

УДК 621.512

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-4-49-57

Анализ влияния давления нагнетания в компрессорной секции на рабочие процессы и характеристики поршневой гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого вида

В.Е. Щерба¹, В.В. Шалай¹, А.В. Григорьев¹, А.Ю. Кондюрин²,
А.М. Баженов²

¹ Омский государственный технический университет, 644050, Омск, Российская Федерация, Мира пр., д. 11

² ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», 644018, Омск, Российская Федерация, 5-я Кордная ул., д. 4

An Analysis of the Influence of the Discharge Pressure in the Compressor Section on the Working Processes and Characteristics of a Piston Hybrid Power Machine with a Stepped Slot Seal

V.E. Shcherba¹, V.V. Shalai¹, A.V. Grigoriev¹, A.Y. Kondyurin²,
A.M. Bazhenov²

¹ Omsk State Technical University, 644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11

² Federal State Unitary Enterprise FNPTs Progress, 644018, Omsk, Russian Federation, 5th Kordnaya St., Bldg. 4



e-mail: Scherba_V_E@list.ru, Shalai@omgtu.ru, grigorev.84@list.ru, kondyurinomsk@rambler.ru, amb1983@mail.ru



Разработка и исследование поршневых гибридных энергетических машин объемного действия — актуальная научная задача. Это связано с повышенными энергетическими и экономическими характеристиками таких машин по сравнению с отдельно взятыми поршневыми компрессором и насосом. Увеличение эффективности поршневой гибридной энергетической машины объемного действия достигается использованием в ней щелевых уплотнений, имеющих разные гидравлические сопротивления при перетекании жидкости из насосной полости в компрессорную и обратно. К наиболее эффективным щелевым уплотнениям, обладающим высоким соотношением расходов жидкости в прямом (из насосной полости в компрессорную) и обратном направлениях за цикл, относится щелевое уплотнение ступенчатого вида. Давление нагнетания компрессорной секции — важнейший эксплуатационный параметр таких машин. В результате проведенных экспериментальных исследований доказано, что использование ступенчатого щелевого уплотнения вместо гладкого повышает эффективность поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. Теоретически установлено, что самая эффективная работа компрессорной секции наблюдается в диапазоне давлений нагнетания компрессорной секции 0,4...1,0 МПа. На эффективность насосной секции давление нагнетания компрессорной секции практически не оказывает влияния.

Ключевые слова: гибридная энергетическая машина, поршневой насос, поршневой компрессор, щелевое уплотнение

i The development and research of piston hybrid displacement machines is a pressing scientific task due to demanding power and economic characteristics of such machines compared to individual piston compressors and pumps. The efficiency of a piston hybrid displacement machine can be increased by using slot seals that have different hydraulic resistances when the fluid flows from the pump cavity to the compressor cavity and back. The stepped slot seal is one of the most effective seals, which have a high ratio of fluid discharge in the forward and reverse direction per cycle. The discharge pressure in the compressor section is a major operational parameter of such machines. The conducted experimental studies have shown that using the stepped slot seal, instead of a flat one, increases the efficiency of piston hybrid displacement machines. It has been theoretically established that the compressor section operates most efficiently in the 0.4–1.0 MPa range of the discharge pressure in the compressor section. At the same time, the discharge pressure of the compressor section has virtually no impact on the efficiency of the pump section.

Keywords: hybrid power machine, piston pump, piston compressor, slot seal

Одним из основных путей повышения эффективности работы поршневых насоса и компрессора является их объединение в один агрегат, получивший название поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) [1].

В целях улучшения эффективности и экономичности работы компрессорной секции (КС) ПГЭМОД используют профилированные щелевые уплотнения (ЩУ), имеющие разные гидравлические сопротивления в прямом и обратном направлениях [2–4].

К наиболее эффективным ЩУ, обладающим высоким соотношением расходов жидкости в прямом (из насосной секции (НС) в КС) и обратном направлениях за цикл относится ЩУ ступенчатого вида [5]. Работа такого уплотнения основана на повышении гидравлического сопротивления щели при движении поршня от верхней мертвой точки к нижней (вследствие увеличения длины l_1 ЩУ с малым радиальным зазором δ_1 и уменьшении длины l_2 с большим радиальным зазором δ_2) и снижении гидравлического сопротивления при движении от нижней мертвой точки к верхней за счет увеличения l_2 и уменьшения l_1 [6].

Среди параметров поршневого компрессора — геометрических (диаметр и ход поршня и др.) и эксплуатационных (давления всасывания и нагнетания, угловая скорость и т. д.) — давление нагнетания является одним из значимых, оказывающих существенное влияние на рабочие процессы и интегральные характеристики этого компрессорного устройства [7].

Цель работы — анализ влияния давления нагнетания в КС на рабочие процессы и инте-

гральные характеристики ПГЭМОД с ЩУ ступенчатого вида.

Теоретические и экспериментальные исследования. В настоящее время все чаще применяют теоретические методы анализа, основанные на проведении численного эксперимента по разработанным математическим моделям. Однако экспериментальные исследования как были, так и остаются главным критерием истины. Вследствие этого наиболее рациональным представляется комплексный анализ, использующий экспериментальные исследования как источник необходимой информации для замыкания математической модели, ее верификации и получения объективной прямой информации, и теоретические исследования, позволяющие существенно ускорить проведение эксперимента и уменьшить затраты.

При разработке математической модели рабочих процессов в КС принята система упрощающих допущений, в частности о том, что жидкость постоянно находится в рабочей полости КС и локализована в виде слоя переменной толщины над поршнем. Математическая модель рабочих процессов основана на фундаментальных законах сохранения: для газовой фазы — энергии в виде первого закона термодинамики тела переменной массы, массы, движения и уравнения состояния; для жидкостной фазы — энергии и массы.

В связи с изложенным системы основных дифференциальных уравнений, описывающих изменения термодинамических параметров в рабочей полости КС, имеют следующий вид:

• для газовой фазы

$$\left\{ \begin{aligned} dU &= dQ - p \left(dV_{\text{кин}} - \frac{dM_w}{\rho_w} \right) + \sum_{i=1}^{n_1} i_{ni} dM_{ni} - \\ &\quad - \sum_{i=1}^{n_2} i_0 dM_{0i}; \\ dM &= \sum_{i=1}^{n_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{n_2} dM_{0i}; \\ p &= (k-1) \frac{U}{V}; \\ T &= \frac{pV}{MR}; \\ m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{d\tau} &= \sum_{i=1}^{n_3} F_i = F_r + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} \pm G; \end{aligned} \right.$$

• для жидкостной фазы

$$\left\{ \begin{aligned} d\bar{T}_w &= \frac{1}{C_w M_w} [\bar{\alpha} F_p (T - T_w) d\tau - \\ &\quad - \alpha_w F_w (\bar{T}_{\text{ст}} - T_w) d\tau + C_w (T_{\text{вн}} - \bar{T}_w) dM_{\text{вн}}]; \\ dV_w &= \frac{dM_w}{\rho_w}; \\ dS_w &= dV_w / F_p; \\ p_w &= p, \end{aligned} \right.$$

где dU — элементарное изменение полной внутренней энергии компримируемого газа; dQ — элементарное количество теплоты, подводимое к газу за время $d\tau$; $dV_{\text{кин}} - dM_w/\rho_w = dV$ — элементарное изменение объема рабочей полости, обусловленное кинематикой механизма привода и изменением количества охлаждающей жидкости; dM_w , ρ_w — элементарная масса и плотность жидкости; i_{ni} и i_0 — удельная энтальпия присоединяемой и отделяемой массы газа; dM_{ni} и dM_{0i} — присоединяемая и отделяемая элементарная масса газа; n_1 и n_2 — число источников присоединяемой и отделяемой массы газа; p , V , T и M — давление, объем, температура и масса рабочего тела соответственно; R и k — газовая постоянная и показатель адиабаты; $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса подвижного элемента запорного органа, состоящая из массы запорного органа и $1/3$ массы пружины; ΣF_i — сумма сил, действующих на запорный орган, включающая в себя силу давления газа на запорный орган F_r , силу упругости пружины $F_{\text{пр}}$, силу трения $F_{\text{тр}}$ и силу тяжести G ; h — текущая высота подъема запорного органа; n_3 —

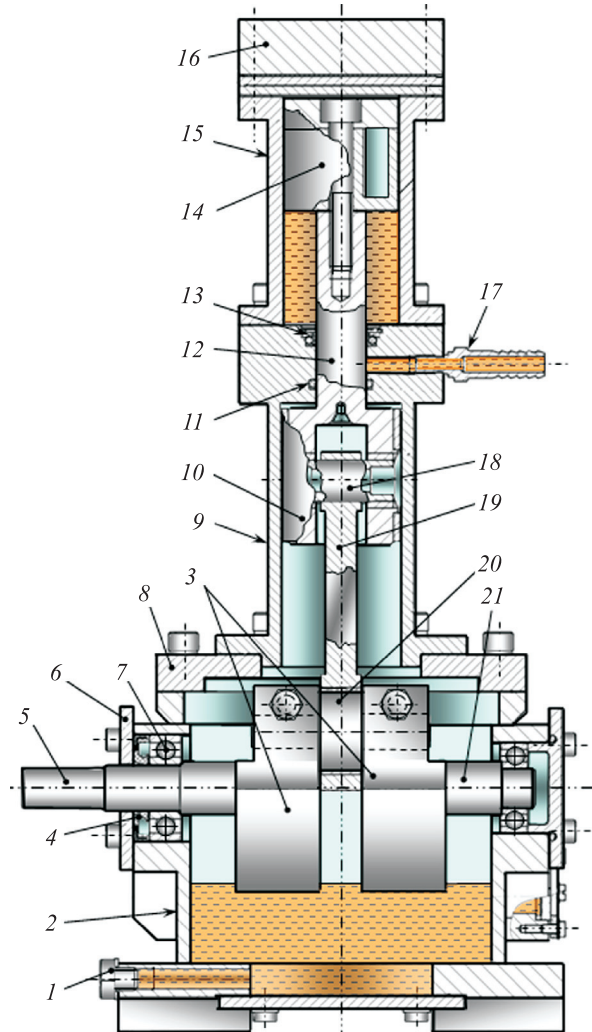


Рис. 1. Продольное сечение экспериментального образца ПГЭМОД:
 1 — заглушка; 2 — картер; 3 — противовес; 4 — сальник; 5 — приводной вал; 6 и 8 — крышка подшипника и картера; 7 — подшипник; 9 — направляющая крейцкопфа; 10 — крейцкопф; 11 — сальник; 12 — шток; 13 — ШЦУ; 14 — поршень; 15 — цилиндр; 16 — клапанная коробка; 17 — дренаж; 18 — палец; 19 — шатун; 20 — кривошип; 21 — задняя опора

число сил, действующих на запорный орган; $d\bar{T}_w$ — элементарное изменение температуры слоя жидкости над поршнем; C_w — теплоемкость жидкости; $\bar{\alpha}$ — осредненное значение коэффициента теплоотдачи по всей поверхности рабочей камеры КС; F_p — площадь поршня; α_w — среднее значение коэффициента теплообмена между жидкостью и стенками рабочей полости КС; F_w — поверхность теплообмена между жидкостью и стенками рабочей полости компрессора, $F_w = \pi d S_w + F_p$ (S_w — высота слоя жидкости над поршнем); $\bar{T}_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности рабочей камеры; $T_{\text{вн}}$ — температура жидкости, поступающей из НС

в КС; \bar{T}_w — средняя температура жидкости, находящейся над поршнем; dM_{wn} — элементарная масса жидкости, поступающей из НС в КС; p_w — давление жидкости.

Моделирование процессов, протекающих в НС, осуществляется так же, как в ПГЭМОД, использующей гладкое ЩУ [8, 9], а моделирование рабочих процессов в уплотнении — с применением известного уравнения расхода через концентричное гладкое ЩУ в поршневом насосе и уравнения неразрывности в узкой и широкой частях ступенчатого ЩУ [10].

Для проведения экспериментальных исследований создан опытный образец ПГЭМОД с гладким и ступенчатым ЩУ (рис. 1) и экспериментальный стенд для его исследования [11].

Экспериментальный образец имел следующие основные геометрические параметры: диаметр и длина цилиндра — 0,05 и 0,1 м; ход и длина поршня — 0,05 и 0,049 м; длина верхней и нижней уплотняющих частей — 0,055 и 0,045 м; зазор между поршнем и цилиндром в верхней и нижней уплотняющих частей — 14 и 61,5 мкм.

Экспериментальный стенд позволял с высокой точностью регистрировать характеристики ПГЭМОД — мгновенные (давления в рабочих полостях) и интегральные (расход газа и жидкости, теплонапряженность поверхностей, давления всасывания и нагнетания, угловую скорость и т. д.).

Результаты исследований и их анализ. *Экспериментальные исследования.* Одним из главных параметров оценки эффективности использования ступенчатого ЩУ является средняя температура стенок цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) $\bar{T}_{ст}$. В связи с тем что отсутствует зависимость коэффициента теплоотдачи от времени и математическое описание температуры ЦПГ во времени чрезвычайно сложное, математическое описание внешнего теплообмена становится невозможным.

Для определения зависимости средней температуры стенок ЦПГ от давления нагнетания в КС $p_{н.к}$ проведен ряд экспериментальных исследований. При давлении нагнетания в НС $p_{н.н} = 0,9$ МПа и частоте вращения коленчатого вала $n_{об} = 280$ мин⁻¹ давление нагнетания в КС изменялось в диапазоне $0,4 \text{ МПа} \leq p_{н.к} \leq 0,7$ МПа.

На рис. 2 показаны зависимости температуры стенок ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от давления нагнетания в КС $p_{н.к}$ для уплотнения с гладкой ($\delta_1 = \delta_2 =$

$= 6$ мкм) и ступенчатой щелями. Из графиков видно, что средняя температура стенок ЦПГ растет с увеличением $p_{н.к}$. При этом температура $\bar{T}_{ст}$ для ПГЭМОД со ступенчатым ЩУ во всем диапазоне изменения $p_{н.к}$ остается ниже, чем для ПГЭМОД с гладким ЩУ. Повышение температуры $\bar{T}_{ст}$ для ступенчатого уплотнения связано с уменьшением количества охлаждающей жидкости в рабочей полости КС, что ухудшает охлаждение деталей ЦПГ. Так, температура поверхности клапанной плиты увеличивается с 321,4 К при $p_{н.к} = 0,4$ МПа до 330 К при $p_{н.к} = 0,7$ МПа, т. е. на 8,6 К. Также повышаются температура стенки цилиндра и средняя температура стенок ЦПГ, однако их рост менее значимый. Следует отметить, что для ПГЭМОД с гладким ЩУ температура клапанной плиты $T_{к.п}$ более высокая и при $p_{н.к} = 0,7$ МПа составляет 334 К, а температура стенки цилиндра $\bar{T}_{ц}$ имеет такое же значение, как в ПГЭМОД со ступенчатым ЩУ.

Вследствие увеличения отношения номинальных давлений нагнетания и всасывания ϵ при повышении $p_{н.к}$ происходит уменьшение объемного коэффициента КС λ_o . При росте температуры всасываемого газа падает коэффициент подогрева λ_T . Снижение коэффициентов λ_o и λ_T приводит к уменьшению коэффициента подачи λ для ПГЭМОД как с ЩУ ступенчатого вида, так и с гладким ЩУ (рис. 3). В первом случае снижение коэффициента подачи λ составляет около 10 %, во втором — 14,5 %. Следует отметить, что при $p_{н.к} = 0,4$ МПа коэффициент подачи λ ПГЭМОД с ЩУ ступен-

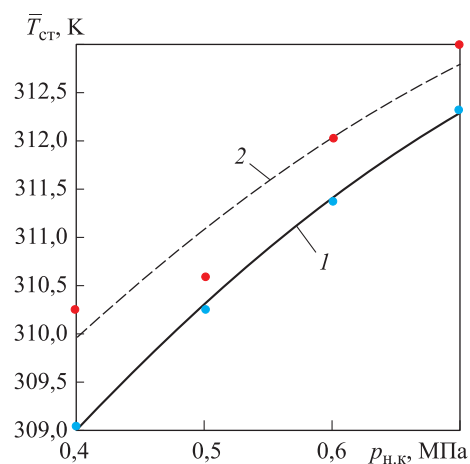


Рис. 2. Экспериментальная зависимость средней температуры стенок ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от давления нагнетания в КС $p_{н.к}$ ПГЭМОД со ступенчатым (1) и гладким (2) ЩУ (точки — экспериментальные данные, кривые — аппроксимация)

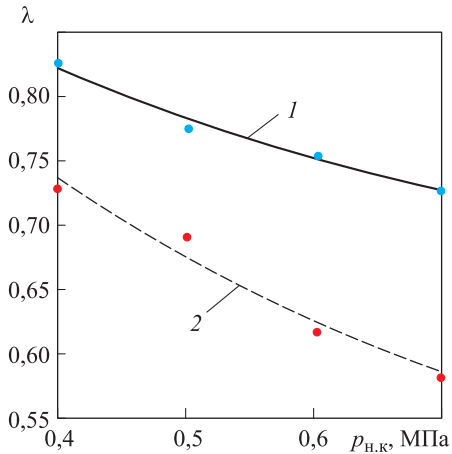


Рис. 3. Экспериментальная зависимость коэффициента подачи КС λ от давления нагнетания в КС $p_{н.к}$ ПГЭМОД со ступенчатым (1) и гладким (2) ЩУ (точки — экспериментальные данные, кривые — аппроксимация)

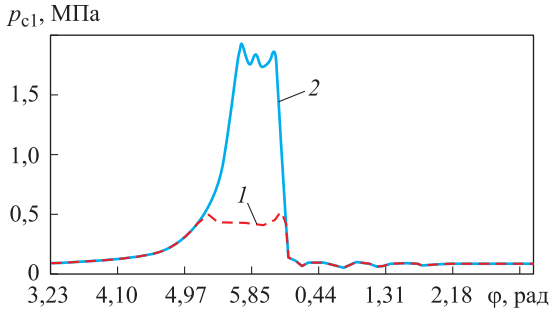


Рис. 4. Теоретические индикаторные диаграммы в КС при давлении нагнетания $p_{н.к} = 0,4$ (1) и $1,7$ МПа (2)

чатого вида превышает λ ПГЭМОД с гладким ЩУ на 10 %, а при $p_{н.к} = 0,7$ МПа — уже на 14,5 %. С ростом $p_{н.к}$ происходит увеличение $\eta_{об}$ как для ступенчатого ЩУ, так и для гладкого. Возрастание частоты вращения коленчатого вала $\eta_{об}$ для ступенчатого ЩУ невелико, оно находится в пределах 2,5 %, в то время как для гладкого ЩУ эта величина составляет около 7 %.

Теоретические исследования. Для оценки влияния давления нагнетания в КС $p_{н.к}$ на рабочие процессы и характеристики исследуемой ПГЭМОД проведен ряд численных экспериментов с применением разработанной математической модели.

При исследовании давления нагнетания в КС примем, что давление нагнетания в НС $p_{н.н} = 0,3$ МПа, а остальные параметры имеют следующие значения: частота вращения коленчатого вала $n_{об} = 800$ мин⁻¹; относительное мертвое пространство $a_m = 5$ %; радиальные за-

зоры $\delta_1 = 45$ мкм и $\delta_2 = 100$ мкм; длины уплотнений $l_1 = l_2 = 0,050$ м.

Повышение давления нагнетания в КС и, соответственно, отношения давлений нагнетания и всасывания приводит к изменению индикаторной диаграммы в КС, представляющей собой зависимость давления в рабочей полости КС p_{c1} от угла поворота коленчатого вала ϕ (рис. 4):

- увеличивается подводимая техническая работа на сжатие и перемещение газа;
- количественно и качественно изменяются потери давления в нагнетательной линии;
- практически не изменяется процесс всасывания и, соответственно, абсолютные потери давления $\Delta p_{вс}$ в нем.

Приведенные на рис. 5, а и б результаты, подтверждающие изложенные соображения и показывают, что с повышением давления нагнетания в КС (т. е. с увеличением $\epsilon = p_n/p_{вс}$, где p_n и $p_{вс}$ — номинальное давление нагнетания и всасывания) незначительно уменьшаются относительные потери давления в процессе всасывания $\Delta p_{вс}/p_{вс}$ и существенно сокращаются относительные потери давления в процессе нагнетания $\Delta p_n/p_n$, несмотря на рост абсолют-

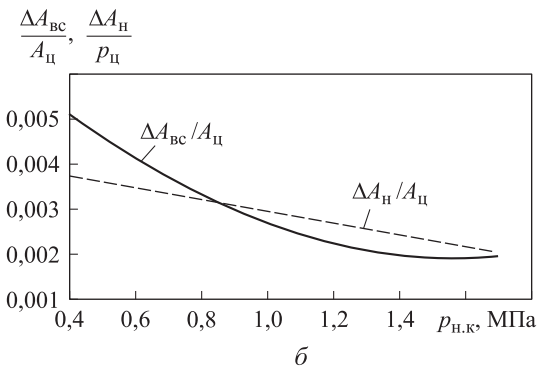
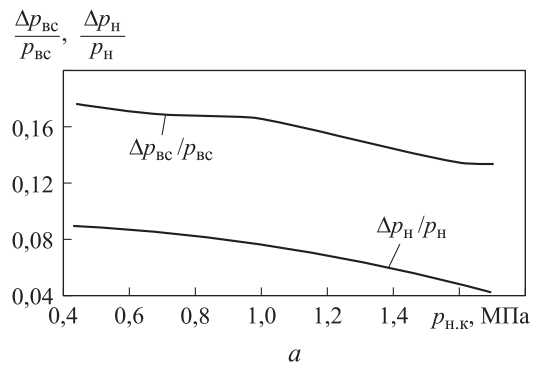


Рис. 5. Теоретические зависимости относительных потерь давления (а) и работы (б) в процессах всасывания и нагнетания в КС от давления нагнетания $p_{н.к}$

ных потерь давления Δp_n . Снижение потерь давления в процессе нагнетания обусловлено опережающим ростом номинального давления нагнетания p_n по сравнению с абсолютными потерями давления Δp_n .

Уменьшение относительных потерь работы в процессах всасывания $\Delta A_{вс}/A_{ц}$ и нагнетания $\Delta A_n/A_{ц}$ (см. рис. 5, б) обусловлено увеличением работы цикла $A_{ц}$, несмотря на рост абсолютных потерь работы в процессе нагнетания ΔA_n с повышением $p_n(\epsilon)$. Абсолютные потери работы $\Delta A_{вс}$ с возрастанием $p_{н.к}$ снижаются, а при увеличении $A_{ц}$ происходит значительное сокращение относительных потерь работы в процессе всасывания (по параболе) и практически линейное падение относительных потерь работы в процессе нагнетания. Следует отметить, что с ростом давления нагнетания в поршневом компрессоре увеличивается процесс обратного расширения и уменьшается процесс всасывания.

В исследуемой ПГЭМОД мертвое пространство отсутствует и процесс всасывания при разных давлениях нагнетания практически идентичен. Наличие жидкости в поршневом уплотнении снижает почти до нуля утечки сжимаемого газа в рабочей полости КС, а также обеспечивает интенсивное охлаждение. В конце процесса нагнетания в КС ПГЭМОД наблюдается скачок давления, который обусловлен помимо работы клапанов выталкиванием жидкости из рабочей полости, что вызывает незначительное увеличение потерь давления в процессе нагнетания. Повышение давления нагнетания в КС приводит к существенному изменению зависимости высоты слоя жидкости над поршнем от угла поворота коленчатого вала. Возрастание давления нагнетания с 0,4 до 1,7 МПа влечет за собой интенсивное уменьшение слоя жидкости

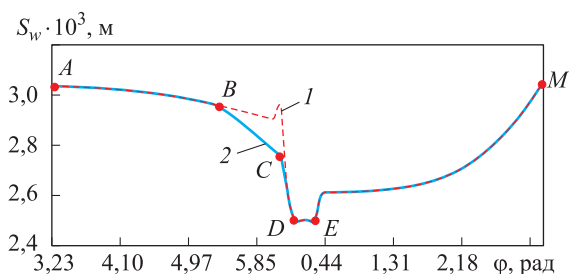


Рис. 6. Теоретическая зависимость высоты слоя жидкости над поршнем S_w от угла поворота коленчатого вала ϕ при давлении нагнетания в КС $p_{н.к} = 0,4$ (1) и 1,4 МПа (2) (AB — уменьшение высоты слоя жидкости в процессах сжатия и части нагнетания; BC — процесс выталкивания жидкости в линию нагнетания КС)

от угла поворота коленчатого вала $\phi = 5,41$ рад до значения ϕ в точке C, отмеченной на рис. 6, что соответствует процессу сжатия и большей части процесса нагнетания в КС (см. рис. 4).

Далее происходит выталкивание жидкости в линию нагнетания компрессора (см. рис. 6, участок CD). Следует отметить, что процесс выталкивания сокращается до нуля при $p_n = 1,5$ МПа. Анализ результатов, приведенных на рис. 6, позволяет сделать вывод, что участки кривой DE и EM совпадают при разных значениях давления нагнетания, так как при изменении $p_{н.к}$ давления в НС и КС в процессе всасывания остаются постоянными.

Кривая изменения относительного количества выталкиваемой жидкости приобретает гиперболический характер с увеличением $p_{н.к}$. Относительное количество жидкости, подаваемое через нагнетательный клапан КС, $\bar{G}_{вк}$ изменяется от $4,166 \cdot 10^{-4}$ при $p_n = 0,4$ МПа до 0 при $p_n = 1,5$ МПа. Почти аналогичный характер имеет отношение расходов жидкости за цикл через поршневое уплотнение в обратном и прямом направлениях $G_{отн}$, значение которого изменяется от 2,972 при $p_n = 0,4$ МПа до 1,094 при $p_n = 1,5$ МПа, т. е. практически от 3 до 1.

Относительная высота жидкости над поршнем за цикл $\bar{S}_{w\text{cp}}$ с увеличением давления нагнетания уменьшается. Наибольшее падение $\bar{S}_{w\text{cp}}$ наблюдается при $p_{н.к} > 1$ МПа. При $p_{н.к} > 1,6$ МПа значение $\bar{S}_{w\text{cp}}$ стабилизируется, приближаясь к нулю. Анализ результатов исследований позволяет сделать вывод, что при $p_{н.к} > 1,6$ МПа жидкая пленка над поршнем почти исчезает и возможны утечки газа через поршневое уплотнение.

Рабочие процессы в НС при колебаниях давления нагнетания в НС практически не изменяются, что выражается в постоянстве объемного коэффициента полезного действия (КПД) НС $\eta_{об}$ (рис. 7), а также относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания в НС.

В диапазоне давлений нагнетания 1,0... 1,5 МПа происходит падение объемного коэффициента КС λ_o от 1,000 до 0,746. Это обусловлено тем, что жидкость при давлении нагнетания 1,5 МПа уже не занимает все мертвое пространство в конце этого процесса, а наоборот, 72,1 % мертвого пространства занято газом. При $p_n = 1,6$ МПа это значение достигает 91,4 %. С увеличением мертвого пространства и уменьшением процесса всасывания возрастает коэффициент дросселирования в КС λ_p . Повышение

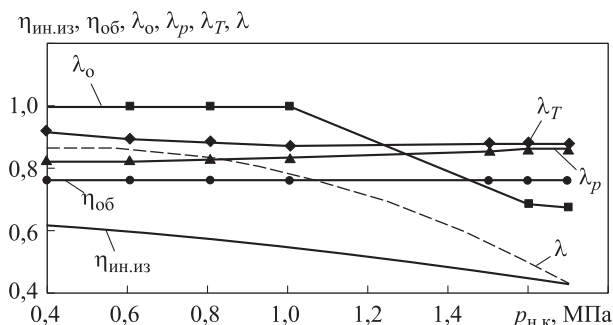


Рис. 7. Теоретическая зависимость объемного коэффициента КС λ_o , коэффициента подогрева λ_T , коэффициента дросселирования в КС λ_p , коэффициента подачи компрессора λ , объемного КПД НС $\eta_{об}$ и индикаторного изотермического КПД $\eta_{ин.из}$ от давления нагнетания в КС $p_{н.к}$

температуры стенок поверхности рабочей полости при росте давления нагнетания вызывает снижение коэффициента подогрева с 0,911 при $p_n = 0,4$ МПа до 0,881 при $p_n = 1,7$ МПа.

Существенное повышение объемного коэффициента КС λ_o при незначительных измене-

ниях коэффициентов λ_T и λ_p приводит к общему снижению коэффициента подачи компрессора λ с 0,886 при $p_n = 0,4$ МПа до 0,463 при $p_n = 1,7$ МПа.

Вследствие несовершенства процесса сжатия и его отклонения от изотермического происходят увеличение подводимой технической работы и уменьшение индикаторного изотермического КПД с 0,617 при $p_n = 0,4$ МПа до 0,436 при $p_n = 1,7$ МПа.

Выводы

1. Экспериментальным путем доказано, что у ПГЭМОД со ступенчатым ЩУ эффективность выше, чем у ПГЭМОД с гладким ЩУ.
2. Теоретически установлено, что наиболее эффективная работа КС наблюдается в диапазоне давлений нагнетания КС от 0,4 до 1,0 МПа. На эффективность НС давление нагнетания в КС практически не оказывает влияния.

Литература

- [1] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кайгородов С.Ю., Кузеева Д.А. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.
- [2] Щерба В.Е., Нестеренко Г.А., Павлюченко Е.А., Виниченко В.С. Расчет поршневого уплотнения насос-компрессора, выполненного в виде концентричной щели с отдельной канавкой в теле поршня. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2014, № 2, с. 25–29.
- [3] Кондюрин А.Ю. К вопросу о выборе конструктивной схемы поршневой гибридной машины объемного действия. *Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии*, 2015, № 3(143), с. 145–149.
- [4] Кондюрин А.Ю., Щерба В.Е., Лысенко Е.А., Нестеренко И.С., Зимницкий А.Н. К вопросу о получении профиля щелевого уплотнения для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии*, 2016, № 2(146), с. 150–154.
- [5] Щерба В.Е., Лысенко Е.А., Нестеренко Г.А., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю., Баженов А.М. Разработка и исследование поршневого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 45–48.
- [6] Баженов А.М., Кондюрин А.Ю., Щерба В.Е. Расчет щелевого уплотнения, выполненного в виде гладкой щели ступенчатого вида поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Электронный сб. мат. и докл. XX Всерос. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов*, Москва, 7 декабря 2016 г., Москва, НИУ «МЭИ», 2016, с. 10–14.
- [7] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, Колосс, 2000. 456 с.
- [8] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В., Ходорева Е.В. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 367 с.
- [9] Щерба В.Е., Шалай В.В., Павлюченко Е.А., Виниченко В.С. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с интенсивным охлаждением ци-

- линдропоршневой группы. *Химическое нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 4, с. 28–32.
- [10] Баженов А.М., Щерба В.Е., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю., Парамонов А.М. Анализ влияния соотношения прямого и обратного потоков жидкости в щелевом уплотнении поршневой гибридной энергетической машины на соотношение давлений нагнетания в насосной и компрессорной полостях. *Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии*, 2016, № 6(150), с. 45–49.
- [11] Щерба В.Е., Шалай В.В., Лысенко Е.А., Нестеренко Г.А., Григорьев А.В., Баженов А.М. Разработка и создание испытательного стенда для исследований поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Динамика и виброакустика машин. Мат. III Междунар. науч.-техн. конф.*, Самара, 29 июня – 01 июля 2016 г., Самара, СНИУ им. академика С.П. Королева, 2016, с. 214–216.

References

- [1] Shcherba V.E., Bolshtianskii A.P., Kaigorodov S.Iu., Kuzeeva D.A. Analiz osnovnykh preimushchestv ob"edineniia kompressorov i nasosov ob"emnogo deistviia v edinyi agregat [Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2015, no. 12, pp. 15–19.
- [2] Shcherba V.E., Nesterenko G.A., Pavliuchenko E.A., Vinichenko V.S. Raschet porshneвого uplotneniia nasos-kompressora, vypolnennogo v vide kontsentrichnoi shcheli s otdelitel'noi kanavkoi v tele porshnia [Calculation piston compressor pump seal formed in a concentric with the separation slit groove in the piston body]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2014, no. 2, pp. 25–29.
- [3] Kondiurin A.Iu. K voprosu o vybore konstruktivnoi skhemy porshnevoi gibridnoi mashiny ob"emnogo deistviia [To the problem of selection of constructive scheme of piston of hybrid machine with volume action]. *Omskii nauchnyi vestnik. Ser. Pribory, mashiny i tekhnologii* [Omsk scientific bulletin. Equipment, machines and technologies]. 2015, no. 3(143), pp. 145–149.
- [4] Kondiurin A.Iu., Shcherba V.E., Lysenko E.A., Nesterenko I.S., Zimnickii A.N. K voprosu o poluchenii profil'ia shchelevogo uplotneniia dlia porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"emnogo deistviia [To the question making profile of gap seal for piston hybrid energy machine of volumetric action]. *Omskii nauchnyi vestnik. Ser. Pribory, mashiny i tekhnologii* [Omsk scientific bulletin. Equipment, machines and technologies]. 2016, no. 2(146), pp. 150–154.
- [5] Shcherba V.E., Lysenko E.A., Nesterenko G.A., Grigor'ev A.V., Kondiurin A.Iu., Bazhenov A.M. Razrabotka i issledovanie porshneвого uplotneniia, vypolnennogo v vide gladkoi shcheli stupenchatogo vida dlia porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"emnogo deistviia [Development and research piston seal constructed in the form of a smooth stepped slit form for a hybrid power volumetric piston machine]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2016, no. 4, pp. 45–48.
- [6] Bazhenov A.M., Kondiurin A.Iu., Shcherba V.E. Raschet shchelevogo uplotneniia, vypolnennogo v vide gladkoi shcheli stupenchatogo vida porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"emnogo deistviia [The calculation plane plot, made in the form of a slot happy spent of a hybrid energy piston machines volumetric actions]. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Elektronnyi sb. mat. i dokl. 20 Vseros. nauch.-tekhn. konf. studentov i aspirantov* [Hydraulic machines, hydraulic drives and hydro pneumatic automation. Electronic collection of materials and reports of the 20 All-Russian scientific-technical conference of students and postgraduates]. Moscow, 7 December 2016, Moscow, NIU «MEI» publ., 2016, pp. 10–14.
- [7] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriia i raschet* [Reciprocating compressors. In 2 vol. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Koloss publ., 2000. 456 p.
- [8] Shcherba V.E., Bolshtianskii A.P., Shalai V.V., Khodoreva E.V. *Nasos-kompressory. Rabochie protsessy i osnovy proektirovaniia* [Pump-compressors. Workflows and design principles]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 367 p.

- [9] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pavliuchenko E.A., Vinichenko V.S. Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov porshnevoogo kompressora s intensivnym okhlazhdeniem tsilindroporshnevoi gruppy [Mathematical modeling workflows reciprocating compressor with intense cooling of the cylinder group]. *Khimicheskoe neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2015, no. 4, pp. 28–32.
- [10] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Grigor'ev A.V., Kondiurin A.Iu., Paramonov A.M. Analiz vliianiia sootnosheniia priamogo i obratnogo potokov zhidkosti v shchelevom uplotnenii porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny na sootnoshenie davlenii nagnetaniia v nasosnoi i kompressornoj polostiakh [The analysis of influence of ratio of direct and return streams of liquid in slot-hole sealing of piston hybrid power machine on ratio of pumping pressure in pumping and compressor cavities]. *Omskii nauchnyi vestnik. Ser. Pribory, mashiny i tekhnologii* [Omsk scientific bulletin. Equipment, machines and technologies]. 2016, no. 6(150), pp. 45–49.
- [11] Shcherba V.E., Shalai V.V., Lysenko E.A., Nesterenko G.A., Grigor'ev A.V., Bazhenov A.M. Razrabotka i sozдание ispytatel'nogo stenda dlia issledovaniia porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"emnogo deistviia [Design and creation of test bench for research of hybrid power piston machines volumetric actions]. *Dinamika i vibroakustika mashin. Mat. 3 Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Dynamics and vibroakustika machines. Proceedings of the 3 International scientific and technical conference]. Samara, 29 June – 01 July 2016, Samara, SNIU im. akademika S.P. Koroleva publ., 2016, pp. 214–216.

Статья поступила в редакцию 15.01.2018

Информация об авторах

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

ШАЛАЙ Виктор Владимирович (Омск) — доктор технических наук, заслуженный работник ВШ РФ, профессор, президент. Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Мира пр., д. 11, e-mail: Shalai@omgtu.ru).

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич (Омск) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Мира пр., д. 11, e-mail: grigorev.84@list.ru).

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич (Омск) — кандидат технических наук, зам. ген. директора по производству, директор опытного производства. ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» (644018, Омск, Российская Федерация, 5-я Кордная ул., д. 4, e-mail: kondyurinomsk@rambler.ru).

БАЖЕНОВ Алексей Михайлович (Омск) — заведующий лабораторией. ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» (644018, Омск, Российская Федерация, 5-я Кордная ул., д. 4. e-mail: amb1983@mail.ru).

Information about the authors

SHCHERBA Viktor Evgenievich (Omsk) — Doctor of Science (Eng.), Honored Worker of the Higher School of the Russian Federation, 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).

SHALAI Viktor Vladimirovich (Omsk) — Doctor of Science (Eng.), Honored Worker of the Higher School of the Russian Federation, Professor, President. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: Shalai@omgtu.ru).

GRIGORIEV Aleksandr Valerievich (Omsk) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: grigorev.84@list.ru).

KONDYURIN Aleksey Yurievich (Omsk) — Candidate of Science (Eng.), Deputy General Director for Production, Director of Pilot Production. Federal State Unitary Enterprise FNPTs Progress (644018, Omsk, Russian Federation, 5th Kordnaya St., Bldg. 4, e-mail: kondyurinomsk@rambler.ru).

BAZHENOV Aleksey Mikhailovich (Omsk) — Head of Laboratory. Federal State Unitary Enterprise FNPTs Progress (644018, Omsk, Russian Federation, 5th Kordnaya St., Bldg. 4, e-mail: amb1983@mail.ru).