

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85

Анализ процесса обратного расширения в поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами

В.Е. Щерба, А.С. Тегжанов, Д.В. Орех

Омский государственный технический университет

Analysis of the Reverse Expansion Process in a Reciprocating Hybrid Power Machine with Two Suction Valves

V.E. Scherba, A.S. Tegzhanov, D.V. Orekh

Omsk State Technical University

Рассмотрены конструктивные схемы гибридных энергетических машин с движением охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве под действием разряжения на всасывании. Предложена новая конструкция одноступенчатой одноцилиндровой поршневой гибридной энергетической машины, имеющей два всасывающих клапана и обеспечивающей принудительное движение охлаждающей жидкости в прямом направлении под действием разряжения на всасывании, а в обратном — за счет перепада давления компримируемого газа. Проанализирован процесс обратного расширения, позволивший установить величину приведенного мертвого пространства, которое напрямую влияет на объемный коэффициент поршневого компрессора и коэффициент подачи в целом. С помощью параметрического анализа определено влияние основных конструктивных и режимных параметров на величину приведенного мертвого пространства и объемный коэффициент. Полученные результаты могут быть полезны при проектировании и исследовании поршневых гибридных энергетических машин с принудительным движением охлаждающей жидкости.

Ключевые слова: поршневой компрессор, поршневая гибридная энергетическая машина, рубашка охлаждения, разряжение на всасывании

The paper analyzes the existing design schemes of hybrid power machines with a coolant moving in the jacket space due to the vacuum at the suction and introduces a new design of a single-stage single-cylinder piston hybrid power machine with two suction valves, in which the forced movement of the coolant in the forward direction is provided due to the vacuum at the suction, and in the reverse direction due to the pressure drop of the compressed gas. The analysis of the reverse expansion process allowed us to determine the value of the reduced dead space, which directly affects the volumetric feed rate of the reciprocating compressor and the feed rate in general. The parametric analysis made it possible to determine the influence of the main design and operating parameters on the value of the reduced dead space and accordingly on the volumetric feed rate. The results obtained can be useful in the design and research of reciprocating hybrid power machines with the forced movement of the coolant.

Keywords: reciprocating compressor, reciprocating hybrid power machine, cooling jacket, vacuum at the suction

Уже более 10 лет наблюдается значительный интерес к исследованию и разработке поршневых гибридных энергетических машин (ПГЭМ), объединяющих функции насоса и компрессора в одном агрегате [1–5]. Этот интерес обусловлен в первую очередь значительным сокращением массогабаритных показателей такой машины по сравнению с отдельно взятыми насосом и компрессором [6, 7].

Кроме того, наличие насосной полости позволяет организовать интенсивное охлаждение компримируемого газа, что увеличивает коэффициент подачи и индикаторный коэффициент полезного действия компрессора [8, 9]. Присутствие же жидкости в щелевом уплотнении устраняет утечки и уменьшает работу сил трения в цилиндропоршневой группе [10].

Разработанные ПГЭМ можно условно разделить на четыре основные группы: крейцкопфные [11], бескрейцкопфные [12], использующие

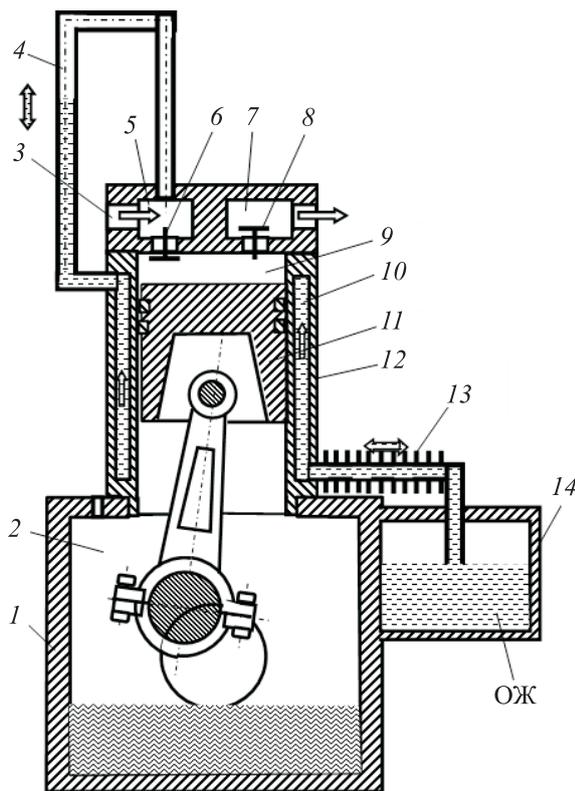


Рис. 1. Конструктивная схема экспериментального образца ПГЭМ с движением ОЖ под действием разряжения на всасывании:

1 и 2 — картер и его газовая полость; 3 — окно всасывания компрессора; 4 — индикаторная трубка; 5 и 7 — полости всасывания и нагнетания; 6 — всасывающий клапан компрессора; 8 — нагнетательный клапан компрессора; 9 — рабочая полость цилиндра; 10 — жидкостная рубашка; 11 — поршень; 12 — цилиндр; 13 — теплообменник; 14 — гидробак

для прокачки охлаждающей жидкости (ОЖ) через рубашку охлаждения скачки давления в линии нагнетания [13] и осуществляющие прокачку ОЖ за счет разряжения на всасывании [14].

В работе [14] проведено исследование ПГЭМ, в которой ОЖ поднималась вверх вследствие разряжения на всасывании (рис. 1), а опускалась под действием массовой силы.

В работах [15, 16] для увеличения расхода ОЖ и количества отводимой теплоты использовано разряжение в двух цилиндрах одноступенчатой ПГЭМ с углом развала коленчатого вала $\varphi = \pi$ (рис. 2).

В этой конструкции ОЖ движется в прямом и обратном направлениях под действием перепада давления, возникающего на всасывании в левом и правом цилиндрах. К недостаткам такой ПГЭМ следует отнести необходимость двух цилиндров, что ведет к увеличению сложности и громоздкости машины.

В новой конструкции одноступенчатой одноцилиндровой ПГЭМ движение ОЖ осуществляется под действием перепада давления как в прямом, так и в обратном направлении, что позволяет интенсифицировать отвод теплоты и повысить эффективность процесса сжатия газа. Принципиальная схема такой машины приведена на рис. 3.

В машине установлены один нагнетательный 6 и два всасывающих клапана 5, 16. Во всасывающем клапане 5 выполнена неплотность, условно показанная в виде канала 17.

Система охлаждения компрессора включает в себя рубашечное пространство 7, два обратных клапана 11 и 12, а также соединительные трубопроводы 9 и 10, связывающие резервуар с ОЖ 8 и систему охлаждения. На трубопроводе 10 установлен теплообменник 19, позволяющий рассеивать теплоту сжатия газа в окружающую среду.

ПГЭМ с двумя всасывающими клапанами работает следующим образом. При ходе поршня 18 вниз происходит падение давления в рабочей полости 1 и в нее начинает поступать газ из полостей 3, 15 и 13, в результате чего давление снижается. Основным всасывающим клапан 16 открывается и газ из атмосферы по каналу 20 проходит в полость 15, затем в полость 3 и далее через открытый клапан 5 — в полость 1. Вследствие разряжения, возникающего в полости 13, ОЖ из ресивера 8 по трубопроводу 9 через обратный клапан 11 поступает в рубашечное пространство.

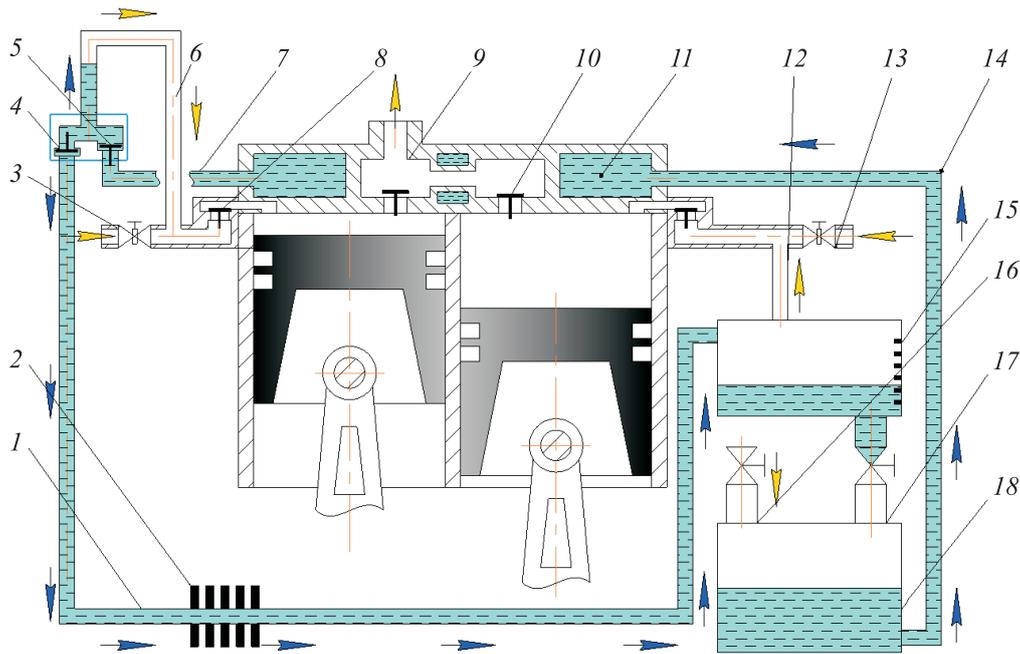
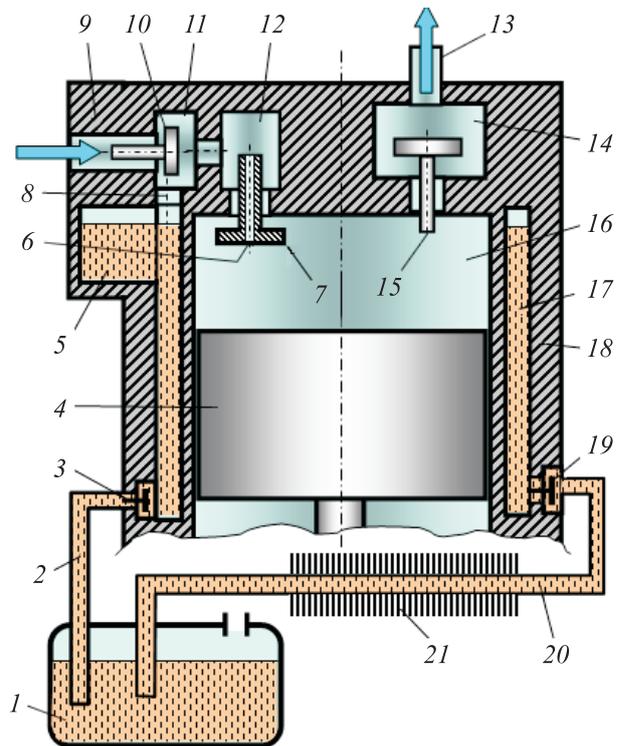


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального образца двухцилиндровой ПГЭМ с движением ОЖ под действием разрежения на всасывании:

- 1 — трубопровод для возврата ОЖ в основной бак; 2 — теплообменный аппарат для охлаждения жидкости;
- 3, 13 — дроссельные элементы на всасывании; 4, 5 — обратные клапаны в системе охлаждения;
- 6 — трубопровод, соединяющий линию всасывания первого цилиндра с жидкостной системой;
- 7 — трубопровод, связывающий рубашку охлаждения с клапанной коробкой, установленной в гидравлической системе;
- 8 — всасывающий клапан; 9 — нагнетательная полость; 10 — клапан нагнетания второго цилиндра; 11 — рубашка охлаждения; 12 — трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания второго цилиндра; 14 — трубопровод для подачи ОЖ из основного бака в рубашку охлаждения; 15 — мерный бак; 16 — вентиль, соединяющий основной бак с атмосферой; 17 — вентиль, связывающий основной и мерный баки; 18 — основной бак с ОЖ

Рис. 3. Принципиальная схема одноступенчатой одноцилиндровой ПГЭМ с двумя всасывающими клапанами:

- 1 — рабочая полость компрессорной секции; 2 — цилиндр машины; 3 и 4 — полости нагнетания и всасывания;
- 5 и 16 — первый и второй всасывающие клапаны; 6 — нагнетательный клапан; 7 — рубашечное пространство; 8 — резервуар с ОЖ; 9 — соединительный трубопровод рубашечного пространства с резервуаром ОЖ для ее подачи; 10 — соединительный трубопровод рубашечного пространства с резервуаром ОЖ для ее слива; 11, 12 — обратные клапаны; 13 — накопительная полость для ОЖ; 14 — соединительный канал;
- 15 — полость всасывания для второго всасывающего клапана; 17 — отверстие в первом всасывающем клапане; 18 — поршень; 19 — теплообменник для охлаждения жидкости; 20 и 21 — всасывающий и нагнетательный каналы



При ходе поршня 18 вверх происходит сжатие газа в полости 1, а затем его нагнетание через нагнетательный клапан 6 к потребителю. При повышении давления в полости 1 растет давление в полостях 3, 15, и всасывающие клапаны 5 и 16 закрываются. Сжатый газ из полости 1 по каналу 17 во всасывающем клапане 5 поступает в полости 3, 15 и 13, увеличивая в них давление.

Рост давления приводит к вынужденному движению ОЖ из рубашечного пространства 7 через обратный клапан 12 по трубопроводу 9 в ресивер 8. Таким образом, движение ОЖ в рубашечном пространстве вверх и вниз осуществляется под действием перепада давления, что увеличивает расход ОЖ и количество отводимой теплоты компримируемого газа.

На производительность компрессора оказывает значительное влияние процесс обратного расширения газа в мертвом объеме полости 1, включая мертвое пространство клапанов 5 и 6, а также расширение газа из полостей 3, 15, 13 и их соединительных каналов.

Цель работы — рассмотреть процесс обратного расширения, чтобы выработать рекомендации для предварительного конструкторского расчета машин такого класса.

Теоретическое исследование. Исследуем физическую картину процессов, возникающих в процессе обратного расширения, рассматривая рис. 3 и 4 параллельно. Пусть в момент нахождения поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) давление в полости 1 равно давлению нагнетания p_n , а мертвый объем в ней, включая мертвый объем клапанов 5 и 6, — V_{M1} .

В полостях 3, 15, 13 и их соединительных каналах 14 давление составляет p_1 , а объем, включая мертвый объем во всасывающем клапане 16, — V_{M2} .

При движении поршня от ВМТ к нижней мертвой точке (НМТ) происходит расширение газа в полости 1 и его падение. Снижению давления в полости 1 также способствует истечение газа через отверстие 17 в клапане 5 в полость 3 и, соответственно, в полости 15 и 13, т. е. будет наблюдаться более резкое падение давления в полости 1.

Вследствие натекания газа в полость 13 давление в ней увеличивается до p_{11} , что приводит к интенсификации движения ОЖ и увеличению мертвого объема до V_{M21} . При достижении в полости 1 давления p_{11} , всасывающий клапан 5 от-

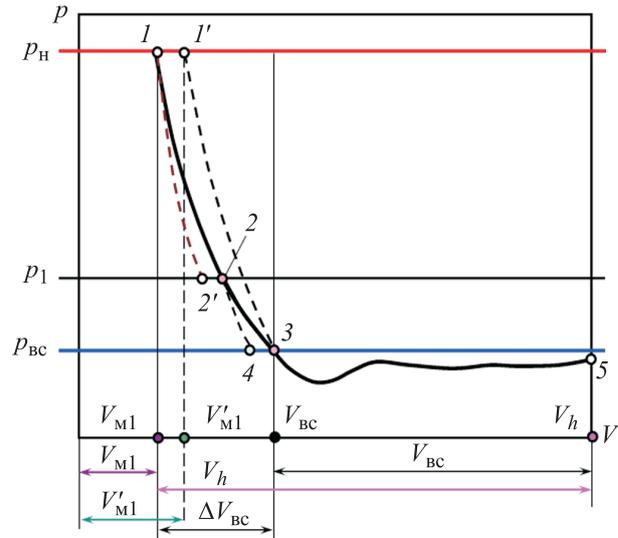


Рис. 4. Зависимость давления газа p в процессе обратного расширения от объема рабочей полости V :

1' — начало процесса обратного расширения в новой конструкции ПГЭМ; 2' — конец процесса обратного расширения при давлении p_1 ; 5 — начало процесса сжатия газа в машине; V'_{M1} — мертвый объем в компрессорной секции; ΔV_{bc} — потери объема всасываемого газа вследствие процесса обратного расширения ПГЭМ при наличии двух всасывающих клапанов

крывается, и газ из полостей 3, 15 и 13 начинает поступать в полость 1. Объем мертвого пространства становится равным $(V_{M1} + V_{M21})$, т. е. объемы полостей присоединяются к мертвому пространству в полости 1.

При достижении давления в суммарном мертвом объеме, равном давлению всасывания и ниже, всасывающий клапан 16 открывается, и газ из атмосферы начинает поступать в полость 1.

Примем два допущения, заключающиеся в пренебрежении:

- влиянием изменения массы газа в процессе обратного расширения за счет течения ОЖ через отверстие 17 в клапане 5;
- изменением объема газа и его давления в полостях 3, 13 и 15 вследствие изменения уровня ОЖ в полости 13 в процессе обратного расширения.

Определим объемный коэффициент, оценивающий потери подачи компрессора за счет расширения газа из мертвого пространства. Объемный коэффициент рассчитывается как

$$\lambda_o = \frac{V_{bc}}{V_h},$$

где V_{bc} — объем рабочей камеры от точки 3 до НМТ; V_h — рабочий объем компрессора,

$V_h = (\pi d^2/4)Sh$ (d — диаметр цилиндра; Sh — полный ход поршня).

С учетом принятых допущений и уравнения политропы объем газа в точке 2 определяется выражением

$$V_2 = V_{M1} \left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}},$$

где n_1 — показатель политропы процесса расширения на участке 1–2.

В точке 2 объем V_{M2} присоединяется к объему V_2 , вследствие чего процесс расширения газа увеличивается и заканчивается в точке 3. Если бы эти объемы не соединились, то процесс расширения газа закончился бы в точке 4.

Тогда объем рабочей камеры от точки 3 до НМТ вычисляется как

$$\begin{aligned} V_{BC} &= \left(\frac{p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_2}} (V_2 + V_{M2}) = \\ &= \left(\frac{p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_2}} \left[V_{M1} \left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + V_{M2} \right], \end{aligned}$$

где n_2 — показатель политропы процесса расширения на участке 2–3.

С учетом этого выражения объемный коэффициент принимает вид

$$\lambda_o = \left(\frac{p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_2}} \left[a_{M1} \left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + a_{M2} \right],$$

где a_{M1} — относительный объем мертвого пространства в полости 1, $a_{M1} = V_{M1}/V_h$; a_{M2} — относительный объем присоединенного мертвого пространства, $a_{M2} = V_{M2}/V_h$.

Зная объем V_{BC} , можно определить приведенный объем мертвого пространства при расширении газа от давления нагнетания p_H до давления p_{BC} с показателем политропы n_1 :

$$a_{M,пр} = \left(\frac{p_{BC}}{p_H} \right)^{\frac{1}{n_1}} \left(\frac{p_1}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_2}} \left[a_{M1} \left(\frac{p_H}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + a_{M2} \right].$$

Тогда объемный коэффициент определяется как

$$\lambda_o = 1 - a_{M,пр} \left[\left(\frac{p_H}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right].$$

Результаты численного эксперимента и их обсуждение. Проведем численный эксперимент по влиянию присоединенного мертвого пространства на процесс обратного расширения и производительность компрессора. В качестве независимых параметров выберем относительный объем присоединенного мертвого пространства a_{M2} и давление p_1 , а в качестве функций отклика — приведенный объем мертвого пространства $a_{M,пр}$ и объемный коэффициент λ_o .

Будем использовать классический план с дробными репликами. Примем следующие значения параметров, оказывающих непосредственное влияние на процесс обратного расширения: $p_{BC} = 0,1$ МПа; $p_H = 0,8$ МПа; $a_{M1} = 0,05$; $n_1 = n_2 = 1,3$.

Следует отметить, что эти значения параметров получили широкое распространение в поршневых компрессорах общего назначения. Относительный объем присоединенного мерт-

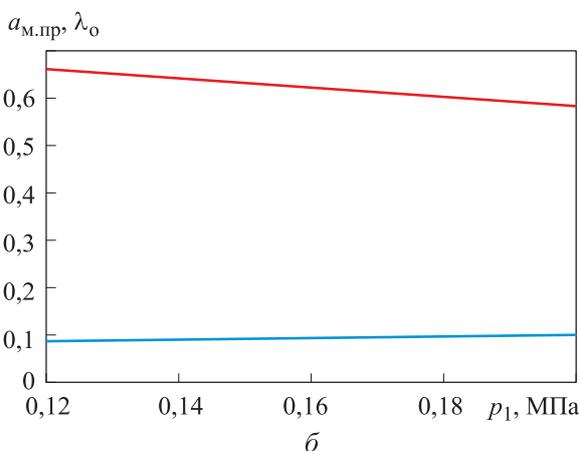
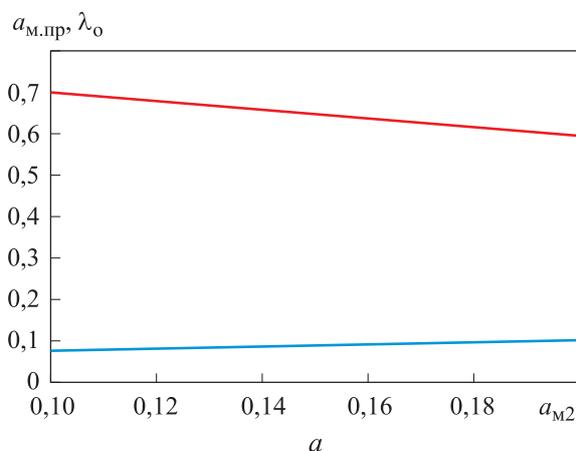


Рис. 5. Зависимости приведенного объема мертвого пространства $a_{M,пр}$ (—) и объемного коэффициента λ_o (—) от относительного объема присоединенного мертвого пространства a_{M2} (а) и давления в насосной полости p_1 (б)

вого пространства $a_{м2}$ будем изменять в диапазоне 0,1...0,2, а давление p_1 — в интервале 0,12...0,20 МПа.

Результаты численного эксперимента приведены на рис. 5, а и б. Их анализ позволяет сделать вывод, что при увеличении относительного объема присоединенного мертвого пространства $a_{м2}$ с 0,1 до 0,2 величина $a_{м.пр}$ растет с 0,762 до 0,102, а объемный коэффициент падает от 0,700 до 0,595. При этом зависимости $\lambda_o = f(a_{м2})$ и $a_{м.пр} = f(a_{м2})$ близки к линейным.

Повышение давления p_1 приводит к возрастанию приведенного объема мертвого пространства $a_{м.пр}$ и снижению объемного коэффициента λ_o . Причем параметры $a_{м2}$ и λ_o оказывают более существенное влияние на приведенный объем мертвого пространства $a_{м.пр}$, чем давление в насосной полости p_1 .

Таким образом, разработанная конструкция незначительно увеличивает приведенный объем мертвого пространства (с 5 до 10 %), что является приемлемым результатом и обеспечит

достаточно хороший объемный коэффициент и коэффициент подачи.

Выводы

1. Предложена новая конструкция одноступенчатой ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами, позволяющая организовать эффективное охлаждение компримируемого газа и, соответственно, повысить индикаторный изотермический КПД и коэффициент подачи компрессорной секции.

2. Разработана методика оценки увеличения мертвого пространства компрессорной секции в новой ПГЭМ с двумя всасывающими клапанами.

3. В результате численного эксперимента установлено, что приведенное мертвое пространство в новой ПГЭМ с двумя всасывающими клапанами увеличивается незначительно (с 5 до 10 %), что обеспечивает высокие значения объемного коэффициента и коэффициента подачи компрессорной секции.

Литература

- [1] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В. и др. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 368 с.
- [2] Щерба В.Е., Кондюрин А.Ю., Шалай В.В. и др. Расчет течения жидкости в щелевом уплотнении насос-компрессора, выполненном в виде гидродиода. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 30–34.
- [3] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кайгородов С.Ю. и др. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.
- [4] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Нестеренко Г.А. и др. О соотношении массовых потоков жидкости и давлений нагнетания между насосной и компрессорной полостями в поршневой гибридной энергетической машине. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 35–38.
- [5] Щерба В.Е., Лобов И.Э. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 19–24.
- [6] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S., et al. Generalized comparative analysis of cross-head-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107, doi: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [7] Shcherba V.E., Bolshtyanski A.P., Kaigorodov S.Yu., et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178. doi: <http://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>
- [8] Кужбанов А.К., Павлюченко Е.А., Нестеренко Г.А. и др. Экспериментальное исследование поршневого насос-компрессора с газовой полостью. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 5, с. 28–31.
- [9] Лобов И.Э., Щерба В.Е., Шалай В.В. и др. Анализ влияния эффективности охлаждения газа в процессе его сжатия в компрессоре объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 25–29.
- [10] Щерба В.Е., Лысенко Е.А., Нестеренко Г.А. и др. Разработка и исследование поршневого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида, для порш-

- невой гибридной энергетической машины объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 45–48.
- [11] Щерба В.Е., Шалай В.В., Костюков В.Н. и др. Математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с профилированным щелевым уплотнением. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 5, с. 31–35.
- [12] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu., et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, pp. 1–38, doi: <https://doi.org/10.3390/machines9020032>
- [13] Лобов И.Э., Щерба В.Е., Григорьев А.В. Анализ рабочих процессов, протекающих в поршневой гибридной энергетической машине, использующей колебания давления газа в линии нагнетания. *Омский научный вестник*, 2016, № 2, с. 40–44.
- [14] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А. и др. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 15–19.
- [15] Овсянников А.Ю., Носов Е.Ю., Аверьянов Г.С. и др. Анализ влияния интенсивности охлаждения двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разрежения при всасывании на рабочие процессы и индикаторный КПД. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 11, с. 62–72, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-11-62-72>
- [16] Щерба В.Е., Аверьянов Г.С., Корнеев С.А. и др. Анализ применения различных охлаждающих жидкостей в двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машине с движением жидкости под действием разрежения на всасывании по результатам экспериментальных исследований. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 12, с. 40–49, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-12-40-49>

References

- [1] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V., et al. *Nasos-kompressory. Rabochie protsessy i osnovy proektirovaniya* [Compressor-pumps. Working processes and design fundamentals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 368 p.
- [2] Shcherba V.E., Kondyurin A.Yu., Shalay V.V., et al. *Raschet techeniya zhidkosti v shchelevom uplotnenii nasos-kompressora, vypolnennom v vide gidrodioda. Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 30–34 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 267–273, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0185-6>)
- [3] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaygorodov S.Yu., et al. Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 12, pp. 15–19 (in Russ.).
- [4] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Nesterenko G.A., et al. The relationship between the mass flow rates of a liquid and the discharge pressures in the pumping cavity and in the compressor cavity of a hybrid energy-converting piston machine. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 35–38 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 274–279, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0186-5>)
- [5] Shcherba V.E., Lobov I.E. Development and calculation of a liquid cooling system for a piston compressor using pressure fluctuations during gas discharge. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 19–24 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 251–259, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0183-8>)
- [6] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S., et al. Generalized comparative analysis of crosshead-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107, doi: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [7] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaigorodov S.Yu., et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178. doi: <http://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>

- [8] Kuzhbanov A.K., Pavlyuchenko E.A., Nesterenko G.A., et al. An experimental investigation of a piston compressor pump with gas damper. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2015, no. 5, pp. 28–31 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 5-6, pp. 334–341, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0048-6>)
- [9] Lobov I.E., Shcherba V.E., Shalay V.V., et al. Analysis of the influence of efficiency of cooling of gas in the course of its compression in a volumetric action compressor. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 25–29 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 260–266, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0184-7>)
- [10] Shcherba V.E., Lysenko E.A., Nesterenko G.A., et al. Development and investigation of a piston seal in the form of a smooth stepped groove for a volumetric hybrid energy-converting piston machine. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 45–48 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 290–296, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0188-3>)
- [11] Shcherba V.E., Shalay V.V., Kostyukov V.N., et al. A mathematical model of the working processes of a hybrid power displacement piston machine with profiled groove seal. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2018, no. 5, pp. 31–35 (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 5-6, pp. 335–344, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0484-1>)
- [12] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu., et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, pp. 1–38. URL: <https://doi.org/10.3390/machines9020032>
- [13] Lobov I.E., Shcherba V.E., Grigor'yev A.V. The analysis of the working processes in piston hybrid power machine using fluctuations of pressure of gas in pressure line. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2016, no. 2, pp. 40–44 (in Russ.).
- [14] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Pavlyuchenko E.A., et al. Analysis of the motion dynamics of liquid in a hybrid energy-converting piston machine with gas plenum in the intake. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 15–19. (in Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3-4, pp. 244–250, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0182-9>)
- [15] Ovsyannikov A.Yu., Nosov E.Yu., Aver'yanov G.S., et al. An analysis of the cooling intensity effect of a two-cylinder single-stage piston hybrid power machine with fluid flow due to vacuum at suction on the working processes and indicative efficiency. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 11, pp. 62–72, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-11-62-72> (in Russ.).
- [16] Shcherba V.E., Aver'yanov G.S., Korneev S.A., et al. An analysis of various cooling liquids in a two-cylinder single-stage piston hybrid power machine with fluid flow due to vacuum at suction based on experimental results. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 12, pp. 40–49, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-12-40-49> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 07.04.2021

Информация об авторах

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник Высшей школы РФ, зав. кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

ТЕГЖАНОВ Аблай-Хан Савитович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ablai1991@mail.ru).

ОРЕХ Даниил Викторович — магистрант кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: daniil_oreh@mail.ru).

Information about the authors

SCHERBA Viktor Evgenyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of the Higher School of Russia, Head of the Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

TEGZHANOV Ablay-Khan Savitovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ablai1991@mail.ru).

OREKH Daniil Viktorovich — Master's Degree student, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: daniil_oreh@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Орех Д.В. Анализ процесса обратного расширения в поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 9, с. 77–85, doi: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85

Please cite this article in English as:

Scherba V.E., Tegzhanov A.S., Orekh D.V. Analysis of the Reverse Expansion Process in a Reciprocating Hybrid Power Machine with Two Suction Valves. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 9, pp. 77–85, doi: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие «Основы физической термодинамики. Модуль 2»

Авторы: Д.К. Веретимус, Н.К. Веретимус

Пособие предназначено для самостоятельного изучения студентами модуля 2 курса «Физика». Изложены основные понятия, применяемые в термодинамике. Приведено уравнение состояния термодинамических систем. Рассмотрен статистический подход к равновесным состояниям.

Для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, изучающих дисциплину «Физика».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>