

УДК 621.512

Анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия с двумя всасывающими клапанами

В.Е. Щерба, Г.И. Екимов

Омский государственный технический университет

Analysis of the thermodynamic efficiency of using compressed gas to organize fluid movement in a positive displacement piston hybrid energy machine with two suction valves

V.E. Scherba, G.I. Ekimov

Omsk State Technical University

Проведено исследование энергии, затрачиваемой на сжатие газа, в поршневой машине объемного действия с двумя всасывающими клапанами. Разработана методика расчета затрат энергии на сжатие газа. Проведен численный эксперимент по определению диаметра подводящего газового канала и его расположения в рабочей камере этой машины. По результатам численного эксперимента установлено, что увеличение диаметра соединительного канала приводит к уменьшению затрат энергии на сжатие газа, используемого для организации интенсификации движения охлаждающей жидкости при ее движении вниз, вследствие чего повышается эффективность предлагаемой конструкции, где сжатый газ низкого давления подается сразу в большом количестве в процессе сжатия. Показано, что диаметр подводящего газового канала должен составлять $(6...10) \cdot 10^{-4}$ м, а начало канала должно находиться на расстоянии $(60...70)$ % полного хода поршня от верхней мертвой точки. Результаты исследования будут использованы при проектировании новой высокоэффективной поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами.

EDN: DJKATP, <https://elibrary/djkatp>

Ключевые слова: поршневая гибридная энергетическая машина, интенсификация процесса охлаждения, охлаждающая жидкость, поршень, цилиндр, затраты энергии на сжатие газа

This paper studies the energy consumption for gas compression in a positive displacement piston machine with two suction valves. A methodology for calculating energy costs was developed and a numerical experiment was carried out to determine the diameter of the supply channel and its location in the working chamber of the machine. As a result of a numerical experiment, it was established: an increase in the diameter of the connecting channel leads to a decrease in the energy spent on gas compression, which is used to organize the intensification of the movement of the coolant when it is lowered, which leads to an increase

in the operating efficiency of the proposed design, in which low-pressure compressed gas is supplied immediately in large quantities quantity during the compression process; the diameter of the gas supply channel must be in the range from $(6-10) \cdot 10^{-4}$ m, and the channel must begin at a distance of (60–70)% of the full piston stroke from top dead center. The conducted research will be used in the design of a new piston high-efficiency hybrid energy machine with two suction valves.

EDN: DJKATP, <https://elibrary/djkatp>

Keywords: piston hybrid power machine, intensification of the cooling process, coolant, piston, cylinder, energy consumption for gas compression

Анализ повышения эффективности поршневого компрессора показал, что интенсификация процесса охлаждения является основным фактором увеличения их производительности и экономичности. Кардинальным решением улучшения охлаждения поршневого компрессора стало объединение компрессора и насоса в единый агрегат, получивший название поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД). Помимо улучшения охлаждения к основным достоинствам такого объединения [1] относятся значительное уменьшение массогабаритных показателей, снижение утечек и мертвого пространства [2].

На протяжении последних двадцати лет ведутся разработки новых конструктивных схем ПГЭМОД, позволяющих устранить присущие им недостатки: малое число оборотов коленчатого вала, наличие в компримируемом газе охлаждающей жидкости (ОЖ) и др. В настоящее время разработаны ПГЭМОД, где поршень выполняет функцию поршня компрессора и насоса, в частности технические решения, предложенные в патентах [3–5]. Результаты исследования по повышению экономичности и эффективности таких конструкций приведены в публикациях [6–8].

В патенте [5] предложена одноцилиндровая поршневая гибридная энергетическая машина, где интенсификация движения ОЖ осуществляется за счет использования поверхностных сил при всасывании, сжатии и нагнетании. В работе [9] рассмотрены недостатки этой машины, заключающиеся в избыточных затратах энергии на сжатие газа, используемого для создания избыточного давления над ОЖ, а также в несовпадении колебательных процессов движения ОЖ в системе охлаждения с колебательными процессами давления над ней.

Цель статьи — разработка новой конструкции ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами, позволяющей устранить указанные недостатки.

Принципиальная схема ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами приведена на рис. 1. Здесь не показаны обратные клапаны, ответственные за организацию циркуляционного движения ОЖ, соединительные трубопроводы и источник ОЖ, так как движение ОЖ не рассматривалось.

Поршень 10 размещен в цилиндре 9, где имеется канал рубашки охлаждения 1. Полость всасывания (ПВ) 5 связана с атмосферой через всасывающий клапан 4, а рабочая полость (РП) 8 — через всасывающий клапан 3. Нагнетание газа из РП осуществляется через соответствующий клапан 7 в полость нагнетания 6, откуда сжатый газ подается к потребителю. В стенках цилиндра выполнен газовый канал (ГК) 2, соединяющий РП с ПВ, диаметром d_0 .

При ходе поршня вниз происходит разрежение в РП, что приводит к открытию всасывающего клапана 3, а затем и всасывающего клапана 4. Пока поршень перекрывает отверстие ГК, подача газа из ПВ в РП отсутствует. При прохождении поршнем отверстия ГК (когда ход поршня будет больше S_1) газ начнет поступать в РП также по ГК.

В процессе всасывания газа в ПВ возникает давление ниже атмосферного, что заставляет ОЖ от источника, находящего под атмосферным давлением, подниматься по каналам в рубашечном пространстве вверх, интенсивно охлаждая стенки цилиндра и поверхности крышки клапанной плиты, если там присутствует рубашка. При движении поршня вверх давление в РП повышается, всасывающий клапан 3 закрывается, и сжатый газ через ГК поступает в ПВ, увеличивая там давление, что приводит к закрытию всасывающего клапана 4 и возрастанию давления над ОЖ в канале рубашки охлаждения. Жидкость прекращает подниматься вверх и начинает опускаться вниз. После того, как поршень перекроет отверстие ГК, подача сжатого газа в ПВ прекратится.

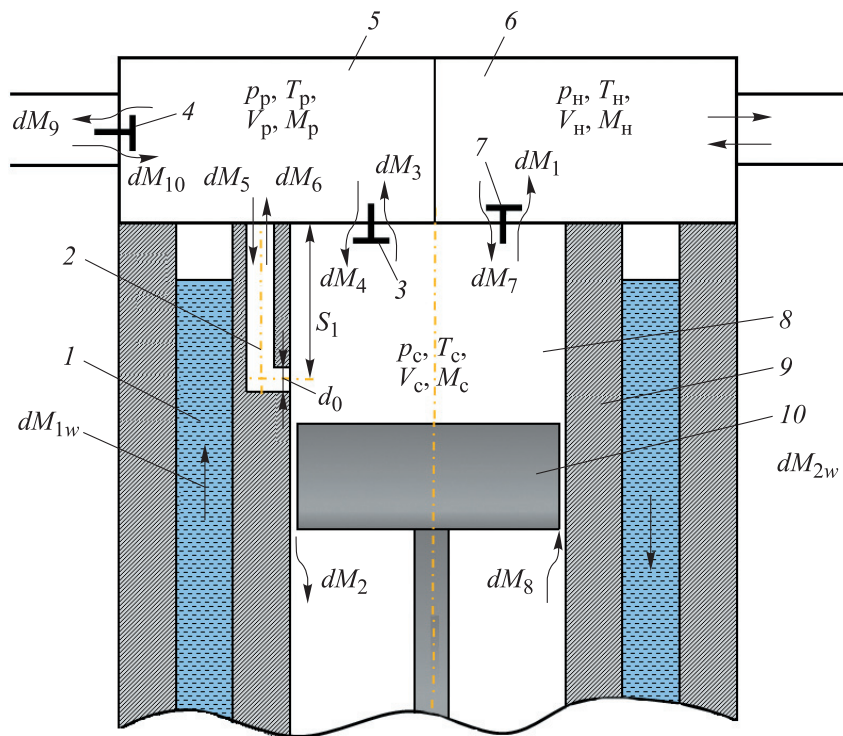


Рис. 1. Принципиальная схема ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами

Преимущество предлагаемой ПГЭМОД перед предшествующей конструкцией [5] заключается в использовании сжатого газа низкого давления для повышения давления в ПВ. Это позволяет уменьшить затраты энергии на сжатие газа, а также приблизить частоту колебаний давления ПВ к частоте колебаний ОЖ в рубашечном пространстве, что интенсифицирует движение ОЖ.

Теория. Определим затраты энергии на сжатие газа, подаваемого из РП в ПВ для создания в ней избыточного давления, сравним их с таковыми для предшествующей конструкции [5], а также определим рациональные значения диаметра ГК d_0 и расположение ГК S_1 по ходу поршня.

Затраты энергии на сжатие газа, подаваемого из РП в ПВ, определяются выражением [10, 11]

$$E_{\Gamma} = \int_0^{M_{\kappa}} i_{0i} dM_i,$$

где M_{κ} — масса газа, поступающего из РП в ПВ для повышения в ней давления на величину $\Delta p_{\text{ПВн}} = p_{\text{ПВн}} - p_{\text{вс}}$ (от давление всасывания $p_{\text{вс}}$ до давления в ПВ $p_{\text{ПВн}}$, обеспечивающего интенсивное движение ОЖ); i_{0i} — удельная эн-

тальпия сжимаемого газа в i -й момент времени в РП; dM_i — элементарная масса газа, поступающего в i -й момент времени из РП в ПВ.

Для обеспечения равенства расходов ОЖ при ее подъеме и опускании, пренебрегая разностью высот ОЖ Δz [10], необходимо обеспечить равенство $\Delta p_{\text{ПВвс}} = \Delta p_{\text{ПВн}}$, где $\Delta p_{\text{ПВвс}}$ — потери давления в процессе всасывания в ПВ.

Принимая, что сжимаемый газ подчиняется законам идеального газа, получаем

$$i_{0i} = c_p T_{ci},$$

где c_p — удельная изобарная теплоемкость сжимаемого газа; T_{ci} — температура сжимаемого газа в РП в i -й момент времени.

Существует несколько подходов к определению элементарной массы газа dM_i . Первый заключается в расчете нестационарного одномерного течения газа в трубопроводе постоянного сечения. Система уравнений, описывающая такое течение, приведена в работе [12]. При постановке граничных условий необходимо использовать значения давлений в РП p_c и ПВ p_p . Такой подход позволяет достаточно точно определять dM_i , однако сложен в реализации.

Более простой подход основан на расчете квазистационарного течения газа в трубопро-

воде постоянного сечения [13]. Для изотермического течения газа уравнение сохранения энергии в форме уравнения Бернулли для двух сечений имеет вид

$$z_1 + RT \ln p_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + RT \ln p_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \left(\lambda \frac{l_0}{d_0} + \sum \zeta_i \right) \frac{v_2^2}{2g},$$

где z_1 и z_2 — высоты ОЖ в первом и втором сечениях; R — газовая постоянная; T — температура газа; p_1 , p_2 и v_1 , v_2 — давления и скорости течения газа в первом и втором сечениях соответственно; α_1 , α_2 — коэффициенты Кориолиса в первом и втором сечениях; g — ускорение свободного падения; λ — коэффициент потерь на трение по длине; l_0 — длина ГК; $\sum \zeta_i$ — сумма местных коэффициентов.

Пренебрегая величиной $(z_1 - z_2)$ вследствие ее малости и учитывая, что $v_1 = 0$, $T = T_{ci}$, $p_1 = p_{ci}$ и $p_2 = p_{pi}$, получаем выражение для скорости течения газа в ГК в i -й момент времени

$$v_i = \sqrt{\frac{2gRT_{ci} \ln(p_{ci}/p_{pi})}{1 + \lambda \frac{l_0}{d_0} + \sum \zeta_i}}.$$

Для решения этого уравнения следует использовать метод последовательных приближений, так как коэффициент потерь на трение по длине λ в общем случае является функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости поверхности [13].

Тогда элементарная масса газа

$$dM_i = v_i \rho_{ci} F_0 d\tau,$$

где ρ_{ci} — плотность газа в РП, $\rho_{ci} = p_{ci}/RT_{ci}$; F_0 — площадь поперечного сечения ГК, $F_0 = \pi d_0^2/4$; τ — время.

Если длина ГК незначительная (что справедливо, так как ход поршня для малых компрессоров не превышает 0,1 м), его можно заменить отверстием и рассчитать расход газа через отверстие по уравнению Сен-Венана — Ванцеля следующим образом:

• при $p_{ci}/p_{pi} > 0,528$

$$dM_i = \mu F_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1}} p_{ci} \rho_{ci} \left(\frac{p_{ci}}{p_{pi}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_{ci}}{p_{pi}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] d\tau;$$

• при $p_{ci}/p_{pi} < 0,528$

$$dM_i = \mu F_0 \sqrt{\frac{2k}{k+1}} p_{ci} \rho_{ci} d\tau,$$

где μ — коэффициент расхода; k — показатель адиабаты сжимаемого газа.

В этом случае сопротивление ГК $(\lambda l_0/d_0 + \sum \zeta_i)$ переносится на величину коэффициента расхода μ .

Чтобы определить параметры p_{ci} , T_{ci} и p_{pi} , необходимо выполнить математическое моделирование рабочих процессов, происходящих в РП и ПВ.

В настоящее время для моделирования рабочих процессов в полостях поршневых компрессоров применяют три подхода: политропное приближение и математические модели с сосредоточенными и распределенными параметрами. Так как применение математической модели с распределенными параметрами является сложным и трудоемким, она не получила широкого практического применения.

В основу математической модели с сосредоточенными параметрами положены уравнения сохранения энергии в форме первого закона термодинамики тела переменной массы, уравнения сохранения массы, уравнение изменения объема рабочей камеры, уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана и уравнение состояния. Математическая модель с сосредоточенными параметрами описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений, решение которых проводится одним из численных методов, что значительно проще решения в частных производных, применяемых в математической модели с распределенными параметрами. Это и обусловило их широкое распространение.

Ввиду рассмотрения только процессов сжатия газа в РП и ПВ целесообразно использовать политропное приближение, которое получило наибольшее практическое применение.

Для расчета принимаем следующие допущения: в начале процесса сжатия давление в РП и ПВ равно номинальному давлению всасывания, а температура — температуре всасывания; объем ПВ остается постоянным, так как его изменение вследствие изменения уровня жидкости пренебрежимо мало.

Исходя из уравнения политропы $p v^{nc} = \text{const}$, изменение объема в РП при деформационном и массообменном взаимодействии определяем как

$$p_{ci} = p_{c1} \left(\frac{V_{c1} M_{ci}}{V_{ci} M_{c1}} \right)^{n_c},$$

где $p = p_{ci}$; v — удельный объем, $v = V/M$; n_c — показатель политропы сжатия газа в РП; p_{c1} — давление газа в РП в начале процесса сжатия; V_{c1} и M_{c1} — объем РП и масса газа в начале процесса сжатия; V_{ci} и M_{ci} — текущие объем РП и масса газа в РП.

Текущий объем РП [10]

$$V_{ci} = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где V_m и V_h — мертвый и рабочий объемы РП; φ — текущий угол поворота коленчатого вала; λ_r — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна.

Текущая масса газа в РП

$$M_{ci} = M_{c1} - \int_{\pi}^{\varphi_i} dM_i.$$

Текущая температура газа в РП

$$T_{ci} = \frac{p_{ci} V_{ci}}{R M_{ci}}.$$

Текущее давление газа в ПВ

$$p_{pi} = p_{p1} \left(\frac{M_{pi}}{M_{p1}} \right)^{n_p},$$

где p_{p1} и M_{p1} — давление и масса газа в ПВ в начале процесса сжатия; M_{pi} — текущая масса газа в ПВ,

$$M_{pi} = M_{p1} + \int_{\pi}^{\varphi_i} dM_i;$$

n_p — показатель политропы сжатия газа в ПВ.

Текущая температура газа в ПВ

$$T_{pi} = \frac{p_{pi} V_{ПВ}}{R M_{pi}},$$

где $V_{ПВ}$ — объем ПВ.

Результаты и обсуждение. Проведем численный эксперимент по определению затрат энергии на сжатие газа, подаваемого из РП в ПВ для повышения в ней давления на заданную величину $\Delta p_{ПВн}$. Изменяя диаметр ГК d_0 , изменяем угол поворота коленчатого вала и, соответственно, величину S_1 — расстояние, на котором необходимо размещать начало ГК.

По мере уменьшения диаметра ГК d_0 и увеличения давления $\Delta p_{ПВн}$ расстояние S_1 становится меньше, а следовательно, и затраты энер-

гии на сжатие газа E_r . При достижении в РП давления газа, равного давлению нагнетания p_n , принимаем, что на всем протяжении движения поршня до верхней мертвой точки (ВМТ) давление $p_{ci} = p_n$ (рис. 2).

Следует отметить, что при малом диаметре ГК подача газа из РП в ПВ может осуществляться в течение всего процесса сжатия и почти всего процесса нагнетания, что фактически соответствует старой схеме подачи газа в ПВ. Кроме того, возможен вариант, когда массы газа, подаваемого в ПВ, будет недостаточно для подъема в ней давления до требуемого значения.

Проведем расчет изменения параметров S_1 и E_r при изменении диаметра ГК d_0 для ПГЭМОД, имеющей следующие основные геометрические и эксплуатационные характеристики: ход поршня — 0,038 м; диаметр поршня — 0,047 м; относительное мертвое пространство — 0,05; объем ПВ — $1,047 \cdot 10^{-6}$ м; температура всасывания — 293 К; давление нагнетания — 0,5 МПа; давление всасывания — 0,1 МПа; повышение давления нагнетания в ПВ — 0,05 МПа; показатели политропы сжатия газа в РП и ПВ — 1,3; коэффициент расхода — 0,7.

Расчет массовых потоков сжатого газа через ГК проведен на основе уравнения Сен-Венана — Ванцеля для отверстия в тонкой стенке диаметром d_0 .

Зависимости затрат энергии на сжатие газа E_r от диаметра ГК d_0 при показателе политропы $n_c = 1,38; 1,30$ и $1,20$ приведены на рис. 3.

С увеличением диаметра d_0 происходит уменьшение затрат энергии E_r на сжатие газа в РП. Зависимость $E_r = f(d_0)$ — гиперболическая.

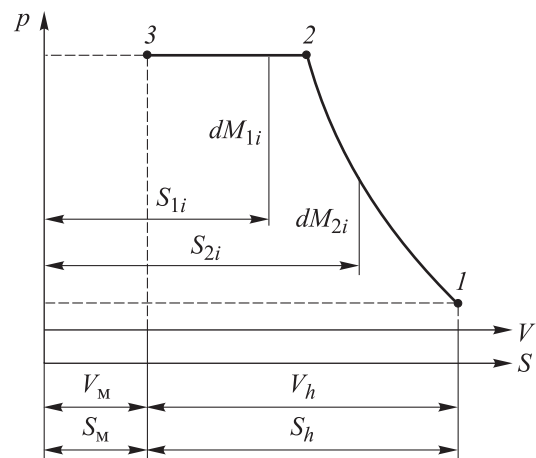


Рис. 2. Схематизированная индикаторная диаграмма для определения затрат энергии на сжатие газа в ПГЭМОД с двумя всасывающими клапанами и ГК, соединяющим РП с ПВ

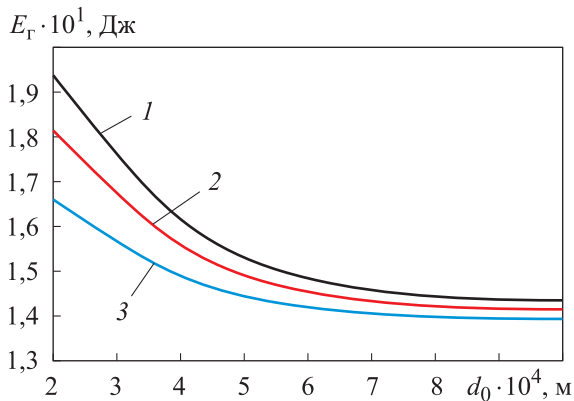


Рис. 3. Зависимости затрат энергии на сжатие газа E_T от диаметра ГК d_0 при показателе политропы $n_c = 1,38$ (1), 1,30 (2) и 1,20 (3)

Наибольшее изменение затрат энергии E_T от $1,815 \cdot 10^{-1}$ до $1,457 \cdot 10^{-1}$ Дж наблюдается при диаметре $d_0 = (2 \dots 6) \cdot 10^{-4}$ м. При диаметре ГК $d_0 = 10 \cdot 10^{-4}$ м затраты энергии на сжатие газа снижаются до $1,415 \cdot 10^{-1}$ Дж.

При диаметре ГК $d_0 \leq 2 \cdot 10^{-4}$ м подача газа из РП в ПВ происходит на протяжении всего процесса сжатия и почти всего процесса нагнетания. Следовательно, приведенные на рис. 4 результаты подтверждают сделанный ранее вывод. Так, при $d_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ м величина $S_1 = 2,253 \cdot 10^{-3}$ м (при $n_c = 1,30$), что составляет 6 %, а относительное мертвое пространство S_m — 5 %, т. е. отверстие ГК необходимо размещать практически в конце хода поршня.

С увеличением диаметра ГК d_0 происходит возрастание величины S_1 , т. е. начало отверстия ГК необходимо смещать к нижней мертвой точке (НМТ). Зависимость $S_1 = f(d_0)$ — параболическая, причем максимальное изменение величины S_1 наблюдается в диапазоне диаметра $2 \cdot 10^{-4} \text{ м} \leq d_0 \leq 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$. При $d_0 = 6 \cdot 10^{-4}$ м величина $S_1/S_m + S_h$ составляет 57,4 %, т. е. на первой половине хода поршня от НМТ до ВМТ. С увеличением d_0 до $10 \cdot 10^{-4}$ м величина S_1 возрастает до $27,74 \cdot 10^{-3}$ м, что составляет 69,52 % величины $S_h + S_m$.

С увеличением показателя политропы n_c (ухудшением охлаждения сжимаемого газа) затраты энергии на сжатие газа E_T растут, а с уменьшением n_c — падают. Зависимость затрат энергии на сжатие газа от диаметра ГК является малозначимой и при $d_0 = 6 \cdot 10^{-4}$ м с изменением n_c от 1,30 до 1,20 уменьшаются с $1,457 \cdot 10^{-1}$ до $1,42 \cdot 10^{-1}$ Дж. С увеличением n_c расстояние S_1 растет, так как давление в РП становится выше. Изменение S_1 при увеличении показателя по-

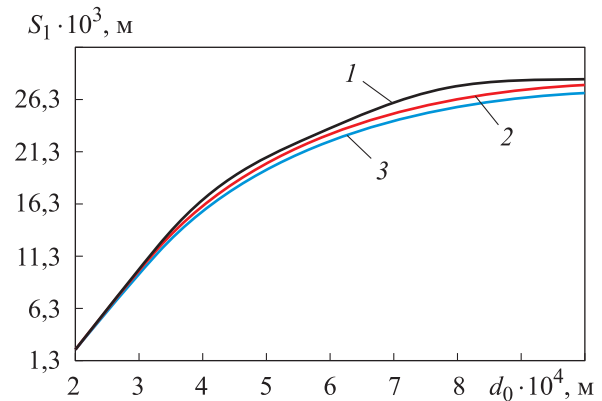


Рис. 4. Зависимости величины расположения ГК по ходу поршня S_1 от диаметра канала d_0 при показателе политропы $n_c = 1,38$ (1), 1,30 (2) и 1,20 (3)

литропы n_p также незначительное. При повышении значения n_p перепад давления в ПВ $\Delta p_{ПВ}$ достигается быстрее, что приводит к снижению затрат энергии E_T и повышению величины S_1 . Так, при увеличении n_p с 1,30 до 1,35 затраты энергии E_T падают от $1,457 \cdot 10^{-1}$ до $1,39 \cdot 10^{-1}$ Дж, а расстояние S_1 возрастает с $22,93 \cdot 10^{-3}$ до $23,29 \cdot 10^{-3}$ м.

При фиксированном значении $\Delta p_{ПВ}$ с увеличением объема V_p затраты энергии E_T будут увеличиваться, а расстояние S_1 — уменьшаться.

Выводы

1. При увеличении диаметра ГК, соединяющего РП с ПВ, уменьшаются затраты энергии на сжатие газа, используемого для организации интенсификации движения ОЖ при ее опускании. Это приводит к увеличению эффективности предлагаемой конструкции ПГЭМОД, где сжатый газ низкого давления подается сразу в большом количестве в процессе сжатия.

2. По результатам численного эксперимента установлено, что диаметр ГК должен составлять $(6 \dots 10) \cdot 10^{-4}$ м, а начало ГК должно находиться на расстоянии (60...70) % полного хода поршня от ВМТ.

3. С улучшением охлаждения сжимаемого газа в РП (уменьшением показателя политропы в процессе сжатия) уменьшаются затраты энергии на сжатие газа, а также расстояние начала ГК для подвода газа от ВМТ.

4. С улучшением охлаждения газа в ПВ затраты энергии на сжатие газа, подаваемого в ПВ для достижения требуемого перепада давления, увеличиваются, а расстояние начала ГК для подвода газа от ВМТ — уменьшается.

5. С ростом объема всасывания и увеличения перепада давления для организации движения ОЖ при ее движении вниз, затраты энергии на сжатие газа растут, а расстояние начала ГК для подвода газа от ВМТ — становится меньше.

Литература

- [1] Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P., Kaigorodov S.Yu. et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>
- [2] 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>
- [3] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Кузеева Д.А. и др. *Способ работы машины объемного действия и устройство для его осуществления*. Патент РФ 2578776. Заявл. 03.04.2015, опубл. 27.03.2016.
- [4] Щерба В.Е., Овсянников А.Ю., Болштянский А.П. и др. *Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением*. Патент РФ 2755967. Заявл. 20.11.2020, опубл. 23.09.2021.
- [5] Тегжанов А.С., Щерба В.Е., Болштянский А.П. *Поршневой компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением*. Патент РФ 2784267. Заявл. 29.07.2022, опубл. 23.11.2022.
- [6] Щерба В.Е., Кузеева Д.А., Носов Е.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании. *Вестник машиностроения*, 2016, № 4, с. 3–8.
- [7] Shcherba V.E., Khait A., Pavlyuchenko E.A. et al. Development and research of a promising pumpless liquid cooling system for reciprocating compressors. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1191, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031191>
- [8] Shcherba V.E., Tegzhanov A.-Kh.S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 5–6, pp. 388–397, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-022-01104-1>
- [9] Екимов Г.И., Тегжанов А.С., Щерба В.Е. Анализ основных недостатков поршневой гибридной энергетической машины с двумя всасывающими клапанами и пути их преодоления. *Гидравлические и теплотехнические системы и агрегаты. XXVII Межд. науч.-тех. конф.* Москва, Мир науки, 2023, с. 79–85.
- [10] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва. Колос, 2006. 456 с.
- [11] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [12] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 318 с.
- [13] Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. *Гидравлика и аэродинамика*. Москва, Стройиздат, 1975. 327 с.

References

- [1] Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P., Kaigorodov S.Yu. et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>
- [2] 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>
- [3] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kuzeeva D.A. et al. *Sposob raboty mashiny obemnogo deystviya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method of operating volumetric action machine and device therefor]. Patent RU 2578776. Appl. 03.04.2015, publ. 27.03.2016. (In Russ.).
- [4] Shcherba V.E., Ovsyannikov A.Yu., Bolshtyanskiy A.P. et al. *Porshnevoy dvukhtsilindrovyy kompressor s avtonomnym zhidkostnym okhlazhdeniem* [Two-cylinder reciprocating com-

- pressor with autonomous liquid cooling]. Patent RU 2755967. Appl. 20.11.2020, publ. 23.09.2021. (In Russ.).
- [5] Tegzhanov A.S., Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P. *Porshnevoy kompressor s avtonomnym zhidkostnym rubashechnym okhlazhdeniem* [Reciprocating compressor with self-contained liquid jacket cooling]. Patent RU 2784267. Appl. 29.07.2022, publ. 23.11.2022. (In Russ.).
- [6] Shcherba V.E., Kuzeeva D.A., Nosov E.Yu. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps. *Vestnik mashinostroeniya*, 2016, no. 4, pp. 3–8. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 4, pp. 266–269, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1604016X>)
- [7] Shcherba V.E., Khait A., Pavlyuchenko E.A. et al. Development and research of a promising pumpless liquid cooling system for reciprocating compressors. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1191, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031191>
- [8] Shcherba V.E., Tegzhanov A.-Kh.S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 5–6, pp. 388–397, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-022-01104-1>
- [9] Ekimov G.I., Tegzhanov A.S., Shcherba V.E. [Analysis of the main disadvantages of a piston hybrid power plant with two suction valves and ways to overcome them]. *Gidravlicheskie i teplotekhnicheskie sistemy i agregaty. XXVII Mezhd. nauch.-tekh. konf.* [Hydraulic and thermal systems and units. XXVII Int. Sci.-Tech. Conf.]. Moscow, Mir nauki Publ., 2023, p. 79–85. (In Russ.).
- [10] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Kolos, 2006. 456 p. (In Russ.).
- [11] Fotin B.S., ed. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [12] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Operating processes of positive displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 318 p. (In Russ.).
- [13] Altshul A.D., Kiselev P.G. *Gidravlika i aerodinamika* [Hydraulics and aerodynamics]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1975. 327 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 10.11.2025

Информация об авторах

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

ЕКИМОВ Геннадий Игоревич — ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: genaekimov55rus@gmail.com).

Information about the authors

SHCHERBA Viktor Evgenievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: Scherba_V_E@list.ru).

EKIMOV Gennady Igorevich — Assistant, Department of Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: genaekimov55rus@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Екимов Г.И. Анализ термодинамической эффективности использования сжатого газа для организации движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия с двумя всасывающими клапанами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 3, с. 109–116.

Please cite this article in English as:

Scherba V.E., Ekimov G.I. Analysis of the thermodynamic efficiency of using compressed gas to organize fluid movement in a positive displacement piston hybrid energy machine with two suction valves. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 3, pp. 109–116.