольку они выражаются через опре-

деляемую в ходе опыта скорость газа. Поэтому так же, как это сделано в [1] для течения несжимаемой жидкости, составим еще два критерия (p'_s и Re_a), исключив из чисел Ma , Re и числа Эйлера Eu скорость

$$Re_a = Re Ma = a \delta \rho / \mu, \quad Ma^2 Eu = k^{-1} (1 - p'_s), \quad (p'_s = p_s / p_0),$$

где a — скорость звука, ρ и μ — плотность и вязкость газа.



Фиг. 1

Выбрав в качестве параметров, входящих в Re_a , величины, относящиеся к камере нагнетания, и предполагая, что газ совершенный ($p / \rho = RT$), запишем Re_a в виде

$$Re_a = \delta p_0 / \mu_0 \sqrt{k / RT}$$

Подобие по температурному фактору в рассматриваемом эксперименте осуществлялось тем, что температура стенок T_w , выполненных из металла, как на натуре, так и в эксперименте была равна температуре газа в камере нагнетания T_0 .

Число Rg и показатель адиабаты k зависят в основном только от рода газа. Поскольку в большинстве случаев в газовых опорах смазывающим веществом является воздух, то последний и при моделировании был использован в качестве рабочей среды, чем и достигалось подобие по числам Rg и k .

Таким образом, с помощью моделирования было необходимо установить влияние на характеристики устройств наддува двух аэродинамических критериев (коэффициента давления p'_s и числа Re_a) и четырех геометрических критериев (t' , d' , l' и h'). Коэффициент ζ является функцией пяти, а θ — шести критериев:

$$\zeta = \zeta(t', d', l', h', Re_a), \quad \theta = \theta(p'_s, Re', t', d', l', h')$$

Экспериментальная установка позволяла путем изменения давлений p_0 и p_s варьировать критерии p'_s и Re_a .

Так как размеры модели были увеличены в 25—30 раз по сравнению с натурой, то для удовлетворения условию подобия по числу Re_a давление p_0 должно быть (при сохранении неизменными величин μ_0 и T_0) уменьшено во столько же раз. В данном случае p_0 должно было изменяться в пределах от 0.1 до 1 ата. Для создания такого разрежения экспериментальная установка имела несколько вакуумных насосов.

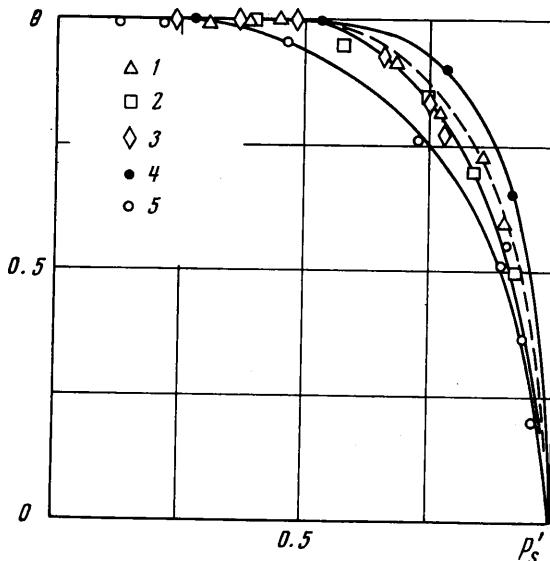
Конструкция установки позволяла сравнительно просто изменять величину зазора, а с помощью цилиндрических вставок — размеры кармана δ (фиг. 1) d' и t' от номинальных ($d' \approx 13$, $t' \approx 14$) до предельно малых ($d' = 1$, $t' = 0$). Протяженность канала l' также могла изменяться в широком диапазоне l' от $l' \approx 1$ до 160. Отметим, что в зависимости от соотношения площадей $\Delta_1 = \pi\delta^2/4$ и $\Delta_2 = \pi d h$ роль дросселя может играть либо отверстие в диафрагме, если $\Delta_1 < \Delta_2$ (это так называемый режим простой диафрагмы), либо, когда $\Delta_2 < \Delta_1$, кольцевой зазор диаметром d и высотой h на входе в смазочный слой (режим кольцевой диафрагмы). В газовых опорах режим кольцевой диафрагмы наблюдается обычно в устройствах наддува без кармана ($t' = 0$ или $d' = 1$).

На первом этапе исследований варьировались все параметры, кроме длины канала в диафрагме l . Для выбранных значений геометрических параметров при фиксированном давлении p_0 снималась зависимость массового расхода газа от противодавления p_s . Уменьшение противодавления от $p_s = p_0$ приводило к возрастанию расхода газа до тех пор, пока противодавление не достигало некоторой величины, при которой происходило «запирание» канала; дальнейшее уменьшение p_s не влияло на расход газа. Величину расхода, соответствующую запиранию канала, назовем максимальным расходом M^* . Из формулы (1) следует, что $M^* = \zeta M_0^*$.

В описываемом эксперименте была определена серия зависимостей $\theta = \theta(p_s) = M / M^*$, а также максимальный расход M^* для нескольких значений p_0 в пределах $0.1 \text{ ata} \leqslant p_0 \leqslant 0.9 \text{ ata}$.

На фиг. 2 приведены функции истечения. При больших размерах кармана ($d' = 13.1$, $t' = 14.1$) экспериментальные точки для разных значений p_0 ($1 - 0.11 \text{ ata}$, $2 - 0.50 \text{ ata}$, $3 - 0.84 \text{ ata}$), а следовательно, и для разных Re_a , хорошо аппроксимируются общей кривой 1, которая отличается от изэнтропической (пунктирная линия) только на $5 \div 10\%$. Эксперименты показали, что изменение параметров t' , d' и h' также не оказывается на функции θ , если выполняется условие $\Delta_1 < \Delta_2$.

В случае опоры без кармана ($t = 0$) изменение h влияет на функцию истечения θ . При малых h , значительно меньших h_0 ($h_0 = \delta/4$ — величина смазочного зазора, при котором $\Delta_1 = \Delta_2$), когда имеет место дросселирование через кольцевую диафрагму, функция θ в докритической области располагается выше изэнтропической кривой, затем по мере увеличения h приближается к ней и при достаточно больших зазорах ($h \approx h_0$) опускается ниже. При дальнейшем увеличении зазора, когда дросселирование происходит через отверстие в диафрагме, функция θ несколько приближается к изэнтропической зависимости. Кривые 4 и 5 на фиг. 2 соответствуют предельным значениям функции θ ($4 - p_0 = 0.48 \text{ ata}$, $h/h_0 = 0.19$; $5 - p_0 = 0.45 \text{ ata}$, $h/h_0 = 1.27$). Эксперименты показали, что в устройствах без кармана влияние давления p_0 (критерия Re_a) на характер функции истечения θ , так же как и в устройствах наддува с карманом, оказывается незначительным.

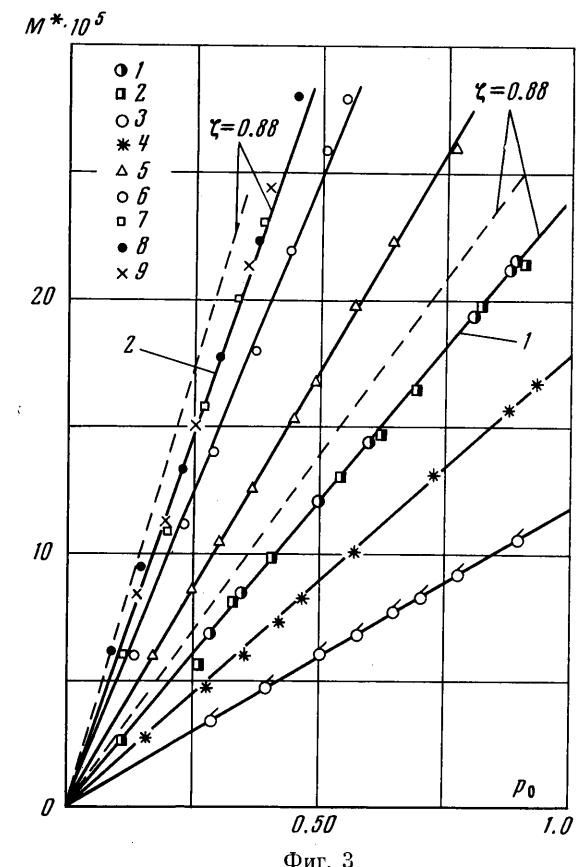


Фиг. 2

Приведенные на фиг. 3 зависимости максимального расхода от давления p_0 (расход измерялся в $\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{м}$, а давление в атм) хорошо аппроксимируются прямыми, проходящими через начало координат (как для простой, так и для кольцевой диафрагмы). Экспериментальные точки, которые аппроксимируются прямой I, относятся к устройству наддува с большим объемом кармана и с диафрагмой, диаметр отверстия которой $\delta = 3.82 \text{ мм}$ ($1 - t' = 7.2, d' = 13.1; 2 - t' = 14.1, d' = 13.1$). Все остальные экспериментальные точки получены на устройстве без кармана с диаметром отверстия в диафрагме, равным $\delta = 6 \text{ мм}$ ($3 - h = 0.29 \text{ мм}, 4 - h = 0.47 \text{ мм}, 5 - h = 0.95 \text{ мм}, 6 - h = 1.40 \text{ мм}, 7 - h = 1.69 \text{ мм}, 8 - h = 1.90 \text{ мм}, 9 - h = 3.30 \text{ мм}$). При больших значениях h (линия II) устройство наддува работает в режиме простой диафрагмы, поэтому максимальный расход практически перестает зависеть от величины зазора. Пунктирными линиями показаны теоретические зависимости $M^* = f(p_0)$, вычисленные в предположении об изэнтропическом характере истечения (для режима простой диафрагмы). Сопоставляя эти результаты теоретического расчета с экспериментальными данными, можно получить значения поправочного коэффициента ζ .

Из-за линейного характера зависимости максимального расхода от давления p_0 коэффициент ζ не зависит от p_0 , а следовательно, и от критерия Re_a , при изменении последнего от 10^4 до $9 \cdot 10^4$. Важно отметить, что величина этого коэффициента для простой диафрагмы постоянна во всем рассматриваемом диапазоне изменения критериев Re_a, t' и d' и равна $\zeta \approx 0.9$.

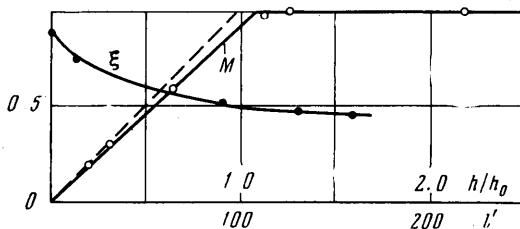
Анализ результатов, приведенных на фиг. 3, позволяет сделать вывод, что в режиме кольцевой диафрагмы максимальный расход изменяется пропорционально зазору. В этом можно убедиться, если представить результаты эксперимента следующим образом. Построим по данным фиг. 3 для одного значения p_0 зависимость $M^*/M^*_{\infty} = M'$ от h/h_0 , где



Фиг. 3

M^*_{∞} представляет собой максимальный расход при больших значениях h , когда устройство наддува работает в режиме простой диафрагмы (в данном случае этот режим имеет место при $h = 1.9 \text{ мм}$). На фиг. 4 приведена такая зависимость. Здесь же пунктиром нанесена аналогичная зависимость, полученная для изэнтропического течения идеального газа в предположении, что режим простой диафрагмы наступает при $h/h_0 = 1$. Экспе-

риментальные данные в основном подтверждают характер влияния зазора на максимальный расход, установленный теоретически. Различие наблюдается в определении границы перехода от режима кольцевой к режиму простой диафрагмы: в теоретическом расчете предполагалось, что переход имеет место при $h/h_0 = 1$, а по экспериментальным данным переход



Фиг. 4

наступает примерно при $h/h_0 \approx 1.1$.

Используя сходство между теоретической и экспериментальной зависимостями и аппроксимируя последнюю ломаной линией, состоящей из двух прямолинейных отрезков, можно получить следующую общую формулу для вычисления максимального расхода:

$$M^* = \begin{cases} 0.9\zeta M_0 * h/h_0 & (h/h_0 < 1.1) \\ \zeta M_0 * & (h/h_0 \geq 1.1) \end{cases} \quad (2)$$

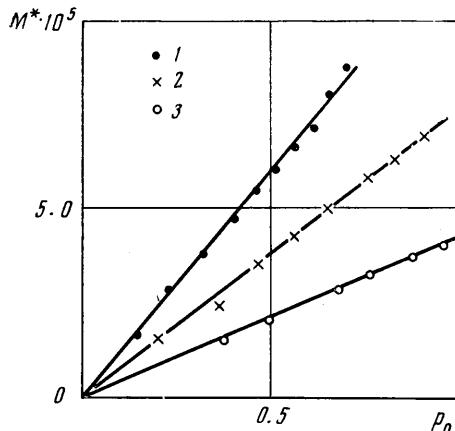
где M_0^* — критический расход при работе устройства наддува в режиме простой диафрагмы.

Описанный выше эксперимент показал, что одно и то же устройство наддува может в зависимости от величины зазора (а в обычной газовой опоре в зависимости от смещения ротора) действовать по принципу как простой, так и кольцевой диафрагмы. При этом формула (2) описывает процессы дросселирования через устройство наддува, работающее как в одном, так и в другом режиме.

Следующая серия экспериментов была проведена для выяснения влияния параметра l' , характеризующего протяженность канала в диафрагме (рассматривалась опора без кармана). Очевидно, что при достаточно больших значениях l' дросселирующее устройство с диафрагмой вырождается в капилляр. Длина капилляра изменялась в пределах $13 \leq l' \leq 160$.

Эксперимент показал, что для всех зазоров и при любой длине капилляра максимальный расход M^* пропорционален давлению. На фиг. 5 в качестве примера приведены результаты экспериментов для двух значений l' и двух зазоров ($1 - l' = 13$, $h' = 0.32$; $2 - l' = 160$, $h' = 0.32$; $3 - l' = 160$, $h' = 0.1$).

Обработка экспериментальных данных позволила установить связь между коэффициентом ζ и длиной капилляра (фиг. 4). Функция $\zeta = \zeta(l')$ не зависит ни от давления p_0 (от Re_a), ни от зазора h' , если последний больше 0.3. При меньших зазорах возможны режимы с кольцевой диафрагмой (в том смысле, что максимальный расход зависит от величины за-



Фиг. 5

зора), причем величина зазора h' , при которой наступает режим кольцевой диафрагмы, зависит от длины капилляра: так, при $l' < 10$ это значение примерно равно $h' \approx 0.27$, при $10 < l' < 50$ $h' \approx 0.23$, при $50 < l' < 160$ $h' \approx 0.2$. В этих случаях, как показали эксперименты, расход M^* оказывается пропорциональным h' . Однако в реальных опорах, особенно с длинными капиллярами, по-видимому, если и возможны режимы кольцевой диафрагмы, то при столь малых зазорах, что будет иметь место касание трущихся поверхностей. Это объясняется тем, что при больших l' существенное влияние будет оказывать закругление кромок у стенок капилляра в выходном участке (на входе в смазочный слой). Влияние закругления будет тем больше, чем меньше δ , т. е. чем больше l' .

Функция истечения $\theta = \theta(p_s)$ для капилляров имеет менее «заполненный» вид по сравнению с изэнтропической кривой и практически не зависит от длины капилляра. Наибольшее отличие дроссельной характеристики от изэнтропической кривой, имеющую место при больших h ($h' > 0.3$), примерно такое же, как и характеристики 5 на фиг. 2. Влияние зазора проявляется только в режиме кольцевой диафрагмы, при этом с уменьшением зазора дроссельная характеристика приближается к изэнтропической.

Используя результаты приведенного выше исследования, можно предложить универсальную формулу для расчета массового расхода газа через устройства наддува любого типа (простая диафрагма, кольцевая диафрагма, капилляр), являющуюся следствием формул (1) и (2). Расход через устройство наддува с кольцевой диафрагмой ($t = 0$) или с капилляром без кармана при $l' > 10$ можно вычислять по формуле

$$M = \begin{cases} 0.9\xi(l') M_0 * \theta(p_s/p_0) h/h_0 & (h/h_0 < 1.1) \\ \xi(l') M_0 * \theta(p_s/p_0) & (h/h_0 \geq 1.1) \end{cases} \quad (3)$$

Расход газа через простую диафрагму или капилляр с карманом (причем, как было сказано выше, скругление кромок отверстия может давать такой же эффект, как кармана) определяется выражением, записанным в нижней строке формулы (3), практически для любых h .

Значение коэффициента $\xi(l')$ в выражении (3) снимается с графика на фиг. 4, критический расход M_0^* вычисляется по формуле, приведенной в [1], при этом площадь истечения следует принять равной $\pi\delta^2/4$.

В качестве функции истечения для простой диафрагмы можно использовать изэнтропическую зависимость (см. [1]), поскольку она достаточно хорошо совпадает с экспериментальной. Эту же зависимость можно использовать и для кольцевой диафрагмы и для капилляра, хотя расхождение между ней и экспериментальными данными здесь уже более заметное. Однако, как следует из [3], такое расхождение не вносит существенной ошибки в расчет газовых опор. При необходимости для уточнения результатов можно воспользоваться предложенной в [3] аппроксимацией экспериментальных кривых.

Полученная на основе экспериментальных данных формула (3) позволяет поставить граничные условия в задачах газовой смазки в единообразной форме независимо от характера дросселирования газа через устройства наддува.

При постановке граничных условий в качестве давления p_s обычно принимается давление на краю кармана или на краю отверстия в диафрагме, если карман отсутствует. Контур кармана (отверстия наддува) в этом случае считается внутренней границей смазочного слоя. Однако в описанном выше эксперименте в качестве давления p_s принималось давление в некоторой точке смазочного слоя, отстоящей от внутренней границы на не-

сколько толщин слоя h . При докритических режимах это не вносит существенной погрешности, так как измерения показали, что давление в зазоре меняется монотонно, и на интервале в десять толщин смазочного слоя его падение не превышает 2 %. При больших объемах кармана это имеет место и в закритических режимах.

Однако, как показали эксперименты, при уменьшении объема кармана на режимах, близких к «запиранию» в окрестности устройства наддува (в начальном участке щелевого канала) в распределении давления наблюдается появление местных минимумов и максимумов, отмеченное и другими авторами (см., например, [4]).

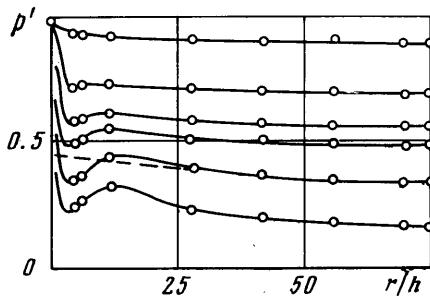
На фиг. 6 приведены кривые изменения давления по радиусу в окрестности устройства наддува для различных величин расходов ($t = 0$, $h' = 0.25$, $p_0 = 0.1 \text{ at}a$). Нижние кривые, соответствующие большим расходам газа и давлению во входном участке щели, меньшему 0.6 p_0 , имеют в районе $r/h = 10 \div 20$ максимумы, появление которых объясняется [4] увеличением длины начального участка и возникновением скачков уплотнения. Течение газа на этом участке, границы которого неизвестны, не может быть описано уравнением Рейнольдса, а решение полной системы уравнений Навье — Стокса представляет непреодолимые трудности. Возникает вопрос о постановке при решении уравнения Рейнольдса условий на границы между начальным участком и смазочным слоем. Принимая во внимание, что указанная немонотонность наступает после запирания канала, когда функция истечения, а следовательно, и расход не зависят от противодавления, в качестве граничного условия следует задавать массовый расход газа, равный максимальному расходу M^* .

Что касается определения границы между начальными участком и смазочным слоем, то здесь можно пренебречь размерами начального участка и приближенно считать, что медленное движение газа, описываемое уравнением Рейнольдса, начинается от самого края кармана или отверстия наддува. На фиг. 6 пунктирная кривая соответствует теоретическому решению задачи в такой постановке. Отличие от эксперимента наблюдается только в области, примыкающей к краю отверстия. Площадь этой области для опор на газовой смазке составляет сотые доли процента от всей смазывающей поверхности. Такого же порядка будет и ошибка при определении интегральных характеристик опоры, вычисленных по теоретическому распределению давления в смазочном слое.

Поступила 1 X 1971

ЛИТЕРАТУРА

- Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М., «Наука», 1970.
- Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М., Гостехиздат, 1951.
- Заблоцкий Н. Д. Влияние закона истечения воздуха через устройство наддува на аэродинамические характеристики упорного подшипника. Машиноведение, 1969, № 2.
- Mogi H., Miyamoto Y. Theoretical flow-models for externally pressurized gas bearings. Paper Amer. Soc. Mech. Engng N 68 — Lubs — 2.



Фиг. 6