

УДК 621.512

Методика предварительной оценки показателя политропы процесса сжатия поршневого компрессора по средней температуре деталей цилиндропоршневой группы, геометрическим и эксплуатационным параметрам*

В.Е. Щерба

Омский государственный технический университет

Methodology for preliminary assessment of the polytropic index of the compression process of a piston compressor based on the average temperature of the cylinder-piston group parts, geometric and operational parameters

V.E. Shcherba

Omsk State Technical University

Предложена методика определения показателя политропы процесса сжатия при постоянной и переменной массах рабочего тела, основанная на интегральных уравнениях равенства количества отведенной теплоты в процессе сжатия, определенного через показатель политропы и уравнения Ньютона — Рихмана. Проведен численный эксперимент, который позволил установить, что наибольшее влияние на показатель политропы процесса сжатия оказывает средняя температура поверхности стенок деталей цилиндропоршневой группы. Отношение давления нагнетания к давлению всасывания и число оборотов коленчатого вала примерно одинаково влияют на этот показатель, но существенно меньше, чем средняя температура. Влияние отношения полного хода поршня к диаметру еще меньше, чем от указанных параметров, но больше, чем от радиального зазора в цилиндропоршневой группе, что позволило исключить его из рассмотрения. Используя планирование эксперимента в виде латинского гиперкуба и метод наименьших квадратов, построен полином второй степени с корреляционными членами, позволяющий достаточно точно определять показатель политропы процесса сжатия в зависимости от средней температуры поверхности стенок цилиндропоршневой группы, отношения давления нагнетания к давлению всасывания, числа оборотов коленчатого вала и отношения полного хода к диаметру цилиндра. Полученные результаты могут быть использованы как при проектировании поршневых компрессоров, так и при их эксплуатации.

EDN: GDWHXC, <https://elibrary/gdwhxc>

Ключевые слова: поршневой компрессор, показатель политропы, процесс сжатия, индикаторный изотермический КПД, средняя температура стенок, давление нагнетания, давление всасывания

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 26-19-20001 и гранта Омской области.

Based on the use of integral equations for the equality of the amount of heat removed during the compression process, determined through the polytropic exponent and the Newton-Richmann equation, a method for determining the polytropic exponent of the compression process for constant and variable masses of the working fluid has been developed. A numerical experiment revealed that the average surface temperature of the cylinder-piston group components has the greatest influence on the polytropic exponent of the compression process. The ratio of discharge to suction pressure and crankshaft speed have approximately the same effect, significantly less than the effect of average surface temperature. The ratio of the full piston stroke to the diameter is significantly less influential than the above factors, but has a greater influence than the radial clearance in the cylinder-piston group, allowing it to be excluded from consideration. Using a Latin hypercube experimental design and the least-squares method, a second-degree polynomial with correlation terms was constructed. This allows for a fairly accurate determination of the compression process polytropic exponent based on the average wall temperature of the cylinder-piston group, the ratio of discharge to suction pressure, crankshaft speed, and the ratio of full stroke to cylinder diameter. These results can be successfully used in both the design and operation of piston compressors.

EDN: GDWHXC, <https://elibrary/gdwhxc>

Keywords: piston compressor, polytropic index, compression process, indicated isothermal efficiency, average wall temperature, discharge pressure, suction pressure

Поршневые компрессоры (ПК) на протяжении многих десятков лет, выпускаемые миллионами штук, широко применяются во многих отраслях промышленности и в быту. Поэтому задача повышения экономичности и эффективности ПК является важной задачей, решение которой позволит добиться значительной экономии вырабатываемой энергии.

Несмотря на то, что рабочие процессы и конструкции ПК достаточно хорошо изучены, они продолжают совершенствоваться по разным направлениям [1–3], к основным из которых относится улучшение охлаждения компримируемого газа (КГ) [4, 5].

В общем случае в ПК задействованы все три вида теплообмена: регенеративный [6–8], рекуперативный [1, 9] и смешительный [10, 11]. Наибольшее распространение получил рекуперативный теплообмен, при котором теплота сжатия от КГ через стенки рабочей камеры передается внешней среде. В качестве последней может выступать воздух (для малых и средних ПК) или вода (для средних и крупных ПК).

В настоящее время наибольшее распространение по расчету рабочих процессов получил метод математического моделирования, в основу которого положены уравнения сохранения энергии, массы, движения и состояния в нульмерной постановке (т. е. эти уравнения записаны для всего выделенного контрольного объема) [1].

Благодаря развитию вычислительной техники и методов численного решения появляется

достаточно много работ в одно-, дву- и трехмерной нестационарной постановке для определения термодинамических параметров по объему рабочей камеры [12–14]. Методы моделирования рабочих процессов сложны (особенно в многомерной нестационарной постановке) и требуют достаточно высокой квалификации как в понимании физических процессов, протекающих в ПК, так и в программировании. При эксплуатации ПК и на ранних стадиях проектирования требуется достаточно простая и оперативная информация о влиянии охлаждения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на показатель политропы процесса сжатия (далее показатель политропы) и, соответственно, на индикаторный изотермический коэффициент полезного действия (КПД).

Цель статьи — разработка методики предварительной оценки показателя политропы и индикаторного изотермического КПД на основе известных эксплуатационных и конструктивных параметров.

Теория. Так как основная техническая работа подводится в процессе сжатия, целевой функцией, определяющей как термодинамические параметры в конце процесса сжатия, так и подводимую техническую работу и, соответственно, индикаторный изотермический КПД, является показатель политропы.

В теории компрессоростроения используют два показателя политропы — конечных па-

раметров и эквивалентный [1]. Показатель политропы определяется термодинамическими параметрами в начале и конце процесса сжатия при постоянной массе КГ следующим образом:

$$n_1 = \frac{\ln(p_{\text{вс}}/p_{\text{н}})}{\ln(V_{\text{н}}/V_{\text{вс}})}, \quad (1)$$

где $p_{\text{вс}}$ — давление газа в начале процесса сжатия; $p_{\text{н}}$ — давление нагнетаемого газа; $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{вс}}$ — объем рабочей полости в конце и начале процесса сжатия.

Эквивалентный показатель политропы вычисляется из условия равенства технической работы при постоянной массе КГ, полученной путем математического моделирования рабочего процесса сжатия или по результатам эксперимента, подводимой технической работе на основании использования политропического процесса сжатия:

$$\int_{p_{\text{вс}}}^{p_{\text{н}}} V dp = L_{\text{пол}},$$

где $L_{\text{пол}}$ — внешняя техническая работа, подводимая в политропическом процессе.

Для идеального ПК внешняя техническая работа, подводимая в политропическом процессе, имеет вид [1]

$$L_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} p_{\text{вс}} V_{\text{н}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right],$$

где n — коэффициент политропы; $V_{\text{н}}$ — рабочий объем цилиндра.

Тогда индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{\text{из.инд}} = \frac{MRT_{\text{вс}} \ln(p_{\text{н}}/p_{\text{вс}})}{L_{\text{пол}}},$$

где M — масса КГ; R — газовая постоянная; $T_{\text{вс}}$ — температура всасывания.

Как показали исследования, наибольшее влияние на показатель политропы могут оказывать следующие независимые эксплуатационные и конструктивные параметры: $\bar{T}_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ; ε — отношение давления нагнетания $p_{\text{н}}$ к давлению всасывания $p_{\text{вс}}$; $n_{\text{об}}$ — число оборотов коленчатого вала; i — отношение полного хода поршня $S_{\text{н}}$ к его диаметру d .

Анализируя перечисленные независимые параметры, можно сделать следующие выводы:

- согласно гипотезе Ньютона — Рихмана, средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ напрямую определяет количество

отводимой теплоты и, соответственно, показатель политропы; если количество отведенной теплоты в процессе сжатия равно нулю, что возможно при равенстве подводимой теплоты на первой части процесса сжатия и отводимой теплоты во второй части, то показатель политропы равен показателю адиабаты; в этом случае средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ является достаточно большой; если же вся подводимая техническая работа отводится в виде теплоты, то показатель политропы равен единице, т. е. происходит изотермический процесс сжатия; средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ для изотермического процесса сжатия должна быть достаточно низкой;

- с увеличением отношения давления к давлению всасывания повышается температура газа в конце процесса сжатия, что влияет на количество отводимой теплоты и показатель политропы; показатель политропы с увеличением ε уменьшается;

- число оборотов коленчатого вала определяет время взаимодействия КГ с поверхностью рабочей камеры, среднюю мгновенную скорость поршня и, соответственно, числа Рейнольдса и Нуссельта; последние определяют коэффициент теплоотдачи между КГ и поверхностью рабочей камеры; эти факторы оказывают непосредственное влияние на количество отводимой теплоты и показатель политропы, который увеличивается с ростом $n_{\text{об}}$;

- отношение полного хода поршня к диаметру является одним из основных конструктивных факторов, влияющих на поверхность теплообмена, скорость поршня и коэффициент теплоотдачи.

По результатам проведенного анализа можно заключить, что перечисленные эксплуатационные и конструктивные параметры оказывают непосредственное влияние на все составляющие гипотезы Ньютона — Рихмана: коэффициент теплоотдачи, поверхность теплообмена, разность между температурами КГ и поверхности деталей ЦПГ и временем их взаимодействия. Соответственно, эти параметры влияют на количество теплоты, температуру КГ в конце процесса сжатия и показатель политропы.

Показатель политропы конечных параметров и его эквивалентное значение будем определять на основе математической модели процесса сжатия одноступенчатого ПК при следующих допущениях [1]:

- процесс сжатия — равновесный и обратимый;
- термодинамические параметры в процессе сжатия изменяются одинаково по всему объему рабочей камеры;
- КГ — непрерывная среда, представляющая собой сухой воздух без механических примесей, подчиняющийся законам идеального газа;
- движение коленчатого вала — равномерное;
- передача теплоты от КГ к поверхностям деталей ЦПГ осуществляется только за счет конвективного теплообмена, который описывается гипотезой Ньютона — Рихмана;
- неплотности всасывающего и нагнетательного клапанов отсутствуют;
- мертвое пространство пренебрежимо мало;
- потери давления при всасывании и нагнетании пренебрежимо малы; подогрев всасываемого газа отсутствует.

Моделирование процесса сжатия проведем как при постоянной массе КГ, так и при переменной, обусловленной неплотностью поршневого уплотнения.

Определение показателя политропы при постоянной массе КГ. Представляется целесообразным при определении показателя политропы использовать показатель политропы, полученный из равенства количества теплоты, определяемого при математическом моделировании и для политропического процесса:

$$Q_{сж\ h} = Q_{сж\ m}. \quad (2)$$

Используя метод математического моделирования, количество теплоты, отводимой от КГ к поверхности стенок рабочей камеры, находим по выражению

$$Q_{сж\ m} = \int_{\pi}^{\varphi_n} \frac{\alpha(\varphi) F(\varphi)}{\omega} [T(\varphi) - \bar{T}_{ст}] d\varphi, \quad (6)$$

где φ_n — угол поворота коленчатого вала, соответствующий концу процесса сжатия; α — коэффициент теплоотдачи; φ — угол поворота коленчатого вала; F — поверхность теплообмена рабочей камеры; ω — угловая скорость коленчатого вала; T — температура КГ.

Термодинамические параметры КГ — давление p , температура T и объем V — определяются путем решения системы дифференциальных уравнений, включающей в себя первый закон термодинамики, уравнение изменения объема рабочей камеры и уравнения состояния:

$$\begin{cases} dU = dQ - pdV; \\ dV = \frac{S_h}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\varphi \right) F_p d\varphi; \\ \frac{dT}{T} = \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p}, \end{cases} \quad (3)$$

где dU — элементарное изменение полной внутренней энергии КГ, $dU = MC_v dT$ (C_v — удельная изохорная теплоемкость); dQ — элементарное количество подводимой теплоты от поверхности рабочей камеры к КГ за время $d\tau$, $dQ = \alpha(\varphi) F(\varphi) (\bar{T}_{ст} - T) d\tau$; λ_r — отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна; F_p — площадь поршня, $F_p = \pi d^2/4$.

Согласно уравнению Прилуцкого — Фотина, коэффициент теплоотдачи для одноступенчатого ПК простого действия имеет вид

$$\alpha(\varphi) = \frac{\lambda}{d} (A Re^x + B),$$

где λ — коэффициент теплопроводности КГ; $Re = v_p d / (\mu / \rho)$ — число Рейнольдса (v_p — скорость поршня; μ и ρ — коэффициент динамической вязкости и плотность КГ); A, B, x — постоянные коэффициенты, $A = 0,25$; $B = 600$; $x = 0,8$.

Поверхность теплообмена рабочей камеры

$$F(\varphi) = \frac{\pi d^2}{2} + \pi d S,$$

где S — текущий ход поршня,

$$S = \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Количество отводимой теплоты в политропическом процессе при постоянной массе КГ определяем как

$$Q_{сж\ n} = MC_v \frac{k - n_q}{n_q - 1} T_{вс} \left[\left(\frac{p_n}{p_{вс}} \right)^{\frac{n_q - 1}{n_q}} - 1 \right],$$

где k — показатель адиабаты; n_q — эквивалентный по отводимой теплоте показатель политропы.

Эквивалентный по отводимой теплоте показатель политропы n_q определяем из решения уравнения (2), показатель политропы конечных параметров n_k — из уравнения (1), а давление и объем КГ — путем решения системы уравнений (3).

Определение показателя политропы при переменной массе КГ. Для определения эквива-

лентного по отводимой теплоте показателя политропы n_q будем использовать основное базовое уравнение (2).

Система уравнений, образующих математическую модель рабочих процессов, имеет следующий вид:

$$\begin{cases} dU = dQ - p dV - i_0 dM; \\ dM = \rho Q_p d\tau; \\ \frac{dT}{T} + \frac{dM}{M} = \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p}; \\ dV = S_h \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\varphi \right) F_p d\varphi, \end{cases}$$

где $dU = (C_v M dT + C_v T dM)$; i_0 — удельная энтальпия КГ; ρ — плотность КГ.

Принимаем следующие допущения: поршневое уплотнение — концентричная гладкая щель; фрикционная компонента расхода КГ через поршневое уплотнение пренебрежимо мала.

Расход КГ через поршневое уплотнение определяем как [15]

$$Q_p = \frac{\pi d \delta^3 (p - p_k)}{12 \mu L_p},$$

где δ — радиальный зазор; p_k — давление в картере; L_p — длина поршня.

Элементарное количество теплоты, отводимое в политропном процессе, находим по формуле

$$dQ_{\text{сж } n} = M C_v \frac{k - n_q}{n_q - 1} dT.$$

Принимая во внимание, что температура в политропном процессе $T = T_{\text{вс}} (v_{\text{вс}}/v)^{n-1}$, получаем формулу для полного дифференциала температуры

$$dT = T_{\text{вс}} v_{\text{вс}}^{n_q-1} (1 - n_q) v^{-n_q} dv,$$

где $T_{\text{вс}}$ и $v_{\text{вс}}$ — температура и удельный объем КГ в начале процесса сжатия; v — удельный объем КГ.

Полный дифференциал от удельного объема КГ определяем как

$$dv = d\left(\frac{V}{M}\right) = \frac{\partial v}{\partial V} dV + \frac{\partial v}{\partial M} dM.$$

С учетом того, что

$$\frac{\partial v}{\partial V} = \frac{1}{M} \quad \text{и} \quad \frac{\partial v}{\partial M} = -\frac{V}{M^2},$$

элементарная теплота, отводимая в политропическом процессе, имеет вид

$$dQ_{\text{сж } n} = M C_v \frac{k - n_q}{n_q - 1} T_{\text{вс}} v_{\text{вс}}^{n_q-1} (1 - n_q) \times \left(\frac{V}{M}\right)^{-n_q} \left(\frac{dV}{M} - \frac{V}{M^2} dM\right);$$

$$v_{\text{вс}} = V_{\text{вс}}/M_{\text{вс}},$$

где $V_{\text{вс}}$ и $M_{\text{вс}}$ — объем и масса КГ в начале процесса сжатия.

Уравнение теплового баланса для определения величины n_q запишем как

$$\int_{\pi}^{\varphi_n} dQ_{\text{сж } n} = \int_{\pi}^{\varphi_n} \frac{\alpha(\varphi) F(\varphi)}{\omega} [T(\varphi) - \bar{T}_{\text{ст}}] d\varphi.$$

Результаты и обсуждение. Проанализируем влияние независимых переменных на эквивалентный показатель политропы и индикаторный изотермический КПД. В базовой точке принимаем следующие значения независимых переменных: диаметр цилиндра — 0,05 м; ход поршня — 0,05 м; давление всасывания — 0,1 МПа; давление нагнетания — 0,5 МПа; температура всасываемого газа — 293 К; число оборотов коленчатого вала — 1000 об/мин; средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ — 320 К; радиальный зазор между поршнем и цилиндром — 50 мкм; длина поршня — 0,06 м; давление в картере — 0,1 МПа; КГ — воздух.

Проведенный численный эксперимент позволил установить, что наибольшее влияние на показатель политропы n_q и индикаторный изотермический КПД $\eta_{\text{из.инд}}$ оказывает средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ ($\bar{n}_{\text{ст}} = \Delta \bar{n}_q / \Delta \bar{T}_{\text{ст}} = 0,3852$). Зависимости эквивалентного показателя политропы n_q и индикаторного изотермического КПД $\eta_{\text{из.инд}}$ от средней температуры поверхности стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{\text{ст}}$ приведены на рис. 1, а. Видно, что с ростом $\bar{T}_{\text{ст}}$ увеличивается n_q и уменьшается индикаторный изотермический КПД.

Вторым по значимости влияния на эквивалентный показатель политропы является отношение давлений ϵ ($\bar{n}_{\epsilon} = \Delta \bar{n}_q / \Delta \bar{\epsilon} = 0,0327$).

С ростом величины ϵ повышается температура КГ, что при фиксированной температуре поверхности стенок рабочей камеры приводит к увеличению количества отводимой теплоты и уменьшению n_q (рис. 1, б), а все большее расхождение в подводимой технической работе (по сравнению с изотермическим процессом сжатия) приводит к уменьшению индикаторного изотермического КПД.

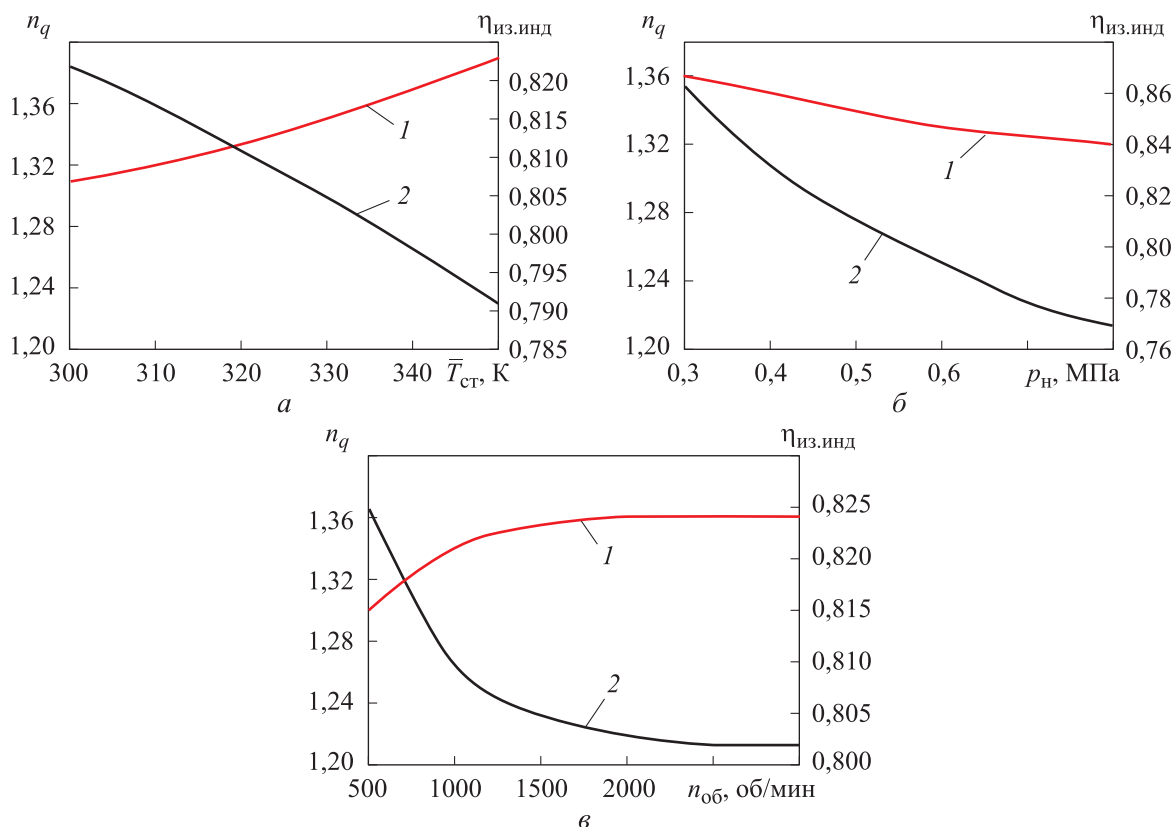


Рис. 1. Зависимости эквивалентного показателя политропы n_q (1) и индикаторного изотермического КПД $\eta_{из.инд}$ (2) от средней температуры поверхности стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ (а), давления нагнетания КГ p_n (б) и числа оборотов коленчатого вала $n_{об}$ (в)

Изменение числа оборотов коленчатого вала оказывает прямое влияние на продолжительность процесса сжатия и, следовательно, на величину n_q . Влияние $n_{об}$ на относительный показатель политропы $\bar{n}_{n_{об}} = \Delta \bar{n}_q / \Delta \bar{n}_{об}$ почти такое же, как и величины ϵ , и составляет 0,03158.

Увеличение количества отводимой теплоты с уменьшением $n_{об}$ приводит к возрастанию индикаторного изотермического КПД (рис. 1, в), однако это изменение не так значимо, как изменение ϵ . Величину i изменяли, варьируя ход поршня S_h при фиксированном диаметре d ($\bar{n}_i = 0,0113$).

Влияние величины i на эквивалентный показатель политропы n_q оказалось в 3 раза меньше $\bar{n}_i = 0,0113$, чем от параметров $n_{об}$ и ϵ , и почти в 35 раз меньше, чем от температуры стенок $\bar{T}_{ст}$. Радиальный зазор δ влияет на n_q меньше, чем величина i ($\bar{n}_\delta = 0,009375$), что позволило исключить его из рассмотрения.

С учетом того, что утечки КГ оказывают незначительное влияние на показатель политропы, получаем зависимость $n_q = f(\bar{T}_{ст}, \epsilon, n_{об}, i)$ при постоянной массе КГ.

Для нахождения многомерной зависимости выбираем следующие интервалы независимых переменных:

$$300 \text{ K} \leq \bar{T}_{ст} \leq 360 \text{ K};$$

$$500 \text{ об/мин} \leq n_{об} \leq 3000 \text{ об/мин};$$

$$0,5 \leq i \leq 2 \text{ при } d = \text{const.}$$

При планировании численного эксперимента можно использовать разные методы, среди которых наиболее эффективным является латинский гиперкуб [16, 17]. Латинский гиперкуб будем формировать следующим образом. Каждый интервал независимых переменных разделяется на три группы и внутри каждой группы случайным образом генерируется величина независимой переменной.

Сформированный латинский гиперкуб для численного эксперимента и значения целевой функции n_q приведены в таблице. Там же указаны значения показателя политропы конечных параметров. Значение эквивалентного показателя политропы n_q ограничивалось показателем адиабаты (т. е. случаи с подводом теплоты не рассматривались, хотя теоретически

они возникают, что видно в таблице). Значение показателя политропы конечных параметров определялось по формуле (1), и в ряде случаев оно превышает показатель адиабаты.

Сформированный латинский гиперкуб для численного эксперимента и значения целевой функции n_q

Отношение давлений ϵ	Число оборотов коленчатого вала $n_{об}$, об/мин	Отношение хода поршня к диаметру i	Температура стенок $\bar{T}_{ст}$, К	Эквивалентный показатель политропы n_q	Показатель политропы конечных параметров
[3; 4,5] 3,89059743	[500; 1300] 660,10282174	[0,5; 1,0] 0,84984729	[300; 320] 310,48860302	1,310	1,3150
[3; 4,5] 3,96880255	[500; 1300] 1079,50632907	[0,5; 1,0] 0,63210145	[320; 340] 334,22126728	1,370	1,3850
[3; 4,5] 4,42338092	[500; 1300] 966,33431341	[0,5; 1,0] 0,95319307	[340; 360] 349,93495943	1,395	1,4100
[3; 4,5] 3,03329521	[500; 1300] 933,12239075	[1,0; 1,5] 1,20646114	[300; 320] 307,7390751	1,330	1,3370
[3; 4,5] 3,43449079	[500; 1300] 815,89283287	[1,0; 1,5] 1,17015323	[320; 340] 327,24266632	1,365	1,3760
[3; 4,5] 3,39564461	[500; 1300] 992,75315659	[1,0; 1,5] 1,39362745	[340; 360] 345,0148968	1,400	1,4240
[3; 4,5] 4,16831257	[500; 1300] 1166,80965424	[1,5; 2] 1,69555285	[300; 320] 303,53951242	1,320	1,3240
[3; 4,5] 4,03272049	[500; 1300] 969,36799825	[1,5; 2] 1,87032018	[320; 340] 333,41904506	1,370	1,3800
[3; 4,5] 4,19152124	[500; 1300] 896,47888237	[1,5; 2] 1,79472444	[340; 360] 351,46627982	1,400	1,4160
[3; 4,5] 4,32059592	[1300; 2200] 1753,69407785	[0,5; 1,0] 0,70123347	[300; 320] 306,69190039	1,340	1,3421
[3; 4,5] 3,0098902	[1300; 2200] 2050,68787818	[0,5; 1,0] 0,961576	[320; 340] 334,63825977	1,400	1,4100
[3; 4,5] 3,41800379	[1300; 2200] 1830,06194723	[0,5; 1,0] 0,5489364	[340; 360] 346,69004301	1,400	1,4240
[3; 4,5] 4,19144552	[1300; 2200] 1744,28147314	[1,0; 1,5] 1,10486823	[300; 320] 300,25842691	1,330	1,3370
[3; 4,5] 3,08481951	[1300; 2200] 1586,88154895	[1,0; 1,5] 1,26193713	[320; 340] 321,55285128	1,375	1,3800
[3; 4,5] 3,89976582	[1300; 2200] 1943,74872876	[1,0; 1,5] 1,42276604	[340; 360] 356,03742457	1,400	1,4270
[3; 4,5] 3,0962942	[1300; 2200] 1605,21697776	[1,5; 2] 1,67736352	[300; 320] 316,94635399	1,355	1,3600
[3; 4,5] 3,32397323	[1300; 2200] 1872,16726067	[1,5; 2] 1,76199068	[320; 340] 326,44961733	1,380	1,3850
[3; 4,5] 4,29266353	[1300; 2200] 1962,78356718	[1,5; 2] 1,98113835	[340; 360] 343,44972046	1,390	1,3994
[3; 4,5] 3,85300181	[2200; 3000] 2647,03639664	[0,5; 1,0] 0,71935364	[300; 320] 319,22700694	1,370	1,3740
[3; 4,5] 3,57579881	[2200; 3000] 2328,97377313	[0,5; 1,0] 0,61157177	[320; 340] 331,02133913	1,385	1,3930

Продолжение таблицы

Отношение давлений ϵ	Число оборотов коленчатого вала $n_{об}$, об/мин	Отношение хода поршня к диаметру i	Температура стенок $\bar{T}_{ст}$, К	Эквивалентный показатель политропы n_q	Показатель политропы конечных параметров
[3; 4,5] 3,09263955	[2200; 3000] 2265,95102241	[0,5; 1,0] 0,76421441	[340; 360] 343,83387082	1,400	1,4238
[3; 4,5] 3,96639524	[2200; 3000] 2822,57572027	[1,0; 1,5] 1,4627169	[300; 320] 305,06414666	1,350	1,3514
[3; 4,5] 3,5864326	[2200; 3000] 2884,64639972	[1,0; 1,5] 1,3738268	[320; 340] 324,94722197	1,380	1,3830
[3; 4,5] 3,41031198	[2200; 3000] 2556,06776953	[1,0; 1,5] 1,42819896	[340; 360] 346,1028566	1,400	1,4170
[3; 4,5] 4,41879696	[2200; 3000] 2369,63412573	[1,5; 2] 1,66037282	[300; 320] 305,76084169	1,340	1,3460
[3; 4,5] 4,13719937	[2200; 3000] 2417,02486525	[1,5; 2] 1,77741209	[320; 340] 328,2014311	1,375	1,3790
[3; 4,5] 3,64330599	[2200; 3000] 2971,58484573	[1,5; 2] 1,54522945	[340; 360] 341,84433267	1,400	1,4060
[4,5; 6,5] 4,61272526	[500; 1300] 830,86727045	[0,5; 1,0] 0,63017697	[300; 320] 307,01336795	1,300	1,3100
[4,5; 6,5] 5,14194765	[500; 1300] 566,8456663	[0,5; 1,0] 0,72120539	[320; 340] 338,35993594	1,340	1,3560
[4,5; 6,5] 4,69861538	[500; 1300] 565,64600799	[0,5; 1,0] 0,62723513	[340; 360] 349,74739232	1,365	1,3878
[4,5; 6,5] 4,73975487	[500; 1300] 1166,97893951	[1,0; 1,5] 1,43885912	[300; 320] 307,60853859	1,325	1,3300
[4,5; 6,5] 5,26920953	[500; 1300] 826,77803202	[1,0; 1,5] 1,42193029	[320; 340] 321,66446549	1,335	1,3430
[4,5; 6,5] 5,10274494	[500; 1300] 692,73275006	[1,0; 1,5] 1,35215265	[340; 360] 350,67388704	1,380	1,3970
[4,5; 6,5] 5,03112767	[500; 1300] 620,85822763	[1,5; 2] 1,82825719	[300; 320] 313,52590859	1,350	1,3160
[4,5; 6,5] 5,30802958	[500; 1300] 1280,81701167	[1,5; 2] 1,92886798	[320; 340] 320,58811003	1,340	1,3500
[4,5; 6,5] 4,90461351	[500; 1300] 1170,05913807	[1,5; 2] 1,55977467	[340; 360] 355,12953554	1,395	1,4120
[4,5; 6,5] 5,37459254	[1300; 2200] 1508,41499792	[0,5; 1,0] 0,97363108	[300; 320] 319,68801061	1,345	1,3540
[4,5; 6,5] 5,57698487	[1300; 2200] 2065,98688798	[0,5; 1,0] 0,59997486	[320; 340] 338,96345871	1,375	1,3840
[4,5; 6,5] 6,46644128	[1300; 2200] 2173,72768237	[0,5; 1,0] 0,80702362	[340; 360] 352,94827246	1,385	1,3970
[4,5; 6,5] 5,02559705	[1300; 2200] 1532,79936559	[1,0; 1,5] 1,34988585	[300; 320] 316,82002265	1,345	1,3520
[4,5; 6,5] 4,74299915	[1300; 2200] 1416,2213743	[1,0; 1,5] 1,33133337	[320; 340] 327,2517806	1,360	1,3690

Подолжение таблицы

Отношение давлений ϵ	Число оборотов коленчатого вала $n_{об}$, об/мин	Отношение хода поршня к диаметру i	Температура стенок $\bar{T}_{ст}$, К	Эквивалентный показатель политропы n_q	Показатель политропы конечных параметров
[4,5; 6,5] 4,61895744	[1300; 2200] 2181,54078852	[1,0; 1,5] 1,15301981	[340; 360] 348,67075289	1,395	1,4060
[4,5; 6,5] 6,37295124	[1300; 2200] 1902,83813867	[1,5; 2] 1,81885235	[300; 320] 301,3358475	1,325	1,3280
[4,5; 6,5] 5,26002615	[1300; 2200] 1847,98351704	[1,5; 2] 1,73366346	[320; 340] 321,69234889	1,355	1,3590
[4,5; 6,5] 5,84777135	[1300; 2200] 2056,59248781	[1,5; 2] 1,77846479	[340; 360] 352,9748912	1,385	1,3990
[4,5; 6,5] 5,88343692	[2200; 3000] 2609,20091421	[0,5; 1,0] 0,53096759	[300; 320] 303,81727434	1,340	1,3410
[4,5; 6,5] 4,6551359	[2200; 3000] 2655,4502493	[0,5; 1,0] 0,55484944	[320; 340] 335,9674586	1,380	1,3890
[4,5; 6,5] 4,71892784	[2200; 3000] 2820,57207409	[0,5; 1,0] 0,98089347	[340; 360] 350,06926628	1,395	1,4060
[4,5; 6,5] 6,22192748	[2200; 3000] 2445,87504804	[1,0; 1,5] 1,00973671	[300; 320] 308,55247895	1,345	1,3470
[4,5; 6,5] 6,43587013	[2200; 3000] 2982,16039702	[1,0; 1,5] 1,47853136	[320; 340] 331,92069895	1,365	1,3740
[4,5; 6,5] 5,52556425	[2200; 3000] 2507,30313001	[1,0; 1,5] 1,03767779	[340; 360] 349,10651219	1,390	1,3980
[4,5; 6,5] 5,78177826	[2200; 3000] 2798,3156904	[1,5; 2] 1,62393555	[300; 320] 312,21603837	1,350	1,3530
[4,5; 6,5] 5,15609075	[2200; 3000] 2489,75973539	[1,5; 2] 1,549031	[320; 340] 325,74353719	1,365	1,3700
[4,5; 6,5] 5,86140314	[2200; 3000] 2337,27118092	[1,5; 2] 1,94555681	[340; 360] 350,23160743	1,385	1,3950
[6,5; 8] 7,39486672	[500; 1300] 1034,88647727	[0,5; 1,0] 0,96063101	[300; 320] 319,92884785	1,325	1,3360
[6,5; 8] 7,48912167	[500; 1300] 1223,75732369	[0,5; 1,0] 0,94081283	[320; 340] 329,17756379	1,345	1,3560
[6,5; 8] 6,77466411	[500; 1300] 1207,45780821	[0,5; 1,0] 0,94779461	[340; 360] 356,68554535	1,380	1,3970
[6,5; 8] 7,59617472	[500; 1300] 616,1395944	[1,0; 1,5] 1,3358314	[300; 320] 307,21629026	1,290	1,2960
[6,5; 8] 7,58997079	[500; 1300] 648,87698833	[1,0; 1,5] 1,04631179	[320; 340] 328,46007696	1,320	1,3330
[6,5; 8] 6,72344661	[500; 1300] 950,37490028	[1,0; 1,5] 1,48079557	[340; 360] 358,9174354	1,380	1,3990
[6,5; 8] 7,4732171	[500; 1300] 695,23251155	[1,5; 2] 1,61438523	[300; 320] 316,79121524	1,310	1,3200

Окончание таблицы

Отношение давлений ϵ	Число оборотов коленчатого вала $n_{об}$, об/мин	Отношение хода поршня к диаметру i	Температура стенок $\bar{T}_{ст}$, К	Эквивалентный показатель политропы n_q	Показатель политропы конечных параметров
[6,5; 8] 7,81292742	[500; 1300] 1117,22622134	[1,5; 2] 1,88072629	[320; 340] 338,02525046	1,350	1,3630
[6,5; 8] 7,48859557	[500; 1300] 1171,46695979	[1,5; 2] 1,55116509	[340; 360] 357,07381764	1,375	1,3920
[6,5; 8] 7,33290398	[1300; 2200] 1534,13147135	[0,5; 1,0] 0,72038299	[300; 320] 301,41127682	1,315	1,3210
[6,5; 8] 6,96038819	[1300; 2200] 1492,70607452	[0,5; 1,0] 0,83182209	[320; 340] 333,6446155	1,355	1,3660
[6,5; 8] 7,72231051	[1300; 2200] 1833,36534963	[0,5; 1,0] 0,7342217	[340; 360] 353,34339283	1,375	1,3900
[6,5; 8] 7,81100064	[1300; 2200] 1631,24561282	[1,0; 1,5] 1,28928822	[300; 320] 308,91186024	1,330	1,3350
[6,5; 8] 7,79007568	[1300; 2200] 1771,94472877	[1,0; 1,5] 1,13747317	[320; 340] 331,23853766	1,355	1,3640
[6,5; 8] 6,65933825	[1300; 2200] 1406,97517347	[1,0; 1,5] 1,29357602	[340; 360] 342,64478216	1,365	1,3790
[6,5; 8] 7,36253192	[1300; 2200] 2017,7126927	[1,5; 2] 1,50939794	[300; 320] 313,03994294	1,340	1,3450
[6,5; 8] 7,07981742	[1300; 2200] 1992,51358063	[1,5; 2] 1,83125677	[320; 340] 338,2614026	1,365	1,3740
[6,5; 8] 7,59229226	[1300; 2200] 1980,36794056	[1,5; 2] 1,75520201	[340; 360] 348,28040955	1,370	1,3840
[6,5; 8] 6,8380424	[2200; 3000] 2468,82761335	[0,5; 1,0] 0,55874111	[300; 320] 307,69140093	1,340	1,3420
[6,5; 8] 7,68468696	[2200; 3000] 2563,22282832	[0,5; 1,0] 0,59074231	[320; 340] 333,7861239	1,360	1,3700
[6,5; 8] 6,58725736	[2200; 3000] 2513,5756966	[0,5; 1,0] 0,71612922	[340; 360] 355,55733175	1,390	1,4000
[6,5; 8] 6,90214266	[2200; 3000] 2375,79727459	[1,0; 1,5] 1,25256607	[300; 320] 305,72097888	1,340	1,3410
[6,5; 8] 7,78819507	[2200; 3000] 2829,51453437	[1,0; 1,5] 1,09977503	[320; 340] 325,56489312	1,360	1,3646
[6,5; 8] 6,86305023	[2200; 3000] 2670,86880922	[1,0; 1,5] 1,29048647	[340; 360] 341,28462419	1,375	1,3820
[6,5; 8] 6,68502077	[2200; 3000] 2687,10812551	[1,5; 2] 1,76315719	[300; 320] 313,2990191	1,345	1,3500
[6,5; 8] 6,91559588	[2200; 3000] 2285,16129741	[1,5; 2] 1,60154325	[320; 340] 322,3311661	1,350	1,3580
[6,5; 8] 6,74624754	[2200; 3000] 2801,59228706	[1,5; 2] 1,7844768	[340; 360] 340,98674885	1,370	1,3810

Результаты численного эксперимента, приведенные в таблице, обработаны методом наименьших квадратов. Для аппроксимации использован полином второй степени с постоянными коэффициентами

$$n_q = c_0 + c_{p1}\varepsilon + c_{n1}n^* + c_{s1}i + c_{t1}T^* + c_{p2}\varepsilon^2 + c_{n2}n^{*2} + c_{s2}i^2 + c_{t2}T^{*2} + c_{pn}\varepsilon n^* + c_{ps}\varepsilon i + c_{pt}\varepsilon T^* + c_{ns}n^*i + c_{nt}n^*T^* + c_{st}iT^*,$$

где $n^* = n_{об}/500$; $T^* = \bar{T}_{ст}/300$;

$c_0 = 0,07478609400085601$;

$c_{p1} = 0,01436746129409425$;

$c_{n1} = 0,08438240735625083$;

$c_{s1} = 0,018875494703146995$;

$c_{t1} = 1,6078986530321424$;

$c_{p2} = 0,001006732896988791$;

$c_{n2} = -0,0020731452585891733$;

$c_{s2} = -0,11389747293134665$;

$c_{t2} = -0,39827878715134835$;

$c_{pn} = 0,0006583462230566632$;

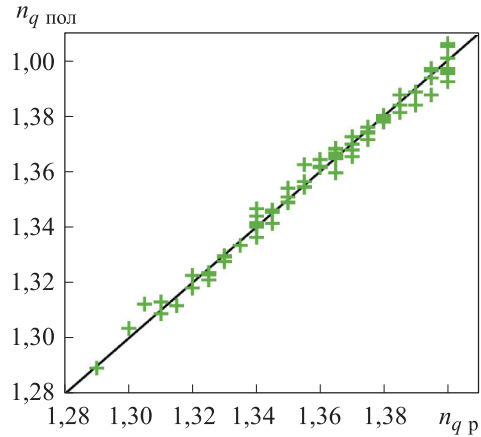


Рис. 2. Зависимость между эквивалентными показателями политропы, определенными путем расчета $n_{qр}$ и аппроксимации полиномом второй степени $n_{qпол}$

$c_{ps} = -0,00028182061117004085$;

$c_{pt} = -0,031041379630082352$;

$c_{ns} = -0,0029376409701965633$;

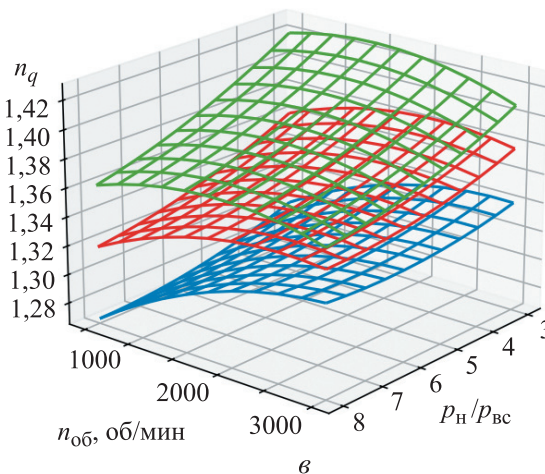
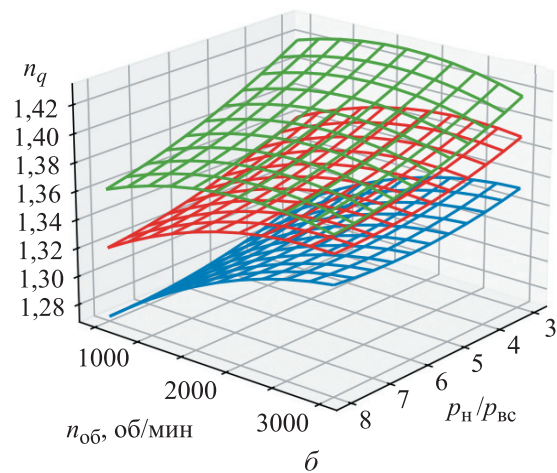
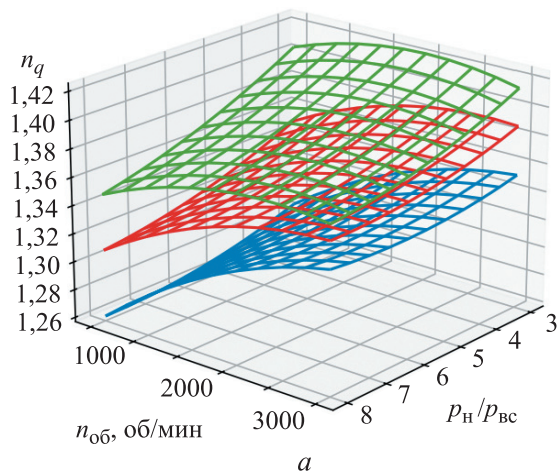


Рис. 3. Зависимости эквивалентного показателя политропы n_q от числа оборотов коленчатого вала $n_{об}$ и отношения давлений $p_н/p_{вс}$ при температуре стенки $\bar{T}_{ст} = 300$ (—), 330 (—), 360 К (—) и $i = 0,50$ (а), $1,25$ (б) и $2,00$ (в)

$$c_{nt} = -0,05697873641856288;$$

$$c_{st} = 0,020195300438499156.$$

Выбор полинома второй степени с корреляционными членами обусловлен тем, что он обеспечивает достаточно высокую точность аппроксимации (рис. 2) и содержит относительно небольшое число членов. Максимальное отклонение составило

$$\max \Delta \eta_q = 0,013630161885541003.$$

Результаты аппроксимации при различных значениях независимых переменных приведены на рис. 3, а–в.

Выводы

1. Разработана методика определения показателя политропы при постоянной и переменной массах КГ, основанная на интегральных уравнениях равенства количества отведенной теплоты в процессе сжатия, определенной через показатель политропы и уравнения Ньютона — Рихмана.

2. По результатам численного эксперимента установлено, что наибольшее влияние на пока-

затель политропы оказывает средняя температура поверхности стенок деталей ЦПГ. Отношение давления нагнетания к давлению всасывания и число оборотов коленчатого вала примерно одинаково влияют на показатель политропы, но существенно меньше, чем средняя температура стенок, а отношение полного хода поршня к диаметру — еще меньше, чем указанные параметры, но больше, чем радиальный зазор в ЦПГ, что позволило исключить его из рассмотрения.

3. Используя планирование эксперимента в виде латинского гиперкуба и метод наименьших квадратов, построен полином второй степени с корреляционными членами, позволяющий достаточно точно определять показатель политропы в зависимости от средней температуры поверхности стенок ЦПГ, отношения давления нагнетания к давлению всасывания, числа оборотов коленчатого вала и отношения полного хода к диаметру цилиндра.

4. Полученные результаты могут быть использованы как при проектировании ПК, так и при их эксплуатации.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2000. 456 с.
- [2] Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К. и др. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [3] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 318 с.
- [4] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Шалай В.В. и др. *Насос-компрессоры*. Москва, Машиностроение, 2013. 367 с.
- [5] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu. et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 207, art. 118151, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151>
- [6] Shcherba V.E. Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*, 2024, vol. 60, no. 2, pp. 395–404, doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
- [7] Щерба В.Е., Ходорева Е.В., Болштянский А.П. *Способ работы поршневого компрессора с регенеративным охлаждением и устройство для его осуществления*. Патент РФ 2801766. Заявл. 14.10.2022, опублик. 15.08.2023.
- [8] Shcherba V.E., Khait A., Nosov E.Yu. et al. Numerical analysis of unsteady heat transfer in the chamber in the piston hybrid compressor with regenerative heat exchange. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 3, art. 363, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11030363>
- [9] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Москва, Машиностроение, 1969. 744 с.
- [10] Пластинин П.И., Щерба В.Е. *Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости*. Москва, ВИНТИ, 1996. 153 с.
- [11] Jin Y., Guo Y., Zhang S. et al. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations by the fluid-structure interaction modelling. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 65, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>

- [12] Ye J., Du Z., Xie J. et al. Transient flow performance and heat transfer characteristic in the cylinder of hydraulic driving piston hydrogen compressor during compression stroke. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 19, pp. 7072–7084, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.06.319>
- [13] Guo Y., Wang T., Liu X. et al. Mathematical modelling and design of the ionic liquid compressor for the hydrogen refuelling station. *Int. J. Energy Res.*, 2022, vol. 46, no. 13, pp. 19123–19137, doi: <https://doi.org/10.1002/er.8224>
- [14] Zhou H., Dong P., Zhu S. et al. Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor. *J. Energy Storage*, 2021, vol. 41, art. 102861, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102861>
- [15] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Машиностроение, 1982. 423 с.
- [16] Iman R.L., Helton J.C., Campbell J.E. An approach to sensitivity analysis of computer models: Part I — Introduction, input variable selection and preliminary variable assessment. *J. Qual. Technol.*, 1981, vol. 13, no. 3, pp. 174–183, doi: <https://doi.org/10.1080/00224065.1981.11978748>
- [17] Iman R.L. Latin hypercube sampling. In: *Encyclopedia of quantitative risk analysis and assessment*. Wiley, 2008, doi: <https://doi.org/10.1002/9780470061596.risk0299>

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculations]. Moscow, KolosS Publ., 2000. 456 p. (In Russ.).
- [2] Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutskiy I.K. et al. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [3] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Working processes of positive displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 318 p. (In Russ.).
- [4] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V. et al. *Nasos-kompressory* [Pump-compressors]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2013. 367 p. (In Russ.).
- [5] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu. et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 207, art. 118151, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151>
- [6] Shcherba V.E. Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*, 2024, vol. 60, no. 2, pp. 395–404, doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
- [7] Shcherba V.E., Khodoreva E.V., Bolshtyanskiy A.P. *Sposob raboty porshnovego kompressora s regenerativnym okhlazhdeniem i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method of operation of reciprocating compressor with regenerative cooling and device for its implementation]. Patent RU 2801766. Appl. 14.10.2022, publ. 15.08.2023. (In Russ.).
- [8] Shcherba V.E., Khait A., Nosov E.Yu. et al. Numerical analysis of unsteady heat transfer in the chamber in the piston hybrid compressor with regenerative heat exchange. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 3, art. 363, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11030363>
- [9] Frenkel M.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1969. 744 p. (In Russ.).
- [10] Plastinin P.I., Shcherba V.E. *Rabochie protsessy obemnykh kompressorov so vpryskom zhidkosti* [Operating processes of positive displacement compressors with liquid injection]. Moscow, VINITI, 1996. 153 p. (In Russ.).
- [11] Jin Y., Guo Y., Zhang S. et al. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations by the fluid-structure interaction modelling. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 65, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>
- [12] Ye J., Du Z., Xie J. et al. Transient flow performance and heat transfer characteristic in the cylinder of hydraulic driving piston hydrogen compressor during compression stroke. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 19, pp. 7072–7084, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.06.319>

- [13] Guo Y., Wang T., Liu X. et al. Mathematical modelling and design of the ionic liquid compressor for the hydrogen refuelling station. *Int. J. Energy Res.*, 2022, vol. 46, no. 13, pp. 19123–19137, doi: <https://doi.org/10.1002/er.8224>
- [14] Zhou H., Dong P., Zhu S. et al. Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor. *J. Energy Storage*, 2021, vol. 41, art. 102861, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102861>
- [15] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p. (In Russ.).
- [16] Iman R.L., Helton J.C., Campbell J.E. An approach to sensitivity analysis of computer models: Part I — Introduction, input variable selection and preliminary variable assessment. *J. Qual. Technol.*, 1981, vol. 13, no. 3, pp. 174–183, doi: <https://doi.org/10.1080/00224065.1981.11978748>
- [17] Iman R.L. Latin hypercube sampling. In: *Encyclopedia of quantitative risk analysis and assessment*. Wiley, 2008, doi: <https://doi.org/10.1002/9780470061596.risk0299>

Статья поступила в редакцию 01.04.2026

Информация об авторе

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

Information about the author

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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е. Методика предварительной оценки показателя политропы процесса сжатия поршневого компрессора по средней температуре деталей цилиндропоршневой группы, геометрическим и эксплуатационным параметрам. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 7, с. 83–96.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E. Methodology for preliminary assessment of the polytropic index of the compression process of a piston compressor based on the average temperature of the cylinder-piston group parts, geometric and operational parameters. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 7, pp. 83–96.