

Моделирование изменения параметров поршневой пары высокого давления с рабочей жидкостью ПЭС-3 при параболическом распределении давления в зазоре между поршнем и цилиндром*А. Э. Асланян*

Приведены результаты моделирования применения жидкости ПЭС-3 в поршневой паре высокого давления. Распределение давления в зазоре между поршнем и цилиндром имело вид параболы для подпоршневого давления 1,6 ГПа. Расчёты проводились для подпоршневых давлений от 0,01 ГПа до 1,6 ГПа. Начальный недеформированный зазор между поршнем и цилиндром варьировался от 0,2 мкм до 1 мкм. В результате проведённых вычислений определены распределения давления между поршнем и цилиндром для подпоршневых давлений ниже 1,6 ГПа, рассчитаны профили деформированных зазоров между поршнем и цилиндром для разных подпоршневых давлений, получена зависимость скорости опускания поршня от подпоршневого давления для разных начальных недеформированных зазоров, получены зависимости эффективных зазоров от подпоршневого давления для разных начальных недеформированных зазоров.

Ключевые слова: поршневая пара высокого давления, противодействие, эффективный зазор, скорость опускания поршня.

Ссылка: Асланян А. Э. // Прикладная физика. 2020. № 4. С. 85.

Reference: A. E. Aslanyan, Prikl. Fiz., No. 4, 85 (2020).

Введение

Исследованиям свойств веществ и физических процессов при высоких давлениях посвящено значительное количество публикаций [1–4]. В данных работах для измерений давления использовались различные типы датчиков давления. Для определения погрешности этих датчиков используются т. н. эталоны высоких давлений.

Основным узлом эталона высокого давления является поршневая пара высокого давления. Наиболее сильно влияющими величинами на погрешность воспроизведения

давления поршневой парой являются скорость опускания поршня и барическая поправка. Барическая поправка для поршневой пары высокого давления позволяет уточнить величину воспроизводимого давления исходя из геометрических размеров, упругих свойств материалов поршня и цилиндра, распределения давления в зазоре поршневой пары. Распределение давления между поршнем и цилиндром, возникающее при максимальном подпоршневом давлении, зависит от профиля зазора между недеформированными стенками цилиндра и поршня. Задавая определённую форму профиля этого зазора, получаем определённый вид распределения давления в зазоре поршневой пары.

Целью данной работы являлось теоретическое исследование влияния параболического распределения давления между поршнем и цилиндром на основные параметры поршневой пары, а именно, на барическую поправку и скорость опускания поршня.

Асланян Андрей Эдуардович, нач. лаб., к.т.н.
Всероссийский научно-исследовательский институт физико-технических и радиотехнических измерений.
Россия, 141570, Московская область, Солнечногорский район, г.п. Менделеево.
E-mail: andrey_aslanyan@vniiftri.ru

Статья поступила в редакцию 06 июля 2020 г.

© Асланян А. Э., 2020

Постановка работы

Рассматривалась конкретная модель поршневой пары с противодавлением. При этом материал поршня – сталь, материал цилиндра – карбид вольфрама. Радиусы поршня и цилиндра соответственно равны 1,25 и 4 мм. Длина цилиндра – 75 мм. Рабочая жидкость – ПЭС-3 (жидкость полиэтилсилоксановая). Максимальное подпоршневое давление – 1,6 ГПа. Расчёты проводились для начальных недеформированных зазоров 0,2 мкм, 0,6 мкм, 1 мкм.

Задача состояла в том, чтобы, используя математическое моделирование, определить величины начального недеформированного зазора и распределения давления, при которых изменение барической поправки для поршневой пары минимально.

Метод расчёта

Распределение давления в канале поршневой пары рассчитывается из уравнения (1) и граничных условий (2), (3):

$$\frac{dp}{dz} = -Q \frac{6\eta(p)}{\pi r_p(p) \rho(p) H_d^3(z, p)}, \quad (1)$$

$$p(0) = p_0, \quad (2)$$

$$p(L) = p_{\text{атм}}. \quad (3)$$

Здесь p – давление в зазоре поршневой пары, z – продольная координата, направленная по оси цилиндра вверх от точки с подпоршневым давлением (p_0) до точки с атмосферным давлением ($p_{\text{атм}}$), L – длина зазора между поршнем и цилиндром, $\eta(p)$ – сдвиговая вязкость рабочей жидкости, r_p – радиус деформированного поршня, $H_d(z, p)$ – профиль зазора деформированной поршневой пары, Q – расход жидкости через зазор.

Профиль зазора деформированной поршневой пары определяется из следующей формулы:

$$H_d = H_0(z) + kp(z) - k' p_0, \quad (4)$$

где $H_0(z)$ – зазор недеформированной поршневой пары, а коэффициенты k и k' определяются из выражений (5) и (6) соответственно:

$$k = r \left(\frac{1}{E_2} \left(\frac{1 + \left(\frac{r}{R}\right)^2}{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2} + \mu_2 \right) + \frac{1 - \mu_1}{E_1} \right), \quad (5)$$

$$k' = r \left(\frac{\mu_1}{E_1} - \frac{1}{E_2} \left(\mu_2 - \frac{2}{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2} \right) \right). \quad (6)$$

В формулах (5) и (6) использованы E_1 , μ_1 и E_2 , μ_2 – модули Юнга, коэффициенты Пуассона поршня и цилиндра соответственно, r , R – внутренний и внешний радиусы цилиндра.

Радиус деформированного поршня вычисляется следующим образом:

$$r_p(p) = r \left(\frac{1 - \mu_1}{E_1} p(z) + \frac{\mu_1}{E_1} p_0 \right). \quad (7)$$

Зависимости сдвиговой вязкости и плотности рабочей жидкости ПЭС-3 определяются выражениями (8) и (9) соответственно:

$$\eta(p) = \eta_{\text{атм}} e^{c(p(z) - p_{\text{атм}})}, \quad (8)$$

$$\rho(p) = \rho_{\text{атм}} (1 + \gamma(p(z) - p_{\text{атм}})), \quad (9)$$

где $\eta_{\text{атм}}$ – сдвиговая вязкость при атмосферном давлении, γ – коэффициент сжимаемости жидкости, $\rho_{\text{атм}}$ – плотность рабочей жидкости при атмосферном давлении, c – пьезокоэффициент вязкости.

В случае малых начальных недеформированных зазоров и при давлении, близком к атмосферному, в правой части уравнения (1) образуется полюс третьего порядка, что приводит к неустойчивому решению данной задачи Коши. Поэтому уравнение (1) решалось методом Адамса-Мултона-Башворта для подпоршневых давлений от 0,01 ГПа до 0,8 ГПа и методом Гира для подпоршневых давлений от 0,8 ГПа до 1,6 ГПа. Из решения этого уравнения следует, что, изменяя расстояние между поршнем и цилиндром определённым образом, можно получить параболическое распределение давления в канале поршневой пары при максимальном подпоршневом давлении.

Рассмотрим поршневую пару с противо-давлением, состоящую из твердосплавного цилиндра и стального поршня. Зазор между недеформированным поршнем и цилиндром имеет такую форму, что распределение давления в канале поршневой пары – параболическое для максимального подпоршневого давления, равного 1,6 ГПа. Рассматривались три параболических зависимости $p(z)$ с коэффициентами при z^2 , равными $-0,00005 \text{ ГПа/мм}^2$, $-0,0001 \text{ ГПа/мм}^2$, $-0,0002 \text{ ГПа/мм}^2$. Эти коэффициенты показывают, насколько функция $p(z)$ выпуклая вверх. Остальные коэффициенты парабол определялись из граничных условий (2) и (3) Рабочей жидкостью в данной поршневой паре, как уже сказано, является ПЭС-3. На основании экспериментальных данных из работы [5], пьезокоэффициент вязкости ПЭС-3 зависит следующим образом от подпоршневого давления:

$$c = -4,102 p_0^3 + 14,79 p_0^2 - 17,911 p_0 + 14,828. \tag{10}$$

Данная жидкость была выбрана исходя из её нетоксичности и способности находится в жидком состоянии при давлениях до 1,6 ГПа.

Результаты вычислений

Используя численные методы решения для уравнения (1), были определены распределения давления в зазоре поршневой пары для подпоршневых давлений от 0,01 ГПа до 1,6 ГПа.

Распределения давления представлены на рис. 1. Здесь кривые 1, 4, 7, 10 являются

распределениями давления в зазоре для поршневой пары с профилем зазора между недеформированным поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005 \text{ ГПа/мм}^2$. Кривая 1 – распределение давления для подпоршневого давления 1,6 ГПа, кривая 4 – распределение давления для подпоршневого давления 1 ГПа, кривая 7 – распределение давления для подпоршневого давления 0,6 ГПа, кривая 10 – распределение давления для подпоршневого давления 0,2 ГПа.

Кривые 2, 5, 8, 11 являются распределениями давления в зазоре для поршневой пары с профилем зазора между недеформированным поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001 \text{ ГПа/мм}^2$. Кривая 2 – распределение давления для подпоршневого давления 1,6 ГПа, кривая 5 – распределение давления для подпоршневого давления 1 ГПа, кривая 8 – распределение давления для подпоршневого давления 0,6 ГПа, кривая 11 – распределение давления для подпоршневого давления 0,2 ГПа.

Кривые 3, 6, 9, 12 являются распределениями давления в зазоре для поршневой пары с профилем зазора между недеформированным поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002 \text{ ГПа/мм}^2$. Кривая 3 – распределение давления для подпоршневого давления 1,6 ГПа, кривая 6 – распределение давления для подпоршневого давления 1 ГПа, кривая 9 – распределение давления для подпоршневого давления 0,6 ГПа, кривая 12 – распределение давления для подпоршневого давления 0,2 ГПа.

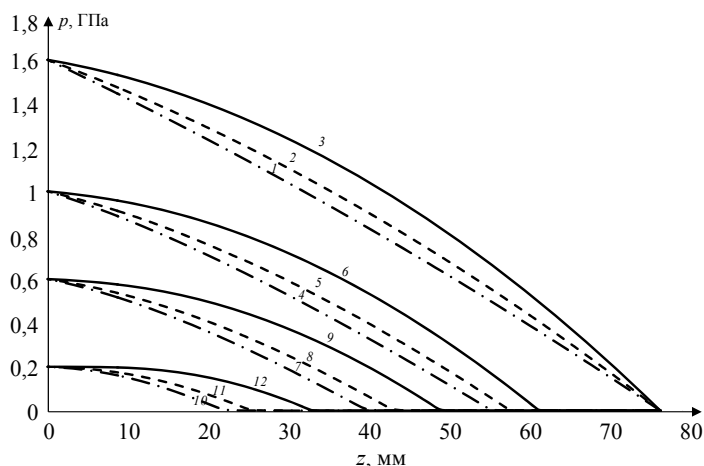


Рис. 1. Распределения давления в зазоре поршневой пары. Описание кривых в тексте.

Исходя из полученных распределений давлений, упругих свойств материалов, геометрических размеров цилиндра и поршня, далее определяется деформация стенок зазора и расход жидкости через зазор. Скорость опускания поршня связана с расходом жидкости через зазор формулой (11):

$$v = \frac{Q}{\pi r_p^2 (p_0) \rho_0}, \quad (11)$$

где ρ_0 – плотность рабочей жидкости при подпоршневом давлении. При высоких подпоршневых давлениях скорость опускания поршня

будет малой за счёт деформации стенок зазора и малого расхода жидкости. Низкие подпоршневые давления приведут к малому расходу жидкости через зазор и, соответственно, к малой скорости опускания поршня. Максимальное значение скорости опускания поршня при разных начальных недеформированных зазорах будет при подпоршневых давлениях от 0,2 до 0,7 ГПа.

На рис. 2 представлены зависимости скоростей опускания поршня от подпоршневых давлений для разных начальных недеформированных зазоров.

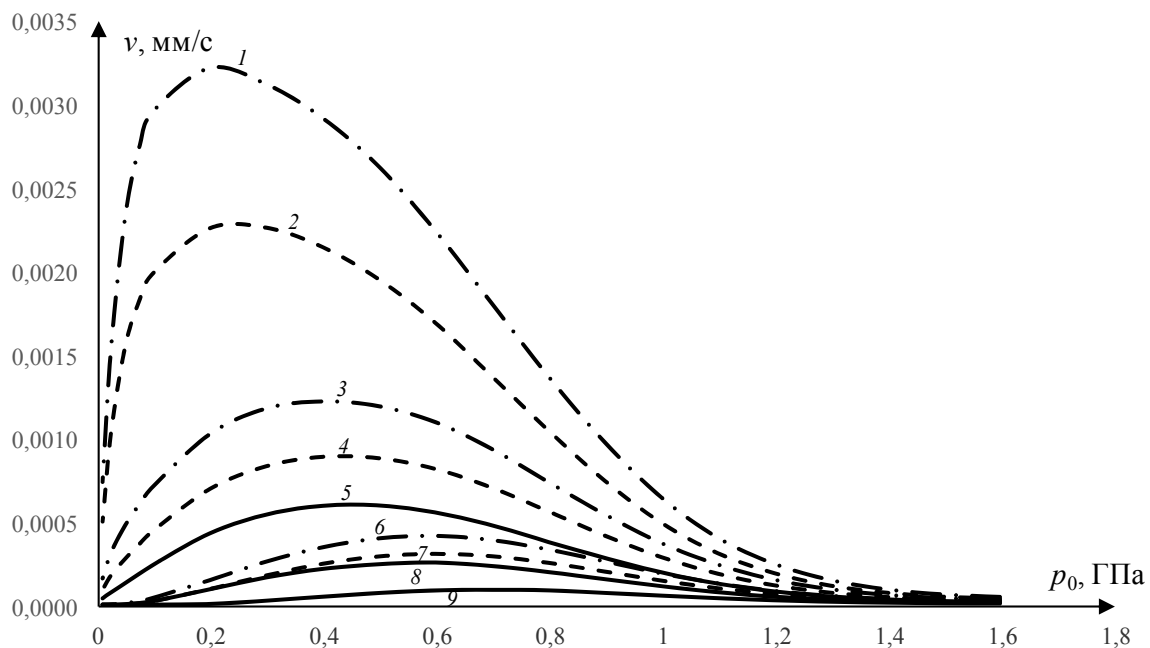


Рис. 2. Зависимости скорости опускания поршня от подпоршневого давления. Описания кривых в тексте.

Здесь кривая 1 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 2 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 3 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором равным

0,6 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 4 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 0,6 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 5 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром соответствующему распределе-

нию давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ ГПа/мм². Кривая 6 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,2$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 7 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,2$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 8 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,6$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ ГПа/мм². Кривая 9 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,2$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ ГПа/мм².

Из рис. 2 видно, что максимальная скорость опускания поршня уменьшается с уменьшением начального недеформированного зазора (например, кривые 1, 3, 6). Уменьшение скорости опускания поршня также зависит от распределения давления в зазоре (например, кривые 3, 4, 8). Из рисунка следует, что изменение скорости опускания поршня сильнее зависит от начального недеформированного зазора, чем от распределения давления. Более выпуклое вверх распределение давления в зазоре ведёт к уменьшению скорости опускания поршня. Увеличение начального недеформированного зазора приведёт к увеличению скорости опускания поршня. Так как составляющая погрешности воспроизведения давления, связанная со скоростью опускания поршня, пропорциональна этой скорости, то уменьшить составляющую можно изготовив недеформированный профиль зазора исходя из нужного распределения давления.

Эффективный зазор рассчитывался по формуле (12). Он определяет поправку, кото-

рую нужно добавить к радиусу поршня, чтобы вычислить площадь, которая будет соответствовать давлению, воспроизводимому поршневой парой при нагружении поршня известной силой. Эффективный зазор определяет барическую поправку для поршневой пары высокого давления

$$H_{\text{эфф}} = \frac{1}{p_0} \int_{p_{\text{атм}}}^{p_0} H_d(z, p) dp. \quad (12)$$

Здесь $H_{\text{эфф}}$ – эффективный зазор, H_d – профиль зазора между деформированными поршнем и цилиндром.

На рис. 3 представлена зависимость эффективного зазора от подпоршневого давления для разных начальных недеформированных зазоров. Здесь кривая 1 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 2 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 3 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,6$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 4 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным $0,6$ мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 5 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 1 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ (ГПа/мм²).

Кривая 6 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором равным 0,2 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 равным $-0,00005$ ГПа/мм². Кривая 7 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 0,2 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0001$ ГПа/мм². Кривая 8 – зависи-

мость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 0,6 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ ГПа/мм². Кривая 9 – зависимость для поршневой пары с начальным недеформированным зазором, равным 0,2 мкм и профилем зазора между недеформированными поршнем и цилиндром, соответствующему распределению давления в зазоре в виде параболы с коэффициентом при z^2 , равным $-0,0002$ ГПа/мм².

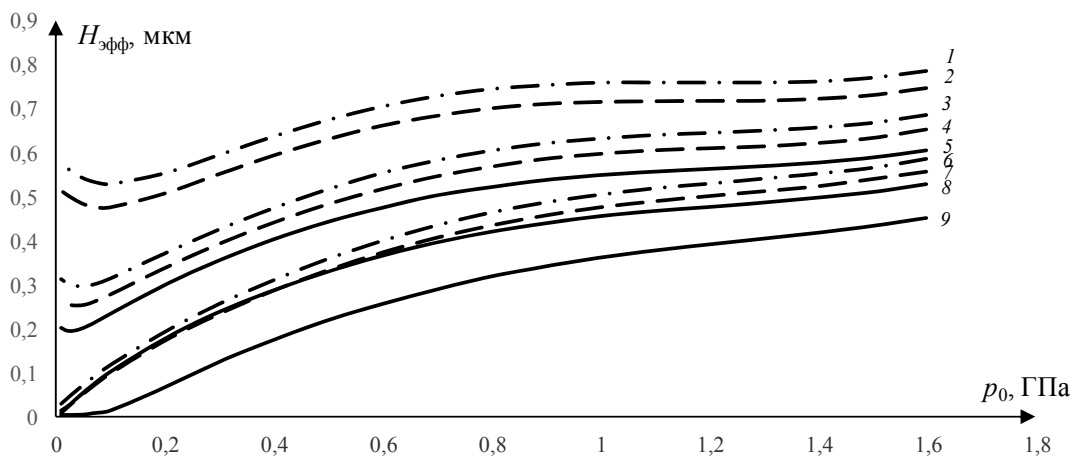


Рис. 3. Зависимости эффективных зазоров от подпоршневого давления. Описание кривых в тексте.

Как видно из рис. 3, величина начально-го недеформированного зазора влияет на зависимость эффективного зазора от подпоршневого давления. При увеличении начального недеформированного зазора уменьшается зависимость эффективного зазора от подпоршневого давления и увеличивается абсолютное значение эффективного зазора. Абсолютное значение эффективного зазора уменьшается при более выпуклых вверх кривых распределения давления в зазоре поршневой пары. Форма распределения давления слабо влияет на изменение величины эффективного зазора от подпоршневого давления. При начальном недеформированном зазоре, равном 1 мкм, изменение значений эффективного зазора от подпоршневого давления составит не более 0,02 % от радиуса поршня.

Таким образом, при разработке эталонов высокого давления классом точности 0,05 и ниже эффективный зазор можно считать неза-

висящим от подпоршневого давления. При конструировании поршневых пар для эталонов высокого давления классов точности 0,025 и выше необходимо учитывать изменение эффективного зазора в зависимости от поршневого давления.

Заключение

В работе рассчитано влияние параболического распределения давления в зазоре поршневой пары, работающей на жидкости ПЭС-3, на деформацию стенок цилиндра и поршня.

Оценено влияние размера начального недеформированного зазора между поршнем и цилиндром и распределения давления в зазоре на скорость опускания поршня и барическую поправку.

Моделирование показало возможность создания поршневой пары высокого давления

с малыми составляющими погрешности, связанными со скоростью опускания поршня и барической поправкой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lyapin S. G., Razgulov A. A., Novikov A. P., Ekimov E. A., Kondrin M. V. // NANOSYSTEMS:

PHYSICS, CHEMISTRY, MATHEMATICS (Moscow), 2018. Vol. 9. № 1. P. 67.

2. Дегтярева В. Ф. // УФН. 2006. Т. 176. № 8. С. 383.

3. Брудный В. Н., Кособуцкий А. В., Саркисов С. Ю. // ФТП. 2010. Т. 44. № 9. С. 1194.

4. Новиков А. П., Ляпин С. Г., Стишов С. М. // Приборы и техника эксперимента. 2019. № 1. С. 131

5. Золотых Е. В. (ред.) Исследования в области высоких давлений. – М.: Издательство стандартов. 1987.

PACS: 06.30.-k

Simulation of changes in parameters of a high-pressure piston-cylinder unit with a PES-3 working liquid with a parabolic pressure distribution in the gap between the piston and the cylinder

A. E. Aslanyan

VNIIFTRI

Moscow region, Solnechnogorsky district, Mendeleevo, 141570, Russia

Received July 06, 2020

The results of modeling the use of PES-3 fluid in a high-pressure piston-cylinder unit are presented. The pressure distribution in the gap between the piston and the cylinder took the form of a parabolic line for a under-piston pressure of 1.6 GPa. Calculations were performed for under-piston pressures from 0.01 GPa to 1.6 GPa. The initial undeformed gap between the piston and the cylinder varied from 0.2 μm to 1 μm . As a result of the calculations determined the pressure distribution between piston and cylinder for under-piston pressures below 1,6 GPa, the calculated profile of the deformed clearances between the piston and the cylinder for different under-piston pressure, the obtained dependence of the velocity of down movement of the piston from under-piston pressure for different initial undeformed gaps obtained dependence of the effective gap from under-piston pressure for different initial undeformed gaps.

Keywords: high pressure piston cylinder unit, counter-pressure, effective gap, velocity of down movement of the piston.

REFERENCES

1. S. G. Lyapin, A. A. Razgulov, A. P. Novikov, E. A. Ekimov, and M. V. Kondrin, NANOSYSTEMS: PHYSICS, CHEMISTRY, MATHEMATICS (Moscow) **9** (1), 67 (2018).
2. V. F. Degtyareva, Phys. Usp. **49** (4), 369 (2006).
3. V. N. Brudnyi, A. V. Kosobutsky, and S. Yu. Sarkisov, Semiconductors **44** (9), 1158 (2010).
4. A. P. Novikov, S. G. Lyapin, and S. M. Stishov, Instrum. Exp. Tech., № 1, 131 (2019)
5. E. V. Zolotykh (ed.), *Investigations in District of High Pressures* (Izdatel'stvo Standartov, Moscow, 1987) [in Russian].