

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.512

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-5-44-51

## Анализ влияния длин щелевого уплотнения ступенчатого вида на рабочие процессы и энергетические характеристики поршневой гибридной энергетической машины

В.Е. Щерба<sup>1</sup>, В.В. Шалай<sup>1</sup>, А.В. Григорьев<sup>1</sup>, А.Ю. Кондюрин<sup>2</sup>,  
А.М. Баженов<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Омский государственный технический университет, 644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11

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

## An Analysis of Influence of the Lengths of Stepped Slot Seals on Working Processes and Power Characteristics of Piston Hybrid Power Machines

V.E. Shcherba<sup>1</sup>, V.V. Shalai<sup>1</sup>, A.V. Grigoriev<sup>1</sup>, A.Y. Kondyurin<sup>2</sup>,  
A.M. Bazhenov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Omsk State Technical University, 644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11

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



e-mail: Scherba\_V\_E@list.ru, Shalai@omgtu.ru, grigorev.84@list.ru, kondyurinomsk@rambler.ru,  
amb1983@mail.ru



Актуальность создания поршневых гибридных энергетических машин обусловлена их высокими экономическими характеристиками. Улучшение показателей функционирования поршневых гибридных энергетических машин достигается прежде всего применением уплотнений, обеспечивающих существенную разницу между расходами жидкости из насосной секции в компрессорную и в обратном направлении. Дано краткое описание работы перспективного щелевого уплотнения ступенчатого вида и математической модели процессов, протекающих в рабочих полостях и уплотнении поршневой гибридной энергетической машины. Приведены результаты математического моделирования таких процессов и характеристик исследуемой машины при различных длинах щелевого уплотнения ступенчатого вида. Выполнен анализ полученных зависимостей. Проведенные исследования показали, что использование ступенчатого щелевого уплотнения позволяет повысить расходные и энергетические характеристики поршневой гибридной энергетической машины.

**Ключевые слова:** гибридная энергетическая машина, насосная секция, компрессорная секция, математическая модель



The development of piston hybrid power machines is prompted by their high economic characteristics. Performance indicators of such machines can be primarily improved by

using seals that make a considerable difference in the fluid flow rate from the pump section to the compressor section and in reverse. A short description of the operation of a promising stepped slot seal is given. A mathematical model of the processes occurring in the working cavities and the seal of the piston hybrid power machine is outlined. The results of mathematical modelling of these processes and the characteristics of the machine under investigation are presented for various lengths of the stepped slot seal. An analysis of the obtained dependencies is performed. The conducted studies have shown that using stepped slot seals can increase flow and power characteristics of piston hybrid power machines.

**Keywords:** hybrid power machine, pump section, compressor section, mathematical model

Эффективность работы поршневых гибридных энергетических машин (ПГЭМ) значительно зависит от работы поршневого уплотнения. На сегодняшний день высокоэффективным поршневым бесконтактным уплотнением, применяемым в ПГЭМ, является ступенчатое щелевое уплотнение (рис. 1), принцип действия которого заключается в изменении гидравлического сопротивления при движении поршня [1].

Например, при движении поршня из нижней мертвой точки (процесс сжатия-нагнетания компрессорной секции (КС)) в верхнюю гидравлическое сопротивление повышается, так как длина щели с малым зазором увеличивается по ходу движения поршня. При обратном движении по ходу движения поршня сопротивление щели уменьшается [1–3]. Разница между сопротивлениями уплотнения в прямом и обратном направлениях обуславливает разницу между расходами при прямом и обратном движениях поршня, что, в свою очередь, обеспечивает хорошее охлаждение цилиндропоршневой группы ПГЭМ, снижение сил трения и позволяет ликвидировать мертвое пространство КС.

Длины щелевого уплотнения ступенчатого вида являются вторым геометрическим пара-

метром после зазоров, оказывающим значительное воздействие на его работу.

Цель работы — определение влияния длин щелевого уплотнения ступенчатого вида как на функционирование уплотнения, так и на рабочие процессы и энергетические характеристики ПГЭМ в целом.

**Теоретическое исследование.** Предварительную оценку влияния длин щелевого уплотнения целесообразно проводить по результатам математического моделирования рабочих процессов ПГЭМ. Следует отметить, что разработанная математическая модель удовлетворительно описывает эти процессы, что подтверждено экспериментально [4].

В основе математической модели насосной секции (НС) лежат законы Гука, сохранения энергии (уравнение Бернулли) и массы, а также уравнения движения и состояния жидкости [5–8]. Математическая модель процессов в КС базируется на законах сохранения энергии (в виде уравнения первого закона термодинамики тела переменной массы), массы и движения, а также на уравнении состояния газа [9–11].

Моделирование процессов, протекающих в щелевом уплотнении, сводится к определению расхода жидкости, который согласно уравнению сплошности потока одинаков как в узкой  $Q_1$ , так и в широкой  $Q_2$  части уплотнения [12]. Вследствие этого расход в узкой части уплотнения

$$Q_1 = \frac{\pi d_{\text{ц}} \delta_1^3 (p_1 - p_3)}{12 \mu l} \pm \frac{1}{2} v_p \pi d_{\text{ц}} \delta_1,$$

где  $d_{\text{ц}}$  — диаметр цилиндра;  $\delta_1$  — зазор в узкой части уплотнения;  $p_1$  — давление в КС;  $p_3$  — давление в плоскости ступенчатого изменения зазора;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости жидкости;  $l$  — текущая длина узкой части уплотнения;  $v_p$  — скорость поршня.

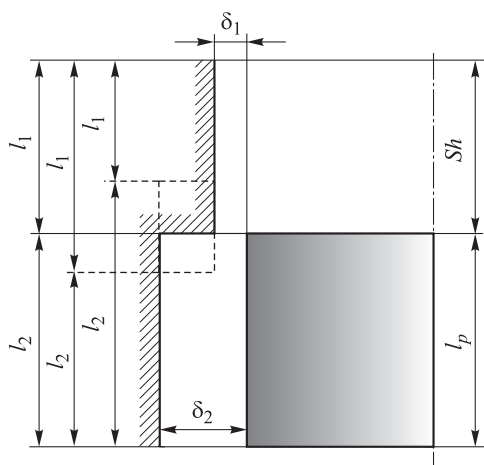


Рис. 1. Расчетная схема ступенчатого щелевого уплотнения

Давление в плоскости ступенчатого изменения зазора

$$p_3 = \frac{\frac{\delta_1^3 p_1}{12\mu l_1} + \frac{\delta_2^3 p_2}{12\mu l_2} \pm v_p \frac{1}{2}(\delta_1 - \delta_2)}{\frac{\delta_2^3}{12\mu l_2} + \frac{\delta_1^3}{12\mu l_1}},$$

где  $p_2$  — давление в НС;  $\delta_2$  — зазор в широкой части уплотнения;  $l_1$  и  $l_2$  — длина узкой и широкой части уплотнения.

Для щелевого уплотнения ступенчатого вида характерно соотношение

$$l_1 + l_2 = Sh + l_p,$$

где  $Sh$  и  $l_p$  — ход и длина поршня.

На рис. 1 показано щелевое уплотнение, использованное во всех расчетах. Поршень находится в нижней мертвой точке, длина уплотнения с зазором  $\delta_1$  равна ходу поршня ( $l_1 = Sh$ ), а длина уплотнения с зазором  $\delta_2$  — его длине ( $l_2 = l_p$ ).

**Результаты и обсуждение.** При исследовании представляется целесообразным:

- 1) уменьшать длину  $l_1$ , одновременно увеличивая длину  $l_2$ ;
- 2) увеличивать длину  $l_1$ , одновременно уменьшая длину  $l_2$ .

Таким образом, выполним анализ при  $l_1 + l_2 = \text{const}$ , так как  $Sh + l_p = \text{const}$ . Последовательно рассмотрим варианты 1 и 2. Численный анализ проведем при следующих независимых параметрах: диаметр поршня — 0,050 м; ход поршня — 0,050 м; длина цилиндра — 0,1 м; длина уплотнения с зазором  $\delta_1$  — 0,050 м; длина уплотнения с зазором  $\delta_2$  — 0,050 м; отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна — 0,208; диаметр штока в НС — 0,022 м; расположение поршня в цилиндре — концентричное; рабочее тело КС — воздух; рабочее тело НС — вода; давление нагнетания в КС  $p_{н.к} = 10$  МПа; давление нагнетания в НС  $p_{н.н} = 4$  МПа; зазоры  $\delta_1 = 50$  мкм,  $\delta_2 = 90$  мкм; относительное мертвое пространство КС  $a_m = 5\%$ ; частота вращения коленчатого вала  $n_{об} = 800$  мин<sup>-1</sup>.

**Вариант 1** ( $l_1 \downarrow, l_2 \uparrow$ ). С уменьшением длины  $l_1$  и увеличением длины  $l_2$  растет  $G_{отн}$  — отношение расходов жидкости за цикл через поршневое уплотнение в обратном и прямом направлениях, — начиная с  $G_{отн} = 2,03$  (рис. 2). Дальнейшее укорочение узкой части уплотнения приводит к снижению  $G_{отн}$  до 1,00, т. е. к

существенному падению гидравлического сопротивления уплотнения. Это обусловлено тем, что на протяжении большей части процесса сжатия (нарастания давления) зазор в поршневом уплотнении равен  $\delta_2$ . Далее при давлении нагнетания в КС в 2,5 раза большем, чем в НС, происходит полное выдавливание жидкости из КС. В диапазоне  $0,050 \text{ м} \leq l_1 \leq 0,040 \text{ м}$  с ростом  $G_{отн}$  увеличивается относительная высота слоя жидкости над поршнем за цикл  $\bar{S}_{wcp}$  с  $5,79 \cdot 10^{-2}$  до  $6,128 \cdot 10^{-2}$ . Повышение высоты слоя жидкости над поршнем приводит к возрастанию количества жидкости, выталкиваемой в линию нагнетания КС  $\bar{G}_{wk}$ . Так,  $\bar{G}_{wk}$  растет с  $2,46 \cdot 10^{-5}$  при  $l_1 = 0,050 \text{ м}$  до  $1,107 \cdot 10^{-4}$  при  $l_1 = 0,040 \text{ м}$  (см. рис. 2). При дальнейшем уменьшении  $l_1$  значение  $\bar{S}_{wcp}$  падает до нуля.

Увеличение количества охлаждающей жидкости с уменьшением  $l_1$  приводит к повышению потерь давления в процессе нагнетания в КС, что видно из индикаторной диаграммы в КС, представляющей собой зависимость давления в рабочей полости КС  $p_{c1}$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  (рис. 3). Максимальные относительные потери давления в процессе нагнетания  $\Delta p_n / p_n = 0,122$  ( $\Delta p_n$  и  $p_n$  — абсолютные потери давления в процессе нагнетания и его номинальное значение) соответствуют  $G_{отн} = 2,21$  и  $l_1 = 0,040 \text{ м}$ . При этом же значении  $l_1$  наблюдается максимальное количество выталкиваемой жидкости в линию нагнетания КС (см. рис. 2).

Относительные потери давления в процессе всасывания имеют практически одинаковые значения в диапазоне длины  $l_1 = 0,050 \dots 0,040 \text{ м}$ . В этом же диапазоне длины  $l_1$  мертвое пространство полностью заполнено жидко-

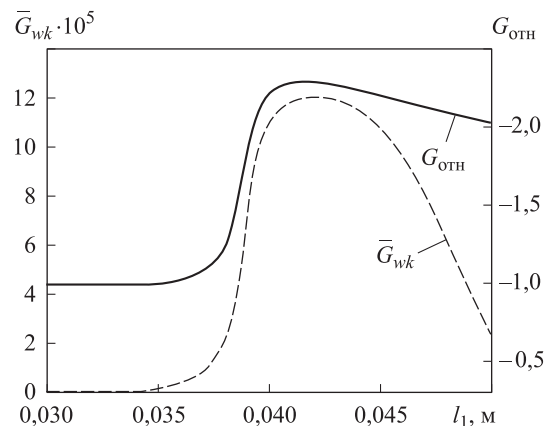


Рис. 2. Зависимость относительных параметров  $\bar{G}_{wk}$  и  $G_{отн}$  от длины  $l_1$

стью, процесс обратного расширения отсутствует и процесс всасывания максимальный. При  $l_1 < 0,040$  м происходит резкое уменьшение относительных потерь давления в процессе нагнетания с 0,122 до 0,0641, т. е. практически в 2 раза. Относительные потери давления в процессе всасывания снижаются с 0,163 до 0,154.

Аналогичный характер изменения имеют относительные потери работы в процессах всасывания  $\Delta A_{\text{н}}/A_{\text{ц}}$  и нагнетания  $\Delta A_{\text{вс}}/A_{\text{ц}}$ , где  $\Delta A_{\text{н}}$  и  $\Delta A_{\text{вс}}$  — абсолютные потери работы при всасывании и нагнетании;  $A_{\text{ц}}$  — работа цикла. Максимальные значения относительных потерь работы в процессах нагнетания  $\Delta A_{\text{н}}/A_{\text{ц}} = 5,84 \cdot 10^{-3}$  и всасывания  $\Delta A_{\text{вс}}/A_{\text{ц}} = 3,28 \cdot 10^{-3}$  соответствуют длине  $l_1 = 0,040$  м. При дальнейшем уменьшении длины  $l_1$  происходит резкое сокращение относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания. В диапазоне  $l_1 = 0,050 \dots 0,040$  м объемный коэффициент  $\lambda_o$  равен 1,000, затем он падает до 0,743 (рис. 4). В этом же диапазоне длины  $l_1$  наблюдается незначительное снижение коэффициентов дросселирования в КС  $\lambda_p$  и подогрева в КС  $\lambda_T$  в пределах 1...2 %.

Указанные причины приводят к тому, что коэффициент подачи НС  $\lambda$  повышается до 0,823 при длине  $l_1 = 0,040$  м, а затем резко падает до 0,557. Последнее обусловлено резким снижением объемного коэффициента  $\lambda_o$  (см. рис. 4). Зависимость индикаторного изотермического коэффициента полезного действия (КПД)  $\eta_{\text{ин.из}}$  от длины  $l_1$  аналогична характеру изменения  $\lambda$ . Максимальное значение этого КПД  $\eta_{\text{ин.из}} = 0,563$  имеет место при  $l_1 = 0,040$  м. При дальнейшем росте  $l_1$  значение

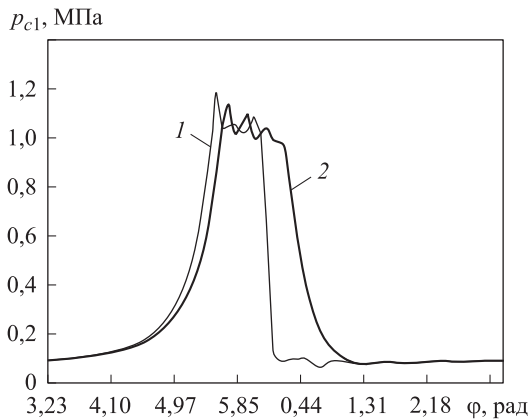


Рис. 3. Индикаторная диаграмма в КС при длине  $l_1 = 0,050$  (1) и  $0,040$  м (2)

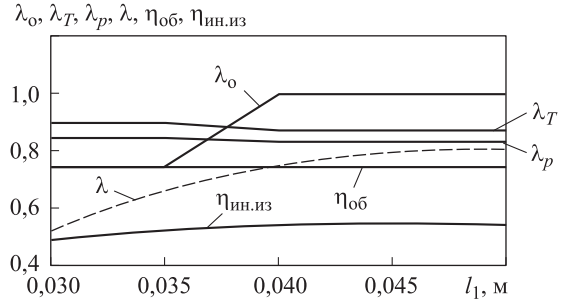


Рис. 4. Зависимость объемного коэффициента  $\lambda_o$ , коэффициента подогрева в КС  $\lambda_T$ , коэффициента дросселирования в КС  $\lambda_p$ , коэффициента подачи НС  $\lambda$ , объемного КПД НС  $\eta_{об}$  и индикаторного изотермического КПД  $\eta_{ин.из}$  от длины уплотнения  $l_1$

индикаторного изотермического КПД снижается до 0,503, т. е. на 6 %.

Уменьшение длины  $l_1$  и увеличение длины  $l_2$  равносильно росту радиального зазора между поршнем и цилиндром постоянной величины, что сопровождается возрастанием количества жидкости, поступающей из НС в КС и наоборот. Это вызывает небольшое повышение относительных потерь давления в процессах всасывания и нагнетания в НС при  $l_1 < 0,040$  м и совсем незначительное падение объемного КПД НС  $\eta_{об}$ .

**Вариант 2** ( $l_1 \uparrow, l_2 \downarrow$ ). Увеличение длины уплотнения с зазором  $\delta_1$  приводит к улучшению герметизации рабочей полости КС и снижению в ней количества охлаждающей жидкости. С ростом длины  $l_1$  относительная высота слоя жидкости над поршнем за цикл  $\bar{S}_{wcp}$  уменьшается весьма значительно. Так, при длине  $l_1 = 0,050$  м высота  $\bar{S}_{wcp} = 5,79 \cdot 10^{-2}$ , а при  $l_1 = 0,070$  м  $\bar{S}_{wcp} = 5,46 \cdot 10^{-3}$ . Это обусловлено снижением  $G_{отн}$  с 2,03 при  $l_1 = 0,050$  м до 0,905 при  $l_1 = 0,070$  м. При увеличении длины  $l_1$  более 0,050 м количество выталкиваемой жидкости падает до нуля.

Приведенные на рис. 5 зависимости убедительно демонстрируют, что с ростом длины поршневого уплотнения  $l_1$  высота слоя жидкости над поршнем уменьшается практически во всем диапазоне изменения угла поворота коленчатого вала.

Вследствие этого существенно сокращаются относительные потери давления при нагнетании  $\Delta p_{\text{н}}/p_{\text{н}}$  и незначительно — при всасывании  $\Delta p_{\text{вс}}/p_{\text{вс}}$  (рис. 6). Здесь  $\Delta p_{\text{н}}$  и  $\Delta p_{\text{вс}}$  — абсолютные потери давления при нагнетании и всасывании;  $p_{\text{н}}$  — номинальное давление нагнетания и всасывания.

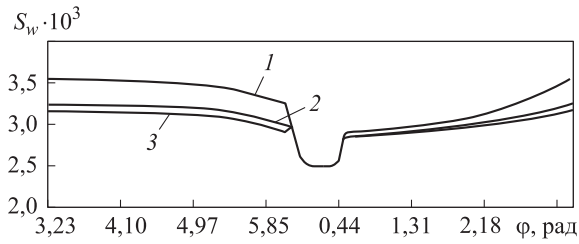


Рис. 5. Зависимость высоты слоя жидкости над поршнем от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при длине  $l_1 = 0,050$  (1),  $0,060$  (2) и  $0,070$  м (3)

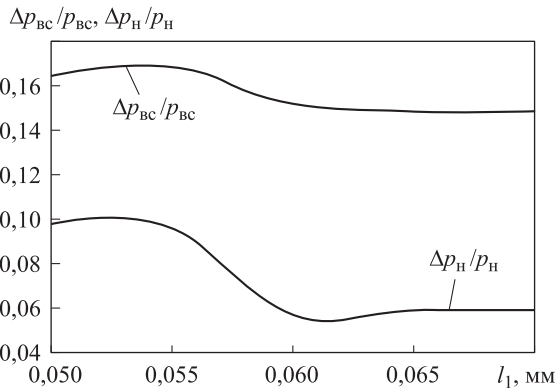


Рис. 6. Зависимость относительных потерь давления в процессах всасывания  $\Delta p_{вс}/p_{вс}$  и нагнетания  $\Delta p_{н}/p_{н}$  НС от длины  $l_1$

Уменьшение относительных потерь давления в процессе всасывания обусловлено нарастанием процесса обратного расширения и сокращением процесса всасывания (снижением объемного коэффициента  $\lambda_o$ ). Снижение потерь давления в процессах нагнетания и всасывания приводит к падению относительных потерь работы в этих процессах. Следует отметить, что при увеличении  $l_1$  наблюдается уменьшение потерь работы — существенное при нагнетании и незначительное при всасывании.

С ростом длины  $l_1$  увеличивается мертвое пространство в конце процесса нагнетания газа. Так, при  $l_1 = 0,050$  м относительное мертвое пространство, занятое газом, составляет 0 %, при  $l_1 = 0,060$  м — 48,5 %, а при  $l_1 = 0,070$  м — 94,8 %.

## Литература

- [1] 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.
- [2] 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 уплотне-

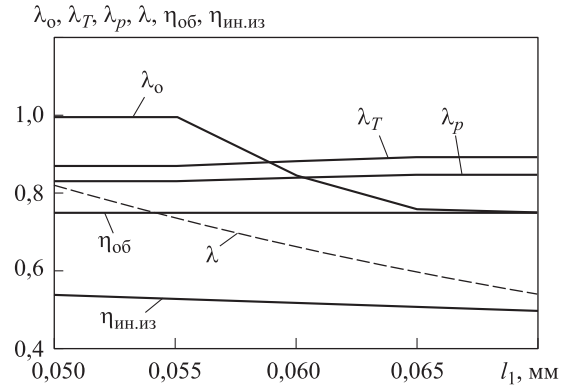


Рис. 7. Зависимость объемного коэффициента  $\lambda_o$ , коэффициента подогрева в КС  $\lambda_T$ , коэффициента дросселирования в КС  $\lambda_p$ , коэффициента подачи НС  $\lambda$ , объемного КПД НС  $\eta_{об}$  и индикаторного изотермического КПД  $\eta_{ин.из}$  от длины  $l_1$

Вследствие этого объемный коэффициент  $\lambda_o$  падает с 1,000 до 0,754 (рис. 7), а коэффициенты  $\lambda_p$  и  $\lambda_T$  увеличиваются весьма незначительно. Перечисленные аспекты приводят к снижению коэффициента подачи НС  $\lambda$  с 0,792 до 0,562 при изменении  $l_1$  с 0,05 до 0,070 м. Уменьшение производительности КС, несмотря на падение относительных потерь работы  $\Delta A_{н}/A_{ц}$  и  $\Delta A_{вс}/A_{ц}$  при возрастании  $l_1$  приводит к снижению индикаторного изотермического КПД  $\eta_{ин.из}$  в пределах 4 % (с 0,544 до 0,504).

Увеличение длины  $l_1$  и уменьшение длины  $l_2$  практически не влияет на работу НС. Значения объемного КПД НС  $\eta_{об}$  (см. рис. 7), относительных потерь работы при всасывании  $\Delta A_{вс}/A_{ц}$  и нагнетании  $\Delta A_{н}/A_{ц}$  остаются постоянными с ростом  $l_1$ .

## Выводы

1. Использование ступенчатого щелевого уплотнения позволяет повысить значения расходных и энергетических характеристик ПГЭМ.
2. Установлено, что рациональные значения длин уплотнения в узкой и широкой частях составляют соответственно  $(0,8...1,0) Sh$  и  $(1,2...1,0) Sh$ .

- нии 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.
- [3] Баженов А.М., Щерба В.Е., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю., Блинов В.Н. Анализ влияния эксцентриситета на соотношение массовых потоков жидкости в прямом и обратном направлениях в поршневом щелевом уплотнении ступенчатого вида поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии*, 2016, № 6(150), с. 49–53.
- [4] 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. Матер. III Междунар. науч.-техн. конф.*, Самара, 29 июня – 1 июля 2016, Самара, СНИУ им. академика С.П. Королёва, 2016, с. 214–216.
- [5] Щерба В.Е., Шалай В.В., Павлюченко Е.А., Павлюченко Е.А., Ходарева Е.В. Термодинамические основы расчета процессов сжатия и расширения в насосе объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 3, с. 25–28.
- [6] Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В., Ходарева Е.В., Павлюченко Е.А. Обобщенный термодинамический подход к расчету процессов всасывания и нагнетания в насосах и компрессорах объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 6, с. 26–29.
- [7] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В., Ходарева Е.В. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 367 с.
- [8] Щерба В.Е., Шалай В.В., Павлюченко Е.А., Виниченко В.С. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с интенсивным охлаждением цилиндропоршневой группы. *Химическое нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 4, с. 28–32.
- [9] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, Колосс, 2000. 456 с.
- [10] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [11] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 319 с.
- [12] 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. Электрон. сб. матер. и докл. XX Всерос. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов*, Москва, 7 декабря 2016, Москва, НИУ «МЭИ», 2016, с. 10–14.

## References

- [1] 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.
- [2] 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 kompressornoii 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.
- [3] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Grigor'ev A.V., Kondiurin A.Iu., Blinov V.N. Analiz vliianiia ekstsentrisiteta na sootnoshenie massovykh potokov zhidkosti v priamom i obratnom

- napravleniakh v porshnevom shchelevom uplotnenii stupenchatogo vida porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"mnogo deistviia [The analysis of influence of eccentricity on ratio of mass streams of liquid in the direct and return directions in piston slot-hole sealing of step type piston hybrid power machine of volume action]. *Omskii nauchnyi vestnik. Ser. Pribory, mashiny i tekhnologii* [Omsk scientific bulletin. Equipment, machines and technologies]. 2016, no. 6(150), pp. 49–53.
- [4] Shcherba V.E., Shalai V.V., Lysenko E.A., Nesterenko G.A., Grigor'ev A.V., Bazhenov A.M. Razrabotka i sozdanie ispytatel'nogo stenda dlia issledovaniia porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"mnogo deistviia [Design and creation of test bench for research of hybrid power piston machines volumetric actions]. *Dinamika i vibroakustika mashin. Mater. 3 Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Dynamics and vibroacoustics machines. Proceedings of the 3 International scientific and technical conference]. Samara, 29 June – 1 July 2016, Samara, SNIU im. akademika S.P. Koroleva publ., 2016, pp. 214–216.
- [5] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pavliuchenko E.A., Pavliuchenko E.A., Khodareva E.V. Termodinamicheskie osnovy rascheta protsessov szhatiia i rasshireniia v nasose ob"mnogo deistviia [Thermodynamic bases of calculation of processes of compression and expansion in the displacement pump]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2015, no. 3, pp. 25–28.
- [6] Shcherba V.E., Shalai V.V., Grigor'ev A.V., Khodareva E.V., Pavliuchenko E.A. Obobshchennyi termodinamicheskii podkhod k raschetu protsessov vsasyvaniia i nagnetaniia v nasosakh i kompressorakh ob"mnogo deistviia [The generalized thermodynamic approach to calculation of processes of absorption and forcing of pumps and compressors of volume action]. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2015, no. 6, pp. 26–29.
- [7] Shcherba V.E., Bolshtianskii A.P., Shalai V.V., Khodareva E.V. *Nasos-kompressor. Rabochie protsessy i osnovy proektirovaniia* [Pump-compressors. Workflows and design principles]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 367 p.
- [8] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pavliuchenko E.A., Vinichenko V.S. Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov porshneвого 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.
- [9] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressor. V 2 t. T. 1. Teoriia i raschet* [Reciprocating compressors. In 2 vol. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Koloss publ., 2000. 456 p.
- [10] *Porshnevye kompressor* [Piston compressors]. Ed. Fotin B.S. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1987. 372 p.
- [11] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov ob"mnogo deistviia* [Workflows compressors volumetric actions]. Moscow, Nauka publ., 2008. 319 p.
- [12] Bazhenov A.M., Kondiurin A.Iu., Shcherba V.E. Raschet shchelevogo uplotneniia, vypolnennogo v vide gladkoi shcheli stupenchatogo vida porshnevoi gibridnoi energeticheskoi mashiny ob"mnogo 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. mater. 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.

## 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, пр-т Мира, 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, пр-т Мира, 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, пр-т Мира, 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) — кандидат технических наук, заведующий лабораторией. ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» (644018, Омск, Российская Федерация, 5-я Кордная ул., д. 4, e-mail: amb1983@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю., Баженов А.М. Анализ влияния длин щелевого уплотнения ступенчатого вида на рабочие процессы и энергетические характеристики поршневой гибридной энергетической машины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 5, с. 44–51, doi: 10.18698/0536-1044-2018-5-44-51.

### Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Shalai V.V., Grigoriev A.V., Kondyurin A.Y., Bazhenov A.M. An Analysis of Influence of the Lengths of Stepped Slot Seals on Working Processes and Power Characteristics of Piston Hybrid Power Machines. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 5, pp. 44–51, doi: 10.18698/0536-1044-2018-5-44-51.

## 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 Aleksei 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, 5<sup>th</sup> Kordnaya St., Bldg. 4, e-mail: kondyurinomsk@rambler.ru).

**BAZHENOV Aleksei Mikhailovich** (Omsk) — Candidate of Science (Eng.), Head of Laboratory. Federal State Unitary Enterprise FNPTs Progress (644018, Omsk, Russian Federation, 5<sup>th</sup> Kordnaya St., Bldg. 4, e-mail: amb1983@mail.ru).