

В переходном режиме течения на затухающие колебания оказывает влияние только сравнительно большая шероховатость соответствующая классу чистоты поверхности $\nabla 2$ и ниже.

При ламинарном течении шероховатость не оказывает влияния на затухание колебаний. Трубы можно считать гидродинамически гладкими.

ЛИТЕРАТУРА

1. Valensi G. Oscillation d'un liquide pesant et visqueux dans un tube en U de faible diamètre, paramètres de similitude, crite'rie de transition, C. r. Acad. Sci., 224, 1947
2. Valensi G., Clazion C. Oscillation d'un liquid pesant et visqueux dans un tube en U de faible diamètre (II, verification experimentale), paramètres de similitude, crite'rie de transition, C. r. Acad. Sci., 224, 1947.
3. Кравченко А.Е., Смирнов А.Г. Экспериментальные исследования свободных затухающих колебаний жидкости в U - образных круглых трубах. Сб.: "Физическая гидродинамика и кинетика жидкости", Ростов-на-Дону, 1968.

А.И. Белоусов, Д.Е. Чегодаев

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР С УЧЕТОМ ЦЕНТРИРОВАНИЯ

П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я

D - диаметр плунжера; L - длина камеры; l - длина выходной щели; l^* - расстояние от торца плунжера до центрирующих отверстий; $\chi = l/L$ - относительный ход плунжера; $\chi^* = l^*/L$ - относительное расстояние центрирующих отверстий от торца плунжера; δ_0 - величина радиального зазора при концентричном положении поршня в обойме; δ - текущая величина радиального зазора; $d_{ж}$ - диаметр

входного жиклера; d_{gr} - диаметр центрирующего канала; $F_{жк} = \frac{\pi d_{жк}^2}{4}$ - площадь сечения входного жиклера; $F_{к} = \frac{\pi D^2}{4}$ - площадь камеры; S - число поясов центрирования; T - температура; p - давление; $\bar{p} = p/p_{вх}$ - относительное давление; $\bar{p}_{кр}$ - критическое давление; R - газовая постоянная; μ - коэффициент динамической вязкости; g - ускорение свободного падения; n - показатель адиабаты (для воздуха $n = 1,4$); α - коэффициент расхода; M - массовый расход; W - несущая способность; C - жесткость; $\bar{C} = \frac{CL}{F_{жк} p_{вх}}$ - коэффициент жесткости; $v_x, k, g_p, v_{вых}$ - индексы, определяющие элементы и процессы соответственно входного дросселя, камеры, центрирующих отверстий щели на уровне пояса центрирования и выходной щели; a - индекс, определяющий среду, в которую происходит истечение; I, II - индексы, определяющие элементы и процессы в выходной щели соответственно до центрирующих каналов и за ними по ходу рабочего потока; $i', i+1, i-1$ - индексы соответствующие $l, l+1, l-1$ поясам центрирования.

Однорядный подвод смазки

В работах [1,2] приведены зависимости для определения статических характеристик пневмостатических опор большого хода. Их вывод основан на составлении уравнения постоянства массового расхода через входной дроссель и кольцевую щель переменной длины. Однако, для центрирования плунжера в обойме необходимы радиальные каналы (рис.1), введение которых изменяет расчетную схему подпятника.

При некоторых соотношениях гидродинамических сопротивлений входной щели и центрирующих каналов несоответствие расчетных схем может вызвать существенную ошибку в расчетах. Для более точного определения статических характеристик нужно учесть влияние центрирующих каналов на основные статические параметры - несущую способность и жесткость. Кроме того, для исследования центрирования необходимо знать распределение давления по щелевому тракту, которое может быть определено лишь при известном давлении на выходе из центрирующих каналов.

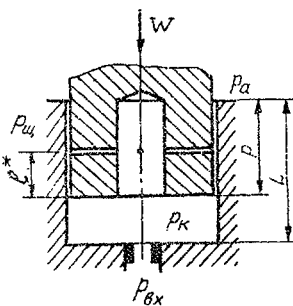


Рис. 1. Гидростатическая опора большого хода с центрированием давлением из камеры

Расчетная схема опоры с центрированием давлением из камер изображена на рис. 1. В этой схеме воздух, поступающий под давлением $P_{\beta x}$ в камеру, далее частично поступает в кольцевой зазор, а часть воздуха течет по радиальным каналам и, соединяясь с основным потоком, вытекает через щель в окружающую среду с давлением P_{α} . Центрирование достигается гидростатическим эффектом, возникающим при смещении плунжера от концентричного положения. Восстанавливающая сила обусловлена разностью давлений в местах с большим гидродинамическим сопротивлением (меньшим зазором) и меньшим сопротивлением (большим зазором). В зависимости от перепада давлений во входном и центрирующих тиклерах могут устанавливаться различные режимы течения: $M < 0,3$ - газ течет по законам несжимаемой жидкости; докритический режим ($M < 1$); сверхкритический режим ($M > 1$). Комбинация этих режимов дает девять расчетных схем.

Рассмотрим докритическое и сверхкритическое течение сжимаемого газа во входном и центрирующих элементах гидростатической опоры.

Массовый расход через входной тиклер в случае докритического режима списывается уравнением Сен-Венана-Ванцеля

$$M_{\beta x} = \alpha_{\beta x} F_{ж} P_{\beta x} \frac{\sqrt{2n/n-1}}{\sqrt{gRT_{\beta x}}} \left(\frac{P_{\kappa}}{P_{\beta x}} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{P_{\kappa}}{P_{\beta x}} \right)^{n-1/n}} \quad (1)$$

При сверхкритическом перепаде давления

$$\left(\frac{P_{\kappa}}{P_{\beta x}} \right)_{кр} \leq \left(\frac{2}{n+1} \right)^{n/n-1}$$

имеем

$$M_{\beta x} = \alpha_{\beta x} F_{ж} P_{\beta x} \frac{\sqrt{2n/n-1}}{\sqrt{gRT_{\beta x}}} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{1/n-1} \sqrt{\frac{n-1}{n+1}} \quad (2)$$

При ламинарном течении газа в кольцевой щели длиной $l - l_I$ массовый расход определяется зависимостью

$$M_{II} = \frac{\pi D \sigma_0^3}{12 \mu (l - l_I)} \frac{P_{\omega}^2 - P_{\alpha}^2}{2gRT_{\beta 0ix}} \quad (3)$$

Считая процесс течения газа изотермическим $T_{\text{вх}} = T_{\text{вх}} = T = \text{const}$, вводим обозначение для параметра опоры

$$A = \frac{24 \alpha_{\text{вх}} F_{\text{вх}} \mu L \sqrt{gRT}}{\pi D \sigma_0^3 \rho_{\text{вх}}} \sqrt{\frac{2n}{n-1}} \quad (4)$$

Так как $M_{\text{вх}} = M_{\text{II}}$, то при $\bar{\rho}_k > 0,528$ из формул (1) и (3) следует

$$A(\chi - \chi^*) = \frac{\bar{\rho}_{\text{ц}}^2 - \bar{\rho}_a^2}{\bar{\rho}_k^{1/n} \sqrt{1 - \bar{\rho}_k^{n-1/n}}} \quad (5)$$

Параметром опоры (4) удобно пользоваться при изменении противодавления P_a с сохранением постоянного значения $P_{\text{вх}}$

При постоянном противодавлении удобнее пользоваться видоизмененным параметром опоры

$$\bar{A} = \frac{A}{\bar{\rho}_a} = \frac{24 \alpha_{\text{вх}} F_{\text{вх}} \mu L \sqrt{gRT}}{\pi D \sigma_0^3 \rho_a} \sqrt{\frac{2n}{n-1}} \quad (6)$$

Тогда уравнение (5) перепишется в виде

$$\bar{A}(\chi - \chi^*) = \frac{\bar{\rho}_{\text{ц}}^2 - \bar{\rho}_a^2}{\bar{\rho}_a \bar{\rho}_k^{1/n} \sqrt{1 - \bar{\rho}_k^{n-1/n}}} \quad (7)$$

Совместное решение уравнений (2) и (3) определяет аналогичное соотношение при сверхкритическом перепаде давлений на входном дросселе

$$\bar{A}_{\text{кр}}(\chi - \chi^*) = \frac{\bar{\rho}_{\text{ц}}^2 - \bar{\rho}_a^2}{\bar{\rho}_a (2/n+1)^{1/n-1} \sqrt{n-1/n+1}} \quad (8)$$

при $n = 1,4$

$$A_{\text{кр}}(\chi - \chi^*) = 3,84 \frac{\bar{\rho}_{\text{ц}}^2 - \bar{\rho}_a^2}{\bar{\rho}_a}$$

Установить соотношение между $\bar{\rho}_{\text{ц}}$ и $\bar{\rho}_k$ в зависимости от параметра центрирования и относительного хода позволяет баланс массовых расходов $M_{\text{др}} = M_{\text{II}} - M_{\text{I}}$.

Обозначив параметр центрирования по аналогии с параметром опоры (6)

$$\bar{A}_{gp} = \frac{A_{gp}}{\bar{p}_a} = \frac{24 k \alpha_{gp} F_{gp} \mu L \sqrt{gRT}}{\pi D \delta_0^3 \rho_a} \sqrt{\frac{2n}{n-1}}$$

после соответствующих преобразований получим при $\frac{\bar{p}_w}{\bar{p}_k} > 0,528$ и $n = 1,4$

$$\bar{A}_{gp} (x - x^*) x^* = \frac{(\bar{p}_w^2 - \bar{p}_k^2) x + (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) x^*}{\bar{p}_a \bar{p}_k (\bar{p}_w / \bar{p}_k)^{1/n} \sqrt{1 - (\bar{p}_w / \bar{p}_k)^{n-1/n}}}; \quad (9)$$

при $\bar{p}_w / \bar{p}_k < 0,528$ и $n = 1,4$

$$\bar{A}_{gp} (x - x^*) x^* = \frac{3,84}{\bar{p}_a \bar{p}_k} [(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) x^* - (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_w^2) x]; \quad (10)$$

В зависимости от соотношения диаметра центрирующего отверстия и величины зазора дросселирование может осуществляться или в радиальном отверстии или по кольцевой поверхности, образованной кромкой центрирующего канала и противоположной поверхностью. Если нет центрирующих камер, то при дросселировании отверстиями должно обеспечиваться условие $d_{gp} < 4\delta$, либо дросселирование будет происходить по пояску. Расход газа через кольцевую диафрагму определяется уравнением Сен-Венана-Ванцеля, но коэффициент расхода зависит от эксцентриситета и изменяется в широком диапазоне [3]. При небольшом изменении эксцентриситета коэффициент расхода можно взять осредненным, для него параметр опоры и расчет характеристик проводится по выражениям (7), (8), (9), (10).

Для упрощения записи используем понятие коэффициента давления в щели, [4]

$$k_g = \frac{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_w^2}{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2}$$

Тогда при ламинарном течении газа в щели в зависимости от соотношения параметров опоры и центрирования могут быть следующие схемы:

1) докритический режим течения во входном дросселе и в центрирующих каналах

$$\bar{A} (x - x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) (1 - k_g)}{\bar{p}_a \bar{p}_k^{0,714} \sqrt{1 - \bar{p}_k^{0,286}}}; \quad (11)$$

$$A_{gp} (x - x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) (1 - k_g) x / x^*}{\bar{p}_a \bar{p}_k (\bar{p}_w / \bar{p}_k)^{0,714} \sqrt{1 - (\bar{p}_w / \bar{p}_k)^{0,286}}}$$

2) сверхкритический режим течения газа во входном дросселе и в центрирующих каналах

$$\bar{A}_{kp} (x - x^*) = 3,84 / \bar{p}_a [(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) (1 - k_g)];$$

$$\bar{A}_{\text{дкр}}(x-x^*) = 3,84 / \bar{p}_a \bar{p}_k [(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g x/x^*)]; \quad (I_2)$$

3) докритический режим течения во входном дросселе и сверхкритический режим в центрирующих каналах

$$\bar{A}(x-x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g)}{\bar{p}_a \bar{p}_k^{0,714} \sqrt{1 - \bar{p}_k^{0,286}}}; \quad (I_3)$$

$$\bar{A}_{\text{дкр}}(x-x^*) = 3,84 / \bar{p}_a \bar{p}_k [(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g x/x^*)].$$

4) сверхкритический режим течения во входном дросселе и докритический режим в центрирующих каналах

$$\bar{A}_{\text{кр}}(x-x^*) = 3,84 / \bar{p}_a [(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g)];$$

$$\bar{A}_{\text{дкр}}(x-x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g x/x^*)}{\bar{p}_a \bar{p}_k (\bar{p}_{\text{ш}}/\bar{p}_k)^{0,714} \sqrt{1 - (\bar{p}_{\text{ш}}/\bar{p}_k)^{0,286}}}. \quad (I_4)$$

Решением полученных систем уравнений при определенном параметре опоры \bar{A} , параметре центрирования $\bar{A}_{\text{дкр}}$, относительном расстоянии центрирующего пояса от торца плунжера x^* и относительном давлении окружающей среды \bar{p}_a устанавливается однозначная зависимость давления в камере \bar{p}_k от относительного хода плунжера x или относительного давления на выходе из центрирующих элементов $\bar{p}_{\text{ш}}$ для различных \bar{p}_k . Полученные зависимости сложны в практическом применении.

Аппроксимация (I) уравнениями [5]

$$M_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вх}} F_* \sqrt{2/gRT_{\text{вх}}} \sqrt{p_k(p_{\text{вх}} - p_k)};$$

$$M_{\text{дкр}} = k \alpha_{\text{дкр}} F_{\text{дкр}} \sqrt{2/gRT_{\text{дкр}}} \sqrt{p_{\text{ш}}(p_k - p_{\text{ш}})}$$

позволяет упростить соотношения (II + I4):

1) докритические режимы течения на входном дросселе и центрирующих каналах

$$\bar{A}_1(x-x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_c)}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{p}_k} (1 - \bar{p}_k)}; \quad (I_5)$$

$$\bar{A}_{1\text{дкр}}(x-x^*) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2)(1 - k_g x(x^*))}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{p}_{\text{ш}}} (\bar{p}_k - \bar{p}_{\text{ш}})};$$

2) сверхкритический режим течения на входном дросселе и центрирующих каналах

$$\bar{A}_{1,kr}(x-x^*) = 3,84/\bar{\rho}_a [(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g)] ;$$

$$\bar{A}_{1,gr,kr}(x-x^*) = 3,84/\bar{\rho}_a \bar{\rho}_k [(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g x/x^*)] ; \quad (I6)$$

3) докритический режим течения во входном дросселе и сверхкритический режим в центрирующих каналах

$$\bar{A}_1(x-x^*) = \frac{(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g)}{\bar{\rho}_a \sqrt{\bar{\rho}_k}(1-\bar{\rho}_k)} ; \quad (I7)$$

$$\bar{A}_{gr,kr}(x-x^*) = 3,84/\bar{\rho}_a \bar{\rho}_k [(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g x/x^*)] ;$$

4) сверхкритический режим течения во входном дросселе и докритический режим в центрирующих каналах

$$\bar{A}_{1,kr}(x-x^*) = 3,84/\bar{\rho}_a [(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g)] ;$$

$$\bar{A}_{1,gr}(x-x^*) = \frac{(\bar{\rho}_k^2 - \bar{\rho}_a^2)(1-k_g x/x^*)}{\bar{\rho}_a \sqrt{\bar{\rho}_m}(\bar{\rho}_k - \bar{\rho}_m)} \quad (I8)$$

Здесь

$$\bar{A}_1 = \frac{24 \alpha \beta x F_{ж} \mu L \sqrt{2gRT}}{\pi D \sigma_0^3 \rho_a}, \quad \bar{A}_{1,gr} = \frac{24 k \alpha_{gr} F_{gr} \mu L \sqrt{2gRT}}{\pi D \sigma_0^3 \rho_a} \quad (I9)$$

Решая системы уравнений, можно получить зависимость относительного давления в камере $\bar{\rho}_k$ от относительного хода плунжера X . По известной зависимости $\bar{\rho}_k$ можно определить нагрузочную способность подпятника $W = \bar{\rho}_k \rho \beta x F_k$. Под статической жесткостью понимается производная несущей способности опоры по перемещению $C = dW/d\ell$. Коэффициент статической жесткости (безразмерная жесткость) принимается равным $\bar{C} = \frac{CL}{F_k \rho \beta x} = d\bar{\rho}_k/dx$.

Многорядный подвод смазки

В общем случае для центрирования поршня может быть использовано два и более поясов центрирующих каналов. Это позволит воспринимать односторонней опорой не только радиальные усилия, но и моменты, действующие на неё. Характер течения в щели существенно изменится и будет зависеть не только от параметра опоры, но и от параметров центрирования, число которых определяется числом центрирующих поясов.

Уравнение неразрывности для i - того капилляра (рис.2) запишется так:

$$M_{i,i+1} - M_{i,i-1} = M_i .$$

Массовые расходы через центрирующий канал определяются соотношениями (1) и (2), а через щель — зависимостью (3) с соответствующими индексами.

Обозначая коэффициент давления на выходе из i - того центрирующего отверстия

$$k_{qi} = \frac{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_{\omega i}^2}{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2},$$

и, подставив его значения и значения массовых расходов, получим:

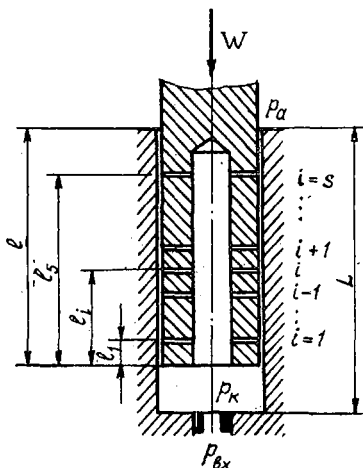


Рис.2. Опора с несколькими поясами центрирования

$$\bar{A}_i (x_{i+1} - x_i)(x_i - x_{i-1}) = \frac{(\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) [(k_{i+1} - k_i)(x_i - x_{i-1}) + (k_i + k_{i-1})(x_{i+1} - x_i)]}{\bar{p}_a \sqrt{\bar{p}_{\omega i}} (\bar{p}_k - \bar{p}_{\omega i})} \quad (20)$$

где $i = 1, 2, \dots, S$.

Аналогично для сверхкритического перепада давлений на центрирующих отверстиях

$$\bar{A}_{iкр} (x_{i+1} - x_i)(x_i - x_{i-1}) = 3,84 / \bar{p}_a \bar{p}_k (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) \times [(k_{i+1} - k_i)(x_i - x_{i-1}) - (k_i - k_{i-1})(x_{i+1} - x_i)], \quad (21)$$

где $i = 1, 2, \dots, S$.

Системы (20) и (21) замыкаются уравнениями (7) и (8) соответственно. При $S = 1$, т.е. когда центрирование плунжера осуществляется одним рядом капилляров, соотношения (20) и (21) в комбинации с уравнениями (7) и (8) принимают вид (15-19).

Таким образом, уравнения (20) и (21) могут быть использованы для точного определения статических характеристик пневмостатической опоры с любым числом центрирующих поясов. Кроме того, они позволяют определить давление на выходе из каналов, которое необходимо для расчета центрирующих характеристик исследуемого подпятника.

Анализ результатов статических испытаний
пневматической опоры большого хода

На рис. 3, 4 сплошными линиями нанесены теоретические зависимости относительного давления в камере \bar{p}_k от относительного хода x для случая без центрирования из камер, а штриховой - с центрированием из камер. Приведены характеристики для параметров подпятника $\bar{A} = 2,34; 6$ и 30 , центрирования $\bar{A}_{gp} = 16$ и 36 , $x^* = 0,25$, относительных противодавлений $\bar{p}_a = 0,2; 0,3; 0,5$, что соответствует входным давлениям $p_{вх} = 4; 2,3; 1$ ати. Точками изображены результаты экспериментальных исследований подпятника с параметрами, соответствующими расчетным. Круглые точки

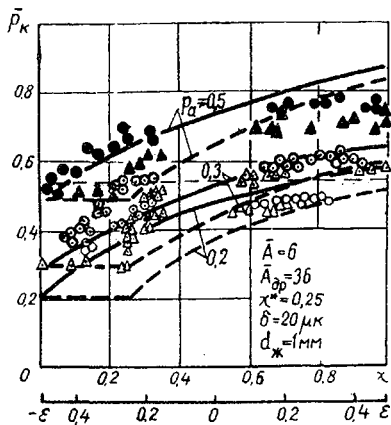


Рис.3. Зависимость давления в камере от хода опоры

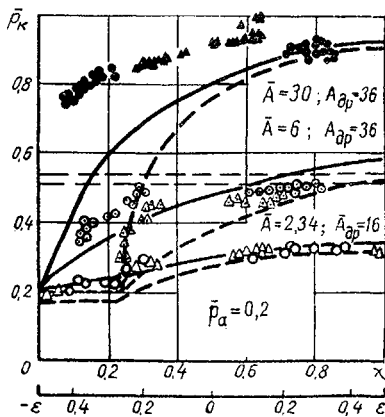


Рис.4. Зависимость давления в камере от хода опоры

соответствуют схеме опоры без центрирования из камер, треугольные - с центрированием. Зачерненные крути и треугольники на рис.3 получены при $\bar{p}_a = 0,5$, а помеченные точкой - при $\bar{p}_a = 0,3$. На рис.4 они соответственно получены при $\bar{A} = 2,34; \bar{A}_{gp} = 16$ и $\bar{A} = 6; \bar{A}_{gp} = 36$.

Из сравнения теоретических и экспериментальных результатов видно, что эксперимент удовлетворительно согласуется количественно и качественно с теоретическими результатами при больших относи-

тельных перекрытиях. При малых χ наблюдается существенное несовпадение, объясняемое тем, что при теоретическом исследовании течения рабочего тела в кольцевой щели учитывались лишь потери на трение. При малой длине щели существенное влияние на коэффициент расхода оказывают другие виды потерь, связанные с формированием профиля скоростей на начальном участке, со внезапным сужением на входе в щель и расширением на выходе из опоры. Для плунжера с центрированием из камер при $\chi = \chi^*$ наблюдается резкое падение относительного давления \bar{p}_κ до значения \bar{p}_a . Это объясняется выходом центрирующих каналов из камеры. В диапазоне от χ^* до $2\chi^*$ наблюдается существенное несовпадение теоретических и экспериментальных данных вследствие больших утечек через центрирующие каналы. Лучшая стабильность характеристик получена при больших давлениях на входе и меньших зазорах δ_0 .

На рис. 5 показано изменение относительного давления в щели $\bar{p}_{щ}$ на уровне центрирующих каналов для одного параметра $\bar{A}_{др} = 36$. Лучшее совпадение получено при меньших значениях \bar{p}_a (больших значениях давления на входе).

Влияние параметров \bar{A} и $\bar{A}_{др}$ для постоянного относительного противодействия $\bar{p}_a = 0,2$ на соотношение давления в камере p_κ и относительного хода плунжера χ показано на рис. 4. Видно, что с ростом параметра опоры \bar{A} при фиксированном значении \bar{p}_a относительное давление в камере увеличивается. Расхождение экспериментальных данных и теоретических зависимостей снижается при уменьшении \bar{A} и возрастании χ .

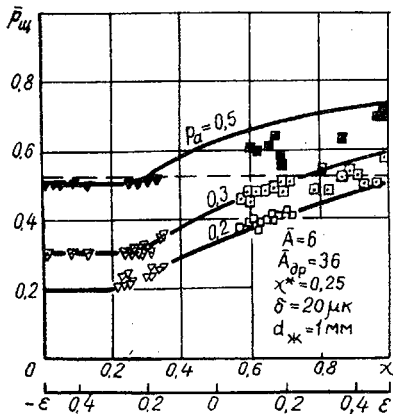


Рис. 5. Изменение давления в щели от хода опоры

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

следует разрабатывать схемы надежного центрирования, поскольку

ку оно существенно влияет на основные характеристики опоры большого хода;

центрирование поршня давлением из камер может наиболее эффективно использоваться при малых значениях \bar{p}_a (больших входных давлениях) и малых радиальных зазорах δ_o , поскольку при больших величинах зазоров поршень может заклинить;

расчет опоры с центрированием из камер при малых χ^* и больших χ можно производить без учета расхода через центрирующий пояс, однако если $\chi < 2\chi^*$, необходимо учесть его влияние.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белоусов А.И. Основы теории расчета гидростатических амортизаторов. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Труды КуАИ, вып. 51, Куйбышев, 1972.
2. Белоусов А.И., Несоленов Г.Ф., Макушин А.Б., Чегодаев Д.Е. Статические характеристики пневмостатических амортизаторов двустороннего действия. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов". Труды КуАИ, вып. 51, Куйбышев, 1972.
3. Богачева А.В. Пневматические элементы систем автоматического управления. М., "Машиностроение", 1966.
4. Грессем Н.С., Пауэлл Дж.У. Подшипники с газовой смазкой. "Мир", М., 1966.
5. Березовец Г.Г., Дмитриев В.Н., Нафаджаров Э.М. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. "Приборостроение", № 4, 1957.

Р.Х. Сандт, Г.В. Филиппов, Г.Е. Фомин, В.Г. Шахов

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ТЕПЛА ОТ ИСТОЧНИКА ПОСТОЯННОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ

П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я

a, a_1 - температуропроводность среды и тонкой стенки; C_p, C_{p1} - теплоёмкость среды и тонкой стенки; ρ - параметр преобразования