

8. Файн А. М., Вариационный метод для расчета температурных полей в элементах конструкций, «Инженерно-физический журнал», 1969, т. 16, № 5.
 9. Лискавец О. А., Метод прямых, «Дифференциальные уравнения», 1965, т. 1, № 12.

Статья поступила 4 июня 1979 г.

621.822.574

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНЫХ ПОТОКОВ ГАЗА В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДВЕСА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Инж. В. А. ФЕДОТОВ, инж. А. В. ШЕВЧЕНКО,
 инж. А. В. МОЛЧАНОВ

Исследовано влияние окружных потоков газа в щели наддува и несущем слое радиального однощелевого подшипника на характеристики опоры в диапазоне линейности подъемной силы.

На рис. 1 изображен цилиндрический газовый подвес длиной $2l_0$ с гладкой дросселирующей щелью постоянной высоты δ и шириной $(R - R_0)$, где R_0 — радиус несущего слоя. При соосном положении зазор h между цилиндрами равен c , если же ось вала смещена вниз на величину e , то $h = c(1 - \varepsilon \cos \varphi)$, где $\varepsilon = e/c$ — относительный эксцентриситет, φ — угловая координата, отсчитываемая от линии минимального зазора. Подъемная сила в таком подвесе возникает за счет сжатого газа, подводимого к внешней границе дросселирующей щели ($r = R$) под давлением p_n при давлении окружающей среды p_a . Пусть $P_n = p_n/p_a$ — безразмерное давление наддува, $\lambda = l_0/R_0$ — относительная длина опоры, $\rho = r/R_0$, $\xi = z/l_0$ — безразмерные радиальная и осевая координаты.

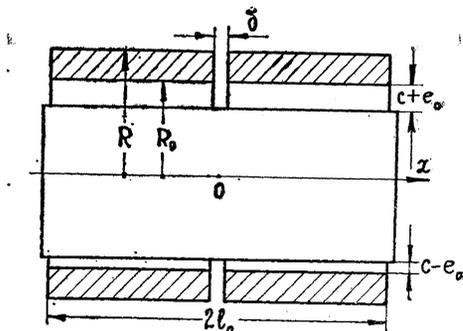


Рис. 1

Известно [1], что квадраты безразмерного давления в дросселирующей щели U_0 и в несущем газовом слое U_1 подчиняются дифференциальным уравнениям

$$\frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial U_0}{\partial \rho} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 U_0}{\partial \varphi^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2} + \lambda^2 \left(\frac{\partial^2 U_1}{\partial \varphi^2} + \frac{3\varepsilon \sin \varphi}{1 - \varepsilon \cos \varphi} \frac{\partial U_1}{\partial \varphi} \right) = 0. \quad (1)$$

Допущение, заключающееся в том, что течение газа в дросселирующей щели принимается строго радиальным, а в рабочем зазоре — чисто осевым, математически выражается заменой уравнений (1) более простыми

$$\frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial U_0}{\partial \rho} \right) = 0, \quad \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2} = 0. \quad (2)$$

Как показано в [1], такое упрощение первого уравнения справедливо, если мала ширина $(R - R_0)$ дросселирующей щели по сравнению с ее внутренним радиусом R_0 . Второе из уравнений (1) при $\lambda \ll 1$ действительно приводится к виду (2) вследствие малости множителя λ^2 . Однако существуют два крайних подхода. Одни считают, что, поскольку при $\varepsilon \rightarrow 0$ течение газа приближается к радиальному в первой и к осевому во второй областях проточного канала, при достаточно малой эксцентрисичности справедливо не только первое из уравнений (2), но верно и второе при любых значениях λ . Другие же отвергают оба приближенных уравнения (2), утверждая, что окружные перетечки газа и в гладкой дросселирующей щели всегда сильно отражаются на характеристиках опоры, иначе не делались бы дросселирующие щели с перемычками [2]. Чтобы объективно разобраться в этих противоречиях, найдем характеристики подвеса на основе полных уравнений (1) и сравним их с соответствующими характеристиками, вытекающими из упрощенных уравнений (2).

В соответствии с [1, 3, 4] при достаточно малом ε решения уравнений (1) весьма точно описываются функциями

$$\begin{aligned} U_0 &= a_{01} + a_{02} \ln \rho + (a_{11} \rho + a_{12} \rho^{-1}) \cos \varphi, \\ U_1 &= b_{01} + b_{02} \xi + (b_{11} e^{\lambda \xi} + b_{12} e^{-\lambda \xi}) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

Локальные массовые расходы газа в дросселирующей щели ΔQ_r и в рабочем зазоре ΔQ_z при малом ε запишутся в виде [1]

$$\Delta Q_r = -\frac{k p_a^2 \delta^3}{24 \mu} \rho \frac{\partial U_0}{\partial \rho} d\varphi, \quad \Delta Q_z = -\frac{k p_a^2 c^3}{24 \mu \lambda} (1 - 3\varepsilon \cos \varphi) \frac{\partial U_1}{\partial \xi} d\varphi. \quad (4)$$

Рассматривая (3) и (4) совместно с граничными условиями

$$\begin{aligned} U_0\left(\frac{R}{R_0}, \varphi\right) &= P_n^2, \quad U_0(1, \varphi) = U_1(0, \varphi), \\ \Delta Q_z(0, \varphi) &= -\frac{1}{2} \Delta Q_r(1, \varphi), \quad U_1(1, \varphi) = 1, \end{aligned} \quad (5)$$

можно найти коэффициенты a_{ij} , b_{ij} в выражениях (3), а затем, следуя методу [1, 4], определить безразмерную жесткость опоры K^* и безразмерный расход Q^* в диапазоне линейности радиальной реакции [1, 4]:

$$K^* = \frac{3\pi\phi\lambda\theta}{4[\lambda\phi \operatorname{ch} \lambda + \beta \operatorname{sh} \lambda \ln(1 + \chi_0)]} \int_0^1 \frac{\operatorname{sh} \lambda(1 - \xi) d\xi}{\sqrt{1 + \theta(1 - \xi)}}, \quad Q^* = \frac{2\theta}{\lambda}, \quad (6)$$

$$\phi = \frac{2c^3}{\lambda\delta^3} \ln \frac{R}{R_0}, \quad \theta = \frac{P_n^2 - 1}{1 + \phi}, \quad \chi_0 = \frac{R - R_0}{R_0}, \quad \beta = \frac{(1 + \chi_0)^2 + 1}{(1 + \chi_0)^2 - 1}. \quad (7)$$

Необходимо отметить, во-первых, что K^* — главная интегральная характеристика опоры, через которую безразмерная реакция опоры в рабочем диапазоне ε [1, 4] выражается произведением $F^* = \varepsilon K^*$. Во-вторых, выражение (6) получено без каких-либо допущений о характере течения газа в проточных каналах подвеса. Поэтому оно представляет собой практически точное значение безразмерной радиальной жесткости опоры в осевом положении.

Рассматривая соотношения (7), нетрудно заметить, что при достаточно малом значении χ_0 можно принять $\ln(1 + \chi) \approx \chi$, $\beta \approx 1/\chi_0$. При этом в (6) Q^* остается прежним, а K^* несколько упрощается:

$$K^* = \frac{3\pi\phi\lambda\theta}{4(\lambda\phi \operatorname{ch} \lambda + \operatorname{sh} \lambda)} \int_0^1 \frac{\operatorname{sh} \lambda(1 - \xi) d\xi}{\sqrt{1 + \theta(1 - \xi)}}. \quad (8)$$

Этот результат точно совпадает с соответствующим значением K^* в [1], найденным при условии, что ширина дросселирующей щели достаточно мала в сравнении с радиусом вала (в наших обозначениях это равносильно малости χ_0) для того, чтобы течение газа в ней можно было принять строго радиальным. Преимущество выражения (8) по сравнению с (6) заключается в том, что вместо двух входных параметров (χ_0 и ψ) оно содержит один — ψ .

Таблица 1

λ	ψ	K^*	Q^*
0,5	1,531	0,921	23,7
1,0	1,375	1,528	12,6
1,5	1,210	1,787	9,05
2,0	1,072	1,818	7,24

Таблица 2

χ_0	λ	ψ	K^*	Q^*	η , %
0,2	0,5	1,542	0,917	23,6	0,41
	1,0	1,382	1,523	12,5	0,39
	1,5	1,218	1,780	9,02	0,36
	2,0	1,080	1,812	7,21	0,34
0,4	0,5	1,562	0,908	23,4	1,39
	1,0	1,403	1,508	12,5	1,31
	1,5	1,235	1,765	8,95	1,23
	2,0	1,095	1,797	7,16	1,14
0,6	0,5	1,592	0,897	23,1	2,67
	1,0	1,431	1,490	12,3	2,52
	1,5	1,259	1,745	8,85	2,35
	2,0	1,116	1,778	7,09	2,19
0,8	0,5	1,625	0,884	22,8	4,08
	1,0	1,460	1,471	12,2	3,86
	1,5	1,287	1,724	8,74	3,59
	2,0	1,156	1,758	7,02	3,35
1,0	0,5	1,662	0,871	22,5	5,55
	1,0	1,490	1,450	12,0	5,25
	1,5	1,314	1,701	8,64	4,89
	2,0	1,160	1,737	6,94	4,56

Рассмотрим теперь вопрос о точности выражения (8). В табл. 1 для $P_n = 4$ и различных λ представлены значения ψ , дающие максимум K^* , и соответствующие им K^* и Q^* , вычисленные, как и в [1], по приближенному выражению (8). В табл. 2 для тех же P_n и λ и различных χ_0 представлены соответствующие результаты, вычисленные по неупрощенным соотношениям (6), (7). Последний столбец таблицы — относительная погрешность η вычисления K^* в табл. 1 по сравнению с табл. 2, выраженная в процентах. Как видно из таблиц, по мере роста χ_0 (что соответствует увеличению ширины дросселирующей щели) жесткость (следовательно, и подъемная сила) подвеса ухудша-

ется. Следует отметить, что некоторое уменьшение расхода с ростом χ_0 в действительности объясняется только возрастанием соответствующих значений ψ , поскольку в (6) Q^* от χ_0 не зависит. Если же сравнивать опоры с разными χ_0 , но одинаковыми ψ , то при равных расходах газа подвес с более узкой щелью будет иметь более высокую жесткость и большее отношение жесткости к расходу. Учитывая также, что с ростом χ_0 увеличиваются габариты опоры и возрастают требования к точности изготовления дросселирующей щели, следует избегать случаев, когда параметр χ_0 превышает 0,1—0,3. Расчет щелевых подвесов по методике [1, 4] без учета окружных перетечек газа в дросселирующих щелях при $\chi_0 \leq 0,3$ вносит погрешность менее 1%. Кроме того, упрощается расчет и табулирование оптимальных параметров и экстремальных характеристик за счет исключения входного параметра χ_0 . Все это означает, что в случае не слишком широких дросселирующих щелей ($\chi_0 \leq 0,3$) перемены [2] не улучшают характеристик опоры. Поэтому дроссели типа Ди-Шайрса [2, 4] есть смысл применять только в том случае, если они упрощают технологию изготовления щелей или улучшают их качество.

Выясним теперь влияние на характеристики подвеса окружных перетечек газа в рабочем зазоре. Поскольку второе из уравнений (2), выражающее идею чисто осевого течения, вытекает из полного уравнения (1) при $\lambda \rightarrow 0$, нет смысла заново решать задачу, заменив уравнения (1) уравнениями (2). Достаточно преобразовать предшествующий результат, условно приняв, что λ — сколь угодно малая величина, так что $\text{sh } \lambda \approx \lambda$, $\text{sh } \lambda(1 - \xi) \approx \lambda(1 - \xi)$, $\text{ch } \lambda \approx 1$, $\psi \lambda \text{ ch } \lambda + \text{sh } \lambda \approx \lambda(1 + \psi)$. При этом выражение (8) принимает вид

$$K^* = \frac{3\pi\phi\theta}{4(1+\psi)} \int_0^1 \frac{(1-\xi)d\xi}{\sqrt{1+\theta(1-\xi)}}. \quad (9)$$

Можно убедиться, что решение упрощенных уравнений (2) с учетом выражений (4) и граничных условий (5) приводит к тому же результату.

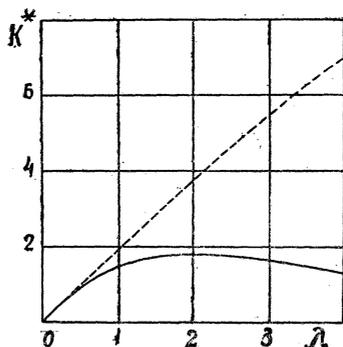


Рис. 2

На рис. 2 представлена зависимость безразмерной жесткости K^* от относительной длины опоры λ при $P_n = 4$. Сплошная кривая построена в соответствии с выражением (8), когда параметр ψ является оптимальным для каждого λ [1]. Штриховая кривая построена для этих же значений ψ , но по формуле (9).

Как видно, погрешность метода чисто осевого течения, дающего завышенные значения жесткости (и подъемной силы), быстро увеличивается с ростом λ . Так, если при $\lambda \leq 0,5$ погрешность не превышает 7%, то при $\lambda = 1$ она уже составляет около 30%,

при $\lambda = 2$ погрешность возрастает до 110%, при $\lambda = 3$ она превышает 240%, а при $\lambda = 4$ равна 420%. Оптимизацию параметра ψ ни в коем случае нельзя проводить на основе грубого выражения (9), так как при этом получается, что оптимальное ψ не зависит от λ , в то время как в действительности [1] с ростом λ оно быстро уменьшается.

Объясним кажущуюся парадоксальность ситуации: с одной стороны, при $\epsilon \rightarrow 0$ течение действительно неограниченно приближается к

чисто осевому; с другой, погрешность метода чисто осевого течения нарастает при увеличении λ лавинообразно даже в том случае, когда вал занимает в опоре положение, сколь угодно близкое к соосному. Все дело здесь в том, что при $\varepsilon \rightarrow 0$ и окружающие потоки газа и подъемная сила опоры стремятся к нулю одновременно, являясь при малых ε величинами одного порядка малости. Поэтому отношение окружных потоков к подъемной силе при $\varepsilon \rightarrow 0$ не только не стремится к нулю, но вообще не уменьшается, сохраняя конечное значение, уменьшающееся только при уменьшении λ .

ЛИТЕРАТУРА

1. Емельянов А. В. и др., Расчет и оптимальные параметры радиальных газостатических подшипников, «Машиноведение», 1975, № 4.
2. Дин—Шайрс, Современное состояние разработок подшипников с питающими щелями, «Проблемы трения и смазки», 1971, № 4.
3. Бургвиц А. Г. и др., Исследование газового подвеса с двумя кольцевыми щелями наддува при эксцентричном расположении его цилиндров, сб. «Вопросы теории и расчета гироскопических приборов», № 65, ЧПИ, Челябинск, 1970.
4. Емельянов А. В. и др., Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дросселированием газового потока, «Машиноведение», 1977, № 12.

Статья поступила 27 октября 1978 г.

621.532

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВЫХ ТРУБ НА ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ

Канд. техн. наук А. А. ПОЛЯКОВ, инж. А. П. ЛЕПЯВКО

Приведены результаты испытаний вихревых труб на сухом и влажном воздухе. Показано, что снижение эффекта охлаждения вихревой трубы за счет влаги в сжатом воздухе зависит от ее конструктивного исполнения. Даны рекомендации для расчета систем на основе вихревых труб, предназначенных для работы на влажном воздухе.

Для нормального протекания технологических процессов в различных отраслях машиностроения возникает потребность в охлажденном воздухе (например, при обдуве деталей в процессе сборки в точном машиностроении, в некоторых видах механической обработки и т. д.). В целом ряде случаев охлажденный воздух можно получить с помощью вихревой трубы [1, 2], основным преимуществом которой является конструктивная простота, возможность плавной регулировки температуры и расхода охлажденного потока в достаточно широком диапазоне.

В приведенных выше случаях применения вихревых труб они работают на сжатом воздухе невысокого давления ($4 \cdot 10^2$ — $8 \cdot 10^2$ КПа) с содержанием влаги, соответствующим полному насыщению при данной температуре газа. В [1, 3] для повышения эффективности работы вихревой трубы рекомендуется проводить осушку сжатого воздуха перед подачей его в вихревую трубу. Осушка воздуха должна обеспечивать снижение температуры точки росы не выше температуры получаемого с помощью вихревой трубы холодного потока. Однако, как показывают расчеты, количество энергии, затрачиваемой на осушку с применением,