

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ТИХОХОДНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТАХ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КАМЕРЫ СЖАТИЯ

Д. С. Титов, С. С. Бусаров, И. П. Аистов, К. А. Вансович

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В статье рассмотрены варианты применения различных типов уплотнений в поршневых насосных тихоходных длинноходовых агрегатах. Были определены расчётные значения деформаций цилиндрической части рабочей камеры и текущая величина действительных зазоров при различных цилиндропоршневых уплотнениях. На основании установленных ограничений по минимальному значению коэффициента подачи был проведён анализ рабочего процесса насосной поршневой ступени длинноходового агрегата и разработаны рекомендации по применению рассмотренных видов уплотнений.

Ключевые слова: тихоходная длинноходовая ступень, поршневой насосный агрегат, уравновешивание поршневых агрегатов, деформация цилиндра, зазор.

Введение

Деформации цилиндра поршневого насосного агрегата обусловлены как избыточным давлением рабочей среды в камере сжатия, так и его температурным состоянием. Применение различных типов цилиндропоршневых уплотнений будет по-разному влиять на рабочий процесс и интегральные характеристики ступени насосного агрегата в силу конструктивных особенностей [1–6]. На рис. 1 представлены типы уплотнений, рассматриваемых в данной статье: плунжерная пара, лабиринтное уплотнение, кольца и манжеты.

Теоретические и экспериментальные данные показывают, что лабиринтные уплотнения и плунжерная пара не позволяют в силу своих конструктивных особенностей компенсировать возникающие деформации цилиндрической части, применение же колец и манжет, напротив, позволяет либо частично, либо полностью компенсировать возникающие деформации [7–9]. Таким образом применение того или иного вида уплотнений приведёт к возникновению меняющегося зазора, состоящего из статического зазора и зазора, обусловленного деформацией цилиндра поршневой ступени [7]. Под статическим зазором будем понимать зазор, обусловленный шероховатостью уплотняемых поверхностей цилиндра и уплотнения. Такой зазор чаще всего определяют экспериментально путём продувок неподвижных уплотнений. В силу того, что зазор по периметру уплотнения имеет непостоянную величину, его часто заменяют понятием условного зазора, то есть равномерного зазора по всему периметру, образующему равную с натурным площадь, через которую утекает газ.

Применительно к рассматриваемому объекту — тихоходному длинноходовому поршнево-

му насосному агрегату величина неплотностей цилиндропоршневого уплотнения значительно влияет на производительность и, соответственно, на энергетические показатели агрегата [3, 10–13]. Особенностью рассматриваемого объекта является относительно большая длина цилиндрической части, что значительно увеличивает влияние деформаций на рабочий процесс — конструкция менее жёсткая по сравнению с быстроходными агрегатами.

Таким образом, большой практический интерес представляет определение эффективных областей применения того или иного вида уплотнений для тихоходных длинноходовых насосных агрегатов. Такие агрегаты в настоящее время разрабатываются в ОмГТУ на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология».

Объект исследования

Объектом исследования являются тихоходные насосные агрегаты со следующими параметрами: геометрические — диаметр цилиндра — 0,05 м; ход поршня — 0,5 м; толщина стенки — 3 мм; граничные условия — температура газа на всасывании — 293 К; давление всасывания — 0,1 МПа; давление нагнетания — 12 МПа; температура охлаждающей среды — 293 К; коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности рабочей камеры — 2000 Вт/м²·К; время цикла 2...4 с.

Методика проведения исследований

В работе рассматривается совместное влияние давления нагнетания насосного агрегата и температуры стенок цилиндра поршня на их радиальные перемещения и на величину действующих напряжений. Принято, что торцы ци-

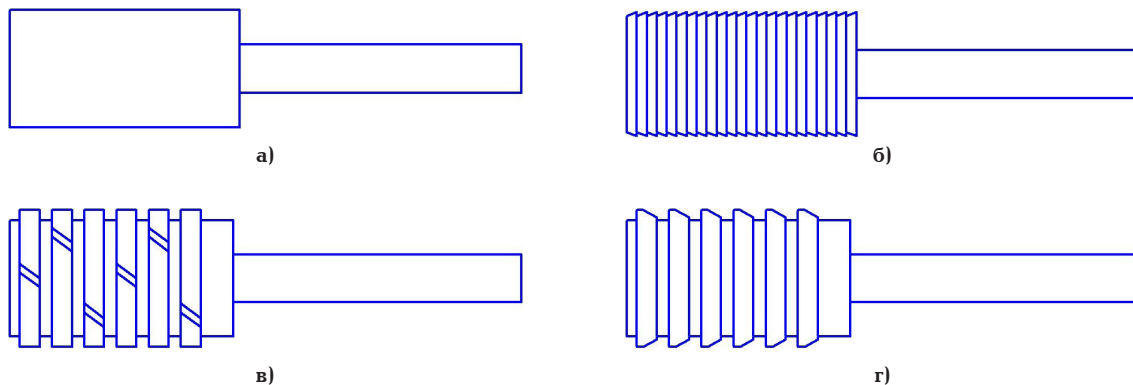


Рис. 1. Схемы существующих типов цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов:
 а) гладкий поршень для плунжерной пары; б) поршень с лабиринтным уплотнением;
 в) поршень с кольцами; г) поршень с манжетами

Fig. 1. Schemes of existing types of cylinder-piston seals for compressor units:
 a) smooth piston for plunger pair; b) piston with a labyrinth seal;
 c) piston with rings; d) piston with cuffs

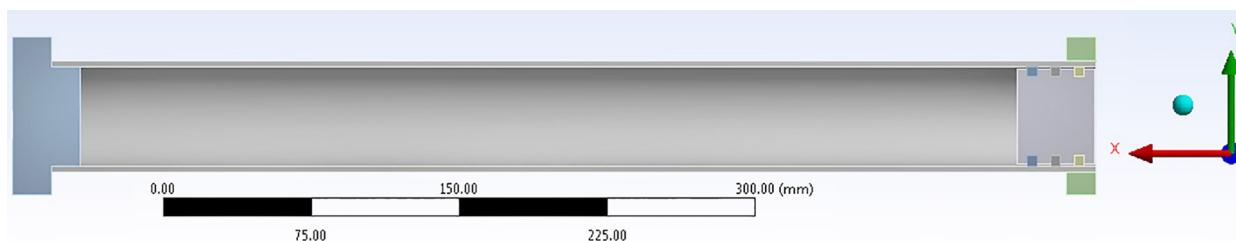


Рис. 2. Расчётная схема длинноходовой тихоходной ступени поршневого насосного агрегата

Fig. 2. The design scheme of the long-stroke low-speed stage of the piston pump unit

линдра поршневого агрегата защемлены по его торцам.

Исследование выполнено с использованием программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical (ПК ANSYS WM) [14–16].

Для создания конечно-элементной геометрической модели в программе ПК ANSYS WM использовался графический редактор DesignModeler. Расчетная модель упрощена по сравнению с реальной конструкцией ступени насоса (рис. 2).

Основными элементами деформируемой модели тихоходной ступени поршневого насоса являются: тонкостенная цилиндрическая оболочка, две опоры, поршень и уплотнительные кольца.

На рис. 3 в качестве иллюстрации приведена сетка конечных элементов в зоне нагнетания цилиндра агрегата. Для повышения точности моделирования градиента деформаций по толщине цилиндра сетка элементов выполнена трехслойной. Каждый из элементов цилиндра моделируется отдельным трехмерным телом (solid) с возможностью изменения его механических характеристик.

Соединения и взаимодействие между отдельными деталями моделировались путем назначения контактов между ними (Connections →

Contacts). В зоне нагнетания защемление цилиндра моделировалось сваркой с опорной пластиной путем задания неразрывного контакта на границе соединения тел — Bonded-Solid To Solid. Подвижный контакт между стенкой цилиндра и уплотнением поршня агрегата задан коэффициентом трения $f = 0,2$ между сталью и уплотнением — граничным условием Frictional (материал уплотнения — Флубон 20).

Для моделирования нагрузки на цилиндрическую оболочку агрегата насосной рабочей поверхностью цилиндра разбивалась на три части с разными величинами действующего давления.

Методика расчёта рабочих процессов поршневых насосов основана на известной системе уравнений с принятыми допущениями [10]:

1. Из-за небольшой протяженности гидродлиний пренебрегаем волновыми процессами в трубопроводах.
2. В процессе исследования постоянны и малы силы вязкого и сухого трения в гидрозементах.
3. Отсутствует кавитация.
4. Жидкость принимается несжимаемой.
5. Давление всасывания насоса ввиду его малости не учитывается.
6. Не учитываются перепады давлений в трубопроводах.

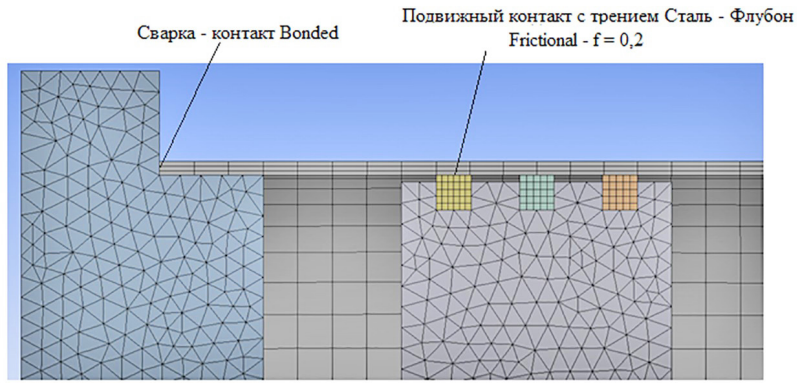


Рис. 3. Сетка конечных элементов
Fig. 3. Finite element grid

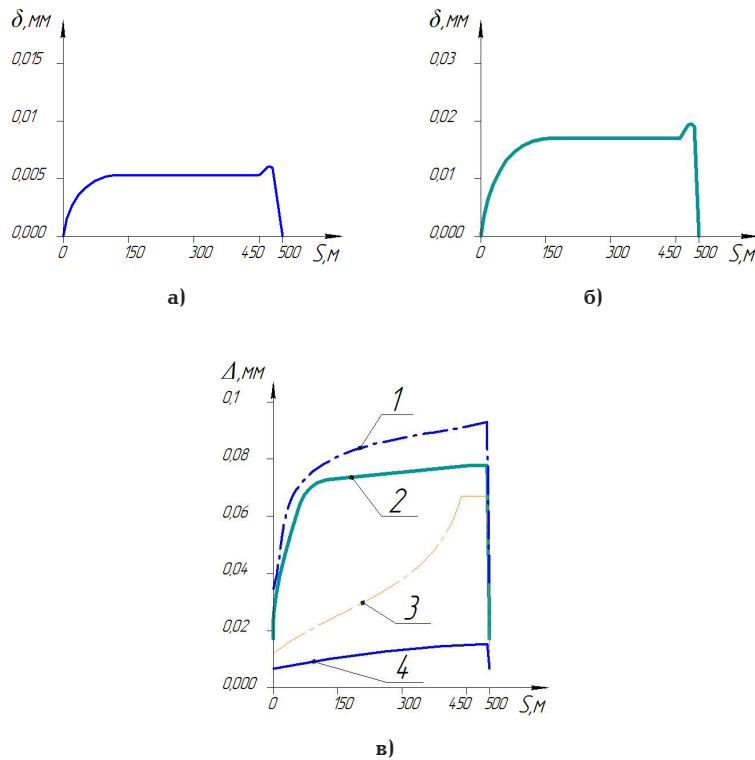


Рис. 4. График изменения радиальных деформаций цилиндрической части:
а) диаметр цилиндра 0,02 м; б) диаметр цилиндра 0,05 м;
в) изменение действительного зазора для диаметра цилиндра 0,05 м
для рассматриваемых типов уплотнений:
1 — плунжерная пара; 2 — лабиринтное уплотнение; 3 — кольца; 4 — манжеты
Fig. 4. Schedule of changes in radial deformation of the cylindrical part:
а) cylinder diameter of 0,02 m; б) a cylinder diameter of 0,05 m;
с) a change in the actual clearance for a cylinder diameter of 0,05 m
for the types of seals under consideration:
1 — a plunger pair; 2 — labyrinth seal; 3 — rings; 4 — cuffs

Уравнение для определения подачи насоса

$$Q_H = \omega_H \cdot q_H - Q_{yM.H} \quad (1)$$

где ω_H — угловая скорость вала насоса, 1/с; q_H — рабочий объём насоса, м³; $Q_{yM.H}$ — расход утечек в насосе, м³/с, определяемый на основании уравнения стечения жидкости через отверстия [10].

Будем определять величины утечек и, соответственно, коэффициент подачи:

$$Q_{yM.H} = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

где μ — коэффициент расхода, по рекомендациям [1] принимаем равным 0,6; ΔP — разница давлений, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³; f — площадь зазора в цилиндропоршневом уплотнении, м².

Площадь зазора f можно представить как произведение периметра уплотнения на некий ус-

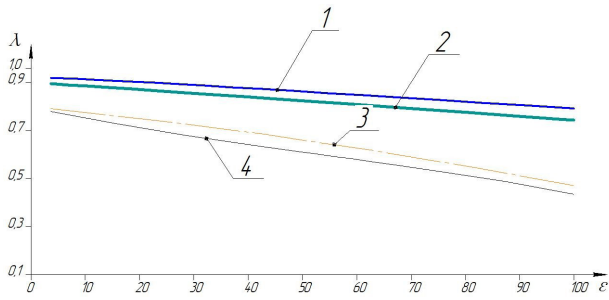


Рис. 5. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:
 $D_u=0,02$ м; $S=0,5$ м; $\tau=2$ с: 1 — манжеты; 2 — кольца; 3 — лабиринтное уплотнение; 4 — плунжерная пара
Fig. 5. Dependence of the supply coefficient on the degree of pressure increase:
 $D_u=0,02$ m; $S=0,5$ m; $\tau=2$ s: 1 — cuffs; 2 — rings; 3 — labyrinth seal; 4 — plunger pair

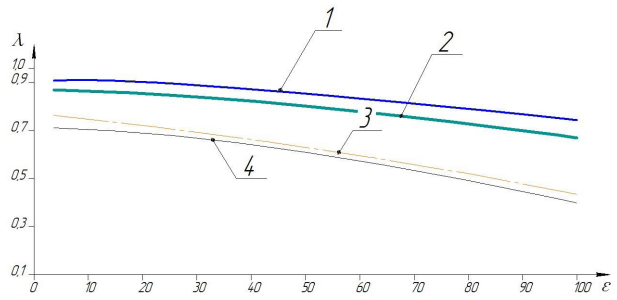


Рис. 6. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:
 $D_u=0,02$ м; $S=0,5$ м; $\tau=3$ с: 1 — манжеты; 2 — кольца; 3 — лабиринтное уплотнение; 4 — плунжерная пара
Fig. 6. Dependence of the supply coefficient on the degree of pressure increase:
 $D_u=0,02$ m; $S=0,5$ m; $\tau=3$ s: 1 — cuffs; 2 — rings; 3 — labyrinth seal; 4 — plunger pair

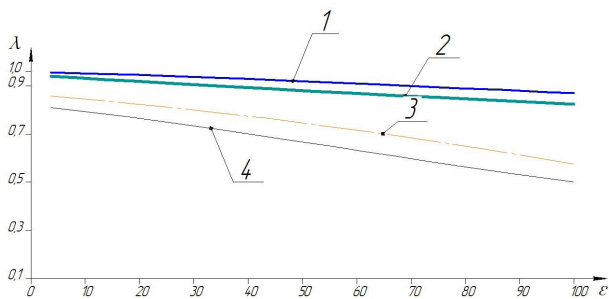


Рис. 7. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:
 $D_u=0,05$ м; $S=0,5$ м; $\tau=2$ с: 1 — манжеты; 2 — кольца; 3 — лабиринтное уплотнение; 4 — плунжерная пара
Fig. 7. Dependence of the supply coefficient on the degree of pressure increase:
 $D_u=0,05$ m; $S=0,5$ m; $\tau=2$ s: 1 — cuffs; 2 — rings; 3 — labyrinth seal; 4 — plunger pair

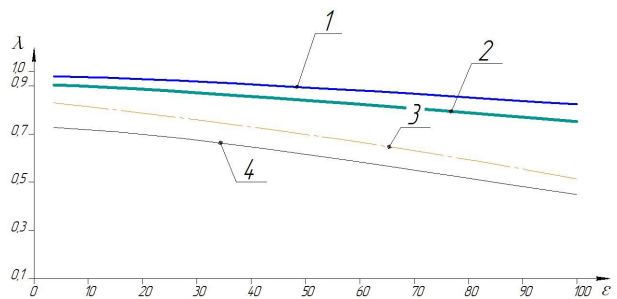


Рис. 8. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:
 $D_u=0,05$ м; $S=0,5$ м; $\tau=3$ с: 1 — манжеты; 2 — кольца; 3 — лабиринтное уплотнение; 4 — плунжерная пара
Fig. 8. Dependence of the supply coefficient on the degree of pressure increase:
 $D_u=0,05$ m; $S=0,5$ m; $\tau=3$ s: 1 — cuffs; 2 — rings; 3 — labyrinth seal; 4 — plunger pair

реднённый зазор, называемый условным или эквивалентным [10].

Уравнение движения поршня гидроцилиндра (возвратно-поступательное движение объекта):

$$m\ddot{X} = (p_{ж,А} \cdot S_A - p_{ж,В} \cdot S_B) - F_{ТР}, \quad (3)$$

m — масса поступательно движущихся частей агрегата (поршня гидроцилиндра, поршня поршневой ступени, общего штока), кг; $p_{ж,А}$ — давление жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, Па; $p_{ж,В}$ — давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра, Па; $F_{ТР}$ — сила трения, Н; \ddot{X} — ускорение, м/с².

Уравнение движения вала приводного электродвигателя

$$J_{эг} \frac{d\omega_{эг}}{dt} = \frac{2M_{кр} \cdot S \cdot S_{кр}}{(S^2 + S_{кр}^2)} - M_c, \quad (4)$$

где $J_{эг}$ — момент инерции, приведенный к валу электродвигателя, кг·м²; $\omega_{эг}$ — угловая скорость вала электродвигателя, 1/с; $M_{кр}$ — критический момент электродвигателя, Н·м; $S_{кр}$ — величина критического скольжения электродвигателя (паспортная величина); S — текущая величина скольжения; M_c — момент сопротивления на валу электродвигателя, Н·м.

На рис. 4 представлены диаграммы расчетных значений радиальных перемещений стенок цилиндра насосного агрегата по его длине [8].

Результаты, представленные на рис. 4, позволяют определить величины зазоров в исследуемых типах поршневых уплотнений. Так, на примере диаметра цилиндра 0,05 м (рис. 4в) представлены зависимости действительных зазоров. Видно, что для манжетного уплотнения общий зазор равен статическому, поскольку упругие свойства манжет позволяют полностью компенсировать возникающие деформации цилиндра. Для колец к статическому зазору добавляется зазор в замке, который растет по мере увеличения давления.

Для плунжерной пары и лабиринтного уплотнения действительный зазор равен сумме статического зазора и радиальной деформации цилиндра, поскольку конструкция данных типов уплотнений никак не компенсирует возникающие деформации.

На рис. 5–8 представлены результаты параметрического анализа рабочих процессов при полученных зазорах. Критериями для определения эффективных областей применения исследуемых видов уплотнений были определены основные параметры, характеризующие эффективность рабочего процесса: коэффициент подачи. Значения данных параметров определены из условий развития современных поршневых компрессорных агрегатов и условий безопасной работы: коэффициент подачи — не менее 0,7.

Выводы и заключение

Представленные результаты позволили определить диапазоны применения того или иного вида уплотнения для насосных агрегатов.

Для диаметра цилиндра 0,02 м при $S/D_{\text{ц}} = 25$ применение колец и манжетного уплотнения возможно до степени повышения давления 100 и более. При данных условиях лабиринтное уплотнение применять возможно до степени повышения давления 35, а плунжерную пару до степени повышения давления 20.

Для диаметра цилиндра 0,05 м при $S/D_{\text{ц}} = 10$ применение колец и манжетного уплотнения возможно до степени повышения давления 100 и более. При данных условиях лабиринтное уплотнение применять возможно до степени повышения давления 60, а плунжерную пару до степени повышения давления 30.

Полученные рекомендации по применению того или иного типа уплотнений носят условный характер, поскольку принятые ограничения по ключевым параметрам тихоходной поршневой ступени насоса, по мнению авторов данной работы, соответствуют безопасным условиям работы и современному уровню развития насосной техники. Поэтому наиболее перспективными уплотнениями при данных ограничениях являются кольца и манжеты.

Однако данные параметры могут быть изменены для каких-либо условий работы или требований технологического процесса, что приведёт к изменению диапазонов работы рассмотренных уплотнений.

1. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 4-е изд., стер. М.: Издат. дом Альянс, 2010. 423 с.
2. Green I., English C. Analysis of elastomeric o-ring seals in compression using the finite element method // Tribol Trans. 1992. Vol. 35. P. 83–88. DOI: 10.1080/10402009208982093.
3. Абдурашитов С. А. Насосы и компрессоры. М.: Недра, 1974. 296 с.
4. Болштянский А. П., Калашников Б. А., Блинов В. Н., Парамонов А. М. Влияние зазора в цилиндропоршневой паре на характеристики поршневого насос-компрессора // Омский научный вестник. 2012. № 1 (107). С. 68–70.
5. Щербаков В. С., Жданов А. В. Оптимизация конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2010. 176 с. ISBN 978-5-93204-548-0.
6. Vaishali R. N., Khamankar S. D. Stress analysis of piston using pressure load and thermal load // International Journal of Mechanical Engineering. 2015. Vol. 3 (8). P. 1–8.
7. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. М.: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
8. Aistov I. P., Vansovich K. A., Busarov S. S., Titov D. S. Analysis of load conditions of piston pump unit cylinder under temperature effects // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). P. 030006-1–030006-6. DOI: 10.1063/1.5122056.
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Aistov I. P., Titov D. S., Vansovich K. A. Influence of wall thickness and properties of structural materials on the discharge temperature and strength characteristics of slow-speed long-stroke stages // AIP Conference Proceedings. 2017. 1876 (1). 020040-1–020040-8. DOI: 10.1063/1.4998860.
10. Юша В. Л., Недовенчаный А. В., Бусаров С. С. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 8. С. 27–29.
11. Юша В. Л., Бусаров С. С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
12. Балакин П. Д., Бельков В. Н., Згонник И. П. Аналог крейцкопфного привода поршневых машин // Динамика систем, механизмов и машин. 2018. Т. 6, № 1. С. 7–10. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-7-10.
13. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sargin B. S., Gromov A. Yu. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4.
14. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, 2015. 686 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8.
15. Котлов А. А. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405.
16. Lokesh S., Suneer S. R., Taufeeque H. [et al.]. Finite element analysis of piston in ANSYS // International Journal of Modern Trends in Engineering and Research. 2015. Vol. 2. P. 619–626.

ТИТОВ Даниил Сергеевич, соискатель по кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология».

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

АИСТОВ Игорь Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 9150-8613

ORCID: 0000-0003-4069-0811

AuthorID (SCOPUS): 57191040902

ResearcherID: B-7033-2019

ВАНСОВИЧ Константин Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология».

AuthorID (РИНЦ): 685945

AuthorID (SCOPUS): 57191042438

AuthorID (SCOPUS): 57195571233

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

Для цитирования

Титов Д. С., Бусаров С. С., Аистов И. П., Вансович К. А. Анализ эффективности применения поршневых уплотнений в тихоходных насосных агрегатах на основе анализа деформированного состояния цилиндрической части камеры сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. Р. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-64-71.

Статья поступила в редакцию 19.03.2020 г.

© Д. С. Титов, С. С. Бусаров,

И. П. Аистов, К. А. Вансович

ANALYSIS OF PISTON SEALS EFFICIENCY IN SILENT PUMP UNITS USING ANALYSIS OF DEFORMED STATE OF COMPRESSION CHAMBER CYLINDRICAL PART

D. S. Titov, S. S. Busarov, I. P. Aistov, K. A. Vansovich

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The article discusses the application of various types of seals in piston pump with low-speed long-stroke units. The calculated values of the deformations of the cylindrical part of the working chamber and the current value of the actual clearances for various cylinder-piston seals are determined. Based on the established restrictions on the minimum value of the feed coefficient, an analysis is made of the working process of the pump piston stage of a long-stroke unit and recommendations are developed on the use of the considered types of seals.

Keywords: low-speed long-stroke stage, piston pump unit, piston unit balancing, cylinder deformation, clearance.

References

1. Bashta T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B. [et al.]. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. 4th ed. Moscow, 2010. 423 p. (In Russ.).
2. Green I., English C. Analysis of elastomeric o-ring seals in compression using the finite element method // *Tribol Trans.* 1992. Vol. 35. P. 83–88. DOI: 10.1080/10402009208982093. (In Engl.).
3. Abdurashitov S. A. *Nasosy i kompressory* [Pumps and compressors]. Moscow, 1974. 296 p. (In Russ.).
4. Bolshtyanskiy A. P., Kalashnikov B. A., Blinov V. N., Paramonov A. M., Vliyaniye zazora v tsilindroporshnevoy pare na kharakteristiki porshneвого nasos-kompressora [The influence of clearance between piston and cylinder on characteristics of pump-compressor piston] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin.* 2012. No. 1 (107). P. 68–70. (In Russ.).
5. Shcherbakov V. S., Zhdanov A. V. *Optimizatsiya konstruktivnykh parametrov gidravlicheskiykh rulevykh mekhanizmov stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Optimization of design parameters of hydraulic steering mechanisms of construction and road machines]. Omsk, 2010. 176 p. ISBN 978-5-93204-548-0. (In Russ.).
6. Vaishali R. N., Khamankar S. D. Stress analysis of piston using pressure load and thermal load // *International Journal of Mechanical Engineering.* 2015. Vol. 3 (8). P. 1–8. (In Engl.).
7. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston Compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and Calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
8. Aistov I. P., Vansovich K. A., Busarov S. S., Titov D. S. Analysis of load conditions of piston pump unit cylinder under temperature effects // *AIP Conference Proceedings.* 2019. Vol. 2141 (1). P. 030006-1–030006-6. DOI: 10.1063/1.5122056. (In Engl.).
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Aistov I. P., Titov D. S., Vansovich K. A. Influence of wall thickness and properties of structural materials on the discharge temperature and strength characteristics of slow-speed long-stroke stages // *AIP Conference Proceedings.* 2017. 1876 (1). 020040-1–020040-8. DOI: 10.1063/1.4998860. (In Engl.).
10. Yusha V. L., Nedovenchany A. V., Busarov S. S. *Eksperimental'naya otsenka effektivnosti rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri szhatii razlichnykh gazov* [An experimental evaluation of the efficiency of the working processes of low-speed long-stroke reciprocating compressor stages during compression of various gases] // *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Oil and Gas Engineering.* 2018. No. 8. P. 27–29. (In Russ.).
11. Yusha V. L., Busarov S. S. *Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney* [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high-pressuresbased on unified low-speed long-stroke stages] // *Nauchno-tehnicheskkiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology.* 2018. Vol. 24, Issue 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. (In Russ.).
12. Balakin P. D., Bel'kov V. N., Zgonnik I. P. *Analog kreyskopfnogo privoda porshnevnykh mashin* [Analogue crosshead drive of reciprocating machines] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines.* 2018. Vol. 6, no. 1. P. 7–10. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-7-10. (In Russ.).
13. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Sagin B. S., Gromov A. Yu. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // *Chemical and Petroleum Engineering.* 2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4. (In Engl.).
14. Madenci E., Guven I. *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS.* Springer, 2015. 686 p. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8. (In Engl.).
15. Kotlov A. A. *Matematicheskii analiz raboty dvukhstupenchatogo dozhimayushchego kompressora, prednaznachennogo dlya szhatiya metana* [Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane] // *Nauchno-tehnicheskkiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and*

Technology. 2018. Vol. 24, Issue 4. P. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405. (In Russ.).

16. Lokesh S., Suneer S. R., Taufeeque H. [et al.]. Finite element analysis of piston in ANSYS // *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research*. 2015. Vol. 2. P. 619–626. (In Engl.).

TITOV Daniil Sergeevich, Aspirant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

AuthorID (SCOPUS): 57195571233

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

AuthorID (RSCI): 610336

Author (SCOPUS) 51560987400

Address for correspondence: habr86@mail.ru

AISTOV Igor Petrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 9150-8613

ORCID: 0000-0003-4069-0811

AuthorID (SCOPUS): 57191040902

ResearcherID: B-7033-2019

VANSOVICH Konstantin Aleksanrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department.

AuthorID (RSCI): 685945

AuthorID (SCOPUS): 57191042438

Address for correspondence: bssi1980@mail.ru

For citations

Titov D. S., Busarov S. S., Aistov I. P., Vansovich K. A. Analysis of piston seals efficiency in silent pump units using analysis of deformed state of compression chamber cylindrical part // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-64-71.

Received March 19, 2020.

© D. S. Titov, S. S. Busarov,

I. P. Aistov, K. A. Vansovich