

ПРИМЕНЕНИЕ ПСЕВДОПОРИСТЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДВЕСА ПОРШНЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Лысенко Е.А., канд. техн. наук, доцент,
Болштянский А.П., д-р техн. наук, профессор, Щерба В.Е., д-р техн. наук, профессор
Омский государственный технический университет, г. Омск

В статье рассматривается возможность и целесообразность применения псевдопористых питателей газостатического подвеса поршня малорасходных компрессоров холодильной и криогенной техники. Псевдопористые питатели образуются при контакте двух плоских шероховатых поверхностей. Приводятся методика и результаты расчета газостатического подвеса, уравнения для определения среднего зазора между контактирующими шероховатыми поверхностями, анализ преимущества применения псевдопористых питателей по сравнению с дросселями типа «простая диафрагма» в газостатических подвесах малого диаметра.

In clause the opportunity and expediency of application pseudo porous feeders gas bearing piston compressors of refrigerating and cryogenic technics of small productivity is considered. Pseudo porous feeders are formed at contact of two flat rough surfaces. The technique and results of calculation gas bearing piston, the equations for definition of an average backlash between contacting rough surfaces, the analysis of advantage of application pseudo porous feeders in comparison with throttles of type «a simple diaphragm» in gas bearing piston small diameter are resulted.

Ключевые слова: холодильные компрессоры без смазки.

подавляющее большинство потребителей сжатых газов в таких отраслях как медицина, точное машиностроение и приборостроение, пищевая, фармацевтическая, парфюмерная промышленность, холодильная и криогенная техника предъявляют к их качеству высокие требования, которые, в частности, касаются практически полного отсутствия в воздухе следов смазки и различных твердых частиц.

Первое условие в настоящее время реализуется путем использования в компрессорных машинах узлов трения, изготовленных с применением самосмазывающихся материалов.

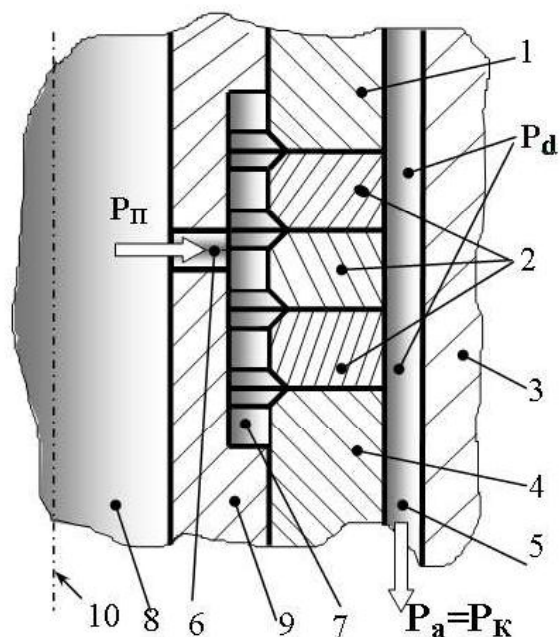
Выполнение второго условия требует либо тщательной очистки газа после сжатия его бессмазочным компрессором путем фильтрации продуктов износа самосмазывающихся материалов, из которых изготовлены уплотнения рабочих полостей, либо применения бесконтактных уплотнений. При этом фильтры постепенно забиваются продуктами износа, оказывают большое сопротивление течению газа и снижают экономичность компрессора.

Одним из вариантов конструкций, реализующих эти требования, являются компрессоры с газостатическим центрированием поршня (ПКГЦП), в которых последний представляет собой радиальную газовую опору. Питание этой опоры (газового подвеса) может осуществляться газом, который сжимает сам компрессор, или от постороннего источника давления, и может подаваться как через полость поршня, так и через гильзу цилиндра. Достаточно подробно работа такого компрессора описана в [1].

Существует достаточно много конструктивных схем ПКГЦП, в том числе и защищенных авторскими свидетельствами СССР и патентами России.

Теоретические и экспериментальные исследования этого компрессора выявили некоторые проблемы его реального проектирования, одной из которых является значительный расход газа на центрирование поршня, что особенно актуально для малорасходных компрессоров бытовой, холодильной и микрокриогенной техники. Этот расход по данным исследований [1, 2] для мало- и микрорасходных компрессоров может составлять до 30 % его производительности, что связано в основном с масштабными и технологическими факторами, не позволяющими реально изготавливать питающие подвес дроссельные отверстия диаметром менее 0,1 мм при обеспечении отклонения в расходе газа через каждый из них не более 10 % (в одном поясе наддува). Данная ситуация только усугубляется при попытке увеличения степени повышения давления в ступени компрессора.

Снижения расхода газа на газостатическое центрирование поршня можно добиться путем использования щелевых подвесов, выполненных в виде псевдопористых питателей, образованных при контакте шероховатых поверхностей, образующих питающую щель. В этом случае часть цилиндрической образующей поршня или гильзы цилиндра представляют собой набор шероховатых дисков (рис. 1).



1, 4 - тело поршня, 2 - диски с шероховатыми торцовыми поверхностями, 3 - цилиндр, 5 - радиальный зазор δ между поршнем и цилиндром, 6 - отверстие, 7 - паз, 8 - полость поршня, 9 - центрирующая втулка, 10 - ось поршня, P_{Π} - давление в полости поршня (давление наддува), P_d - давление в зазоре газового подвеса, P_a - давление окружающей среды (давление картера)

Рис. 1 – Фрагмент цилиндропоршневой группы компрессора с псевдопористой поверхностью щелевых питателей газового подвеса с питанием через полость поршня

цилиндром при концентричном положении поршня.

Массовый расход газа через n щелей в одном из двух поясов наддува симметричного газового подвеса в условиях пренебрежения кривизной щели

$$M_{\text{Щ}} = n \frac{\pi \frac{D_{\Pi} + d_{\Pi}}{2} \delta_{\text{Щ}}^3 (P_{\Pi}^2 - P_d^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{СТ}} \frac{1}{2} (D_{\Pi} - d_{\Pi})} = \frac{n \cdot \pi (D_{\Pi} + d_{\Pi}) \cdot \delta_{\text{Щ}}^3 (P_{\Pi}^2 - P_d^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{СТ}} (D_{\Pi} - d_{\Pi})} \quad (2)$$

где d_{Π} — внутренний диаметр шероховатой поверхности диска;

$\delta_{\text{Щ}}$ — средний зазор, образованный между шероховатыми поверхностями дисков при их контакте.

Приравнявая оба уравнения, получим:

$$P_d = \sqrt{\frac{(D_{\Pi} + d_{\Pi}) n \cdot \delta_{\text{Щ}}^3 \cdot P_{\Pi}^2 \cdot l_{\Pi} + D_{\Pi} \delta_0^3 P_{\text{К}}^2 (D_{\Pi} - d_{\Pi})}{D_{\Pi} \delta_0^3 (D_{\Pi} - d_{\Pi}) + n (D_{\Pi} + d_{\Pi}) \delta_{\text{Щ}}^3 \cdot l_{\Pi}}} \quad (3)$$

Определение величины $\delta_{\text{Щ}}$ можно произвести по результатам работы [4], в которой экспериментальным путем найдены уравнения для трех способов образования микронеровностей:

- $\delta_{\text{Щ}} \approx 1,2 (Rz_1 + Rz_2)^{0,9}$ — для поверхностей, обработанных лазерным лучом;
- $\delta_{\text{Щ}} \approx 0,95 (Rz_1 + Rz_2)^{0,8}$ — для поверхностей, полученных опескоструиванием;
- $\delta_{\text{Щ}} \approx 0,9 (Rz_1 + Rz_2)^{5/6}$ — для поверхностей, полученных шлифованием,

где Rz — средняя высота микронеровностей, взятая по десяти точкам контролируемой поверхности, а также в наиболее общем случае из выражений [5]:

- для двух контактирующих поверхностей

В изображенном на рис. 1 конструктивном варианте предполагается, что сжатый компрессором газ через обратный клапан, установленный в полем поршне, и далее через отверстие 6 и паз 7 поступает к внутреннему диаметру шероховатых дисков 2, проникает через зазор, образовавшийся при контакте их шероховатых поверхностей (при этом происходит дросселирование газа) и истекает в зазор 5, создавая несущий газовый слой, обладающий такими характеристиками как жесткость C_{Π} и несущая способность W_{Π} . Алгоритм расчета этих параметров в зависимости от геометрии поршня, величины радиального зазора, давления наддува и давления в картере компрессора достаточно подробно описан в [1] и включает в себя, в частности, определение в зазоре подвеса для дросселей типа «простая диафрагма» (малое отверстие в тонкой стенке) величины давления P_d в зоне наддува.

В данном случае проведем расчет величины P_d из условия равенства массовых расходов через псевдопористые питатели и гладкую щель зазора δ .

Расход M_{Π} в одну сторону от зоны щелей (в сторону торца симметричного газового подвеса) через участок подвеса длиной l_{Π} определится выражением [2, 3]

$$M_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi} \delta_0^3 (P_d^2 - P_{\text{К}}^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{СТ}} \cdot l_{\Pi}} \quad (1)$$

где μ — динамическая вязкость газа;

D_{Π} — наружный диаметр поршня;

R — газовая постоянная;

$T_{\text{СТ}}$ — температура стенки;

δ_0 — радиальный зазор между поршнем и

$$\delta_{\text{ш}} \approx \left[1 - 3,3 \cdot \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{1/3} \right] \cdot (R_{p1} + R_{p2}); \quad (5)$$

— для одной гладкой и одной шероховатой поверхностей

$$\delta_{\text{ш}} \approx \left[1 - 3,6 \cdot \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{1/2} \right] \cdot R_p, \quad (6)$$

где $R_p \approx 3Ra$ (Ra — среднеарифметическое отклонения профиля микронеровностей);

P_c и P_r — соответственно контурное и фактическое давление в контакте, определяется в соответствии с [5].

Работоспособность ПКГЦП, прежде всего, обеспечивается характеристиками газового подвеса поршня, т.е. его способностью противостоять боковым нагрузкам со стороны механизма привода и возникающим в результате вибрации компрессора. Основным параметром газового подвеса при заданных его геометрических размерах и режимных факторах является его жесткость $C_{\text{п}}$, которая, в свою очередь, является сложной функцией от геометрии подвеса, давления наддува, сечения дросселирующего узла и зазора между валом (поршнем) и втулкой (цилиндром) [1, 2]. На рис. 2 приведена характерная зависимость жесткости подвеса $C_{\text{п}}$ от относительного давления наддува \bar{P}_d , определяемого как частное от деления давления в зазоре подвеса в зоне дросселирующего узла P_d на давление наддува $P_{\text{п}}$ (в данном случае давление наддува равно давлению в полости поршня).

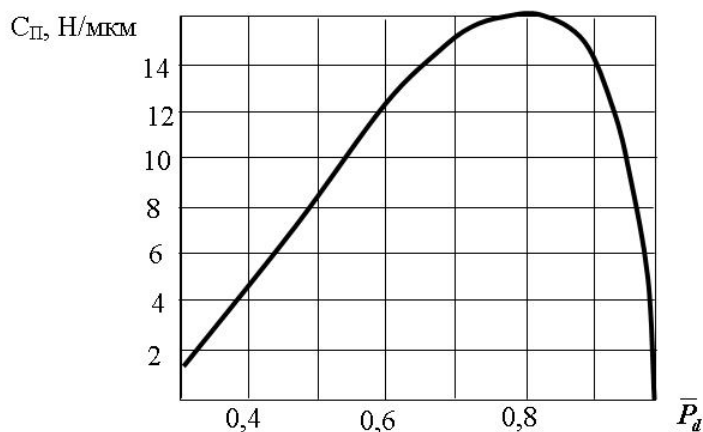


Рис. 2 – Зависимость жесткости симметричного газового подвеса поршня от относительного давления наддува для диаметра 40 мм, длины несущей части 100 мм, расстояния от торцов до линии наддува 20 мм, радиальный зазор 10 мкм, давление наддува 3 бар, давление в картере (на торцах подвеса) 1 бар

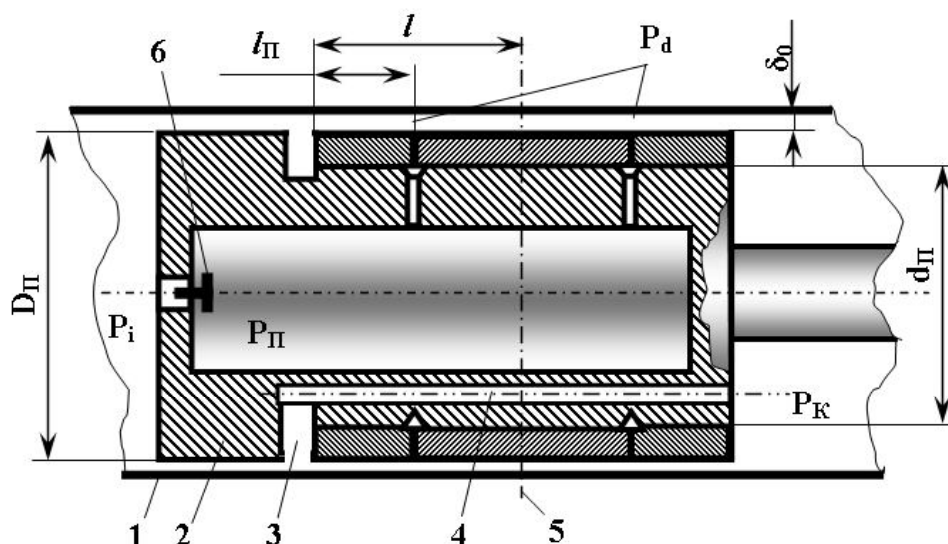
Как видно из графика, имеет место оптимальное относительное давление наддува в пределах 0,7...0,9, при котором газовый подвес обладает максимальной жесткостью. В частности, этот диапазон давлений рекомендован и авторами [2], как обеспечивающий максимальную жесткость при приемлемом расходе газа на центрирование. Следует также отметить, что данный диапазон практически не зависит от геометрических соотношений подвеса, характеристик дросселей и давления наддува.

Таким образом, задача сводится к тому, чтобы определить целесообразность использования псевдопористых питателей, которые должны обеспечить возможность экономичного центрирования поршня. При этом нужно иметь в виду, что размер шероховатостей, образующих при контакте псевдопористые питатели, должен находиться в разумных пределах, т.к., очевидно, невозможно потребовать от изготовителя образования достаточно стабильной высоты микронеровностей, например, в доли микрометра.

На рис. 3 схематично показано устройство поршня компрессора с крейцкопфным приводом с внутренним наддувом газа в зазор подвеса и отделительной канавкой для сброса уплотняемого потока мимо зоны действия газового подвеса.

Сжимаемый компрессором газ в процессе сжатия-нагнетания через обратный клапан 6 попадает в полость поршня и истекает из нее через щели, образованные при контакте шероховатых по торцам втулок в зазор между поршнем и цилиндром, образуя несущий газовый слой, препятствующий контакту стенок поршня и цилиндра. Уплотняемый поток при этом сбрасывается через уплотняющую (верхнюю) часть поршня мимо зоны действия газового подвеса.

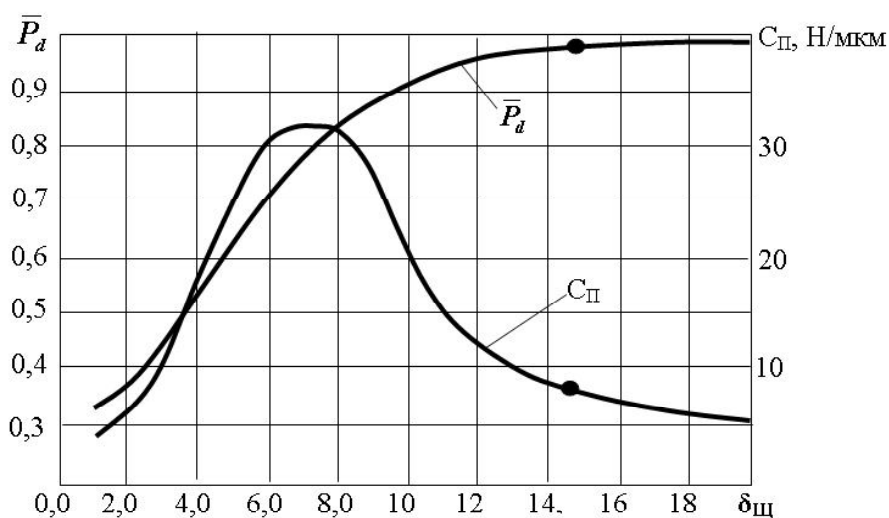
Под действием боковых сил, образующихся перепадом давления на поршне и неточностью направляющего поршня механизма, а также инерционных сил, возникающих при колебаниях цилиндропоршневой группы, поршень занимает некоторое эксцентричное положение в цилиндре, при этом, чем больше эксцентриситет, тем выше утечки через уплотняющую часть, чем больше жесткость газового подвеса, тем ниже эксцентриситет и меньше утечки, но больше расход на центрирование поршня. Этот вопрос подробно изучен в [1].



1 – цилиндр; 2 – корпус поршня; 3 – отдельная канавка; 4 – канал для сброса уплотняемого потока газа; 5 – ось симметрии подвеса; 6 – самодействующий обратный клапан

Рис. 3 – Схема циліндропоршневої пари компресора з щелевими питателями газового підвеса поршня, образованными при контакте шероховатых торцов трех втулок

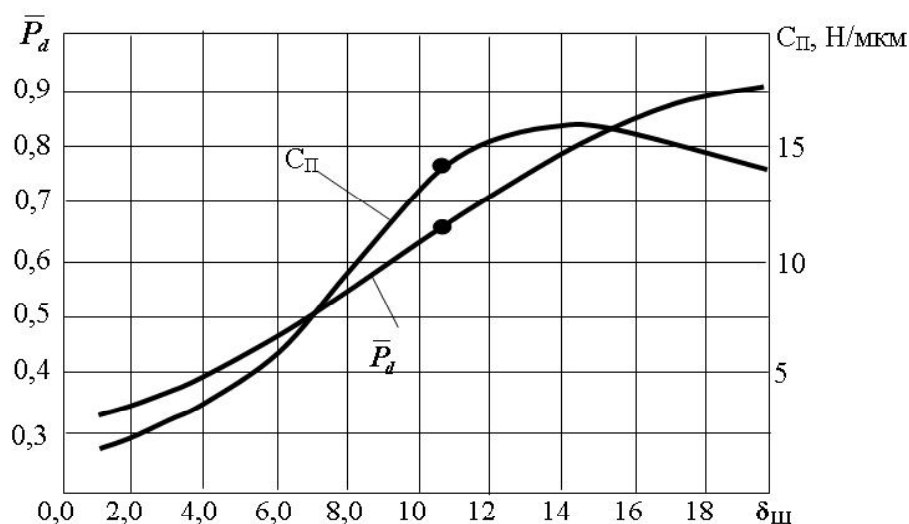
На рис. 4 и 5 показаны результаты расчета газового подвеса поршня при давлении наддува, равном 3 бар при разных зазорах в циліндропоршневої паре.



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 4 – Залежність відносного тиснення наддува та жорсткості газового підвеса від висоти щелі псевдопористих питателів симметричного газового підвеса при $D_П = 40$ мм, $d_П = 30$ мм, $l_П = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 10$ мкм, $P_П = 3$ бар, $P_K = 1$ бар

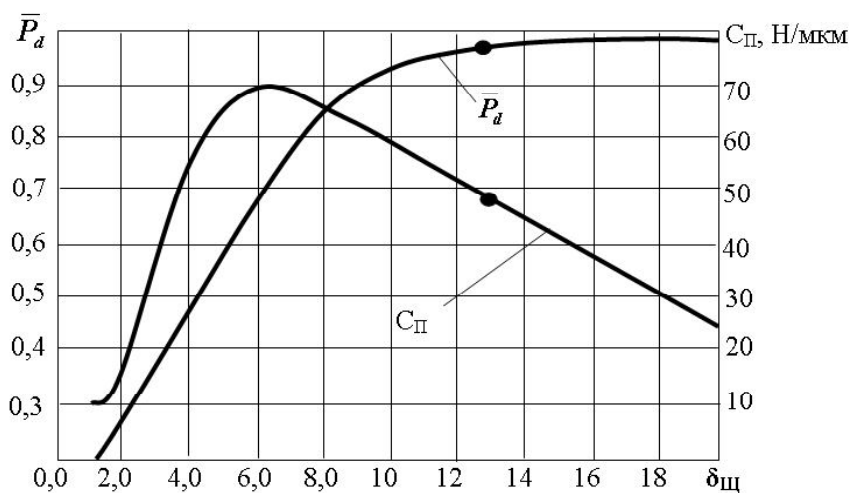
Из приведенных результатов следует сделать вывод о том, что при данном сочетании параметров газового подвеса поршня гораздо лучшие результаты дает применение псевдопористых питателей, которые обеспечивают более высокую жесткость центрирования при малом зазоре между поршнем и цилиндром, когда расход на центрирование мал и малы утечки через уплотняющую часть поршня. В то же время и при большом зазоре псевдопористые питатели не уступают обычным дросселям, и даже несколько превосходят их по жесткости центрирования.



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 5 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{II} = 40$ мм, $d_{II} = 30$ мм, $l_{II} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 20$ мкм, $P_{II} = 3$ бар, $P_K = 1$ бар

На рис. 6 и 7 показаны аналогичные графики для давления наддува, равном 6 бар.

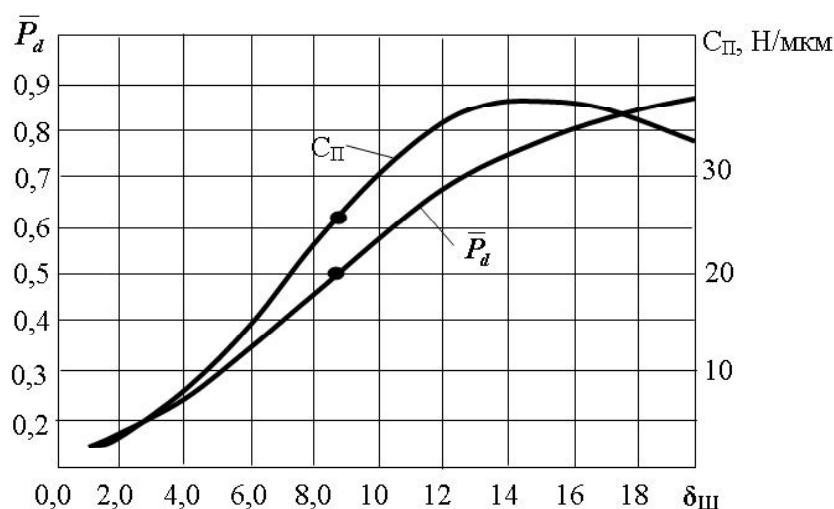


Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 6 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{II} = 40$ мм, $d_{II} = 30$ мм, $l_{II} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 10$ мкм, $P_{II} = 6$ бар, $P_K = 1$ бар

Из графиков хорошо видно, что при увеличении давления наддува и малых зазорах преимущества псевдопористых питателей перед дросселями типа «простая диафрагма» сохраняется, обеспечивая более высокую жесткость центрирования.

При увеличении зазора до 20 мкм это преимущество не так очевидно, или его нет совсем, т.к. увеличивая количество отверстий, можно добиться и увеличения жесткости центрирования. Однако, как уже указывалось выше, работа на больших зазорах чревата существенным снижением экономичности компрессора (зазор входит в уравнение расхода в третьей степени).



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 7 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{\Pi} = 40$ мм, $d_{\Pi} = 30$ мм, $l_{\Pi} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 20$ мкм, $P_{\Pi} = 6$ бар, $P_K = 1$ бар

Выводы

1. Использование псевдопористых питателей для малорасходных компрессоров с газостатическим центрированием поршня возможно, и обеспечивает надежное центрирование с высокой жесткостью.
2. Наиболее экономично использовать псевдопористые питатели при малых зазорах газового подвеса поршня.
3. Достаточно высокая жесткость центрирования обеспечивается в широком диапазоне высоты микронеровностей, определяющих высоту щели, в связи с чем не должно возникать больших сложностей в получении нужной шероховатости различными технологическими способами.

Литература

1. Болштянский А.П., Белый В.Д., Дорошевич С.Э. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 406 с.
2. Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д. Опоры скольжения с газовой смазкой / Под ред. С.А. Шейнберга. – М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.
3. Демкин Н.Б. Расход газа через стык контактирующих поверхностей // Н.Б. Демкин, В.А. Алексеев, В.Б. Ламберский, В.И. Соколов / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1976. – № 6. – С. 40-44.
4. Ивахненко Т.А., Болштянский А.П. Определение фактического зазора псевдопористых питателей гидро- и газостатических подвесов / Динамика машин и рабочих процессов. – ЮУрГУ. 2009. – С. 62-66.
5. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 400 с.