

# МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В. Л. Юша, С. С. Бусаров

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

**В статье представлена обобщенная методика расчета действительной производительности тихоходных длинноходовых воздушных компрессорных ступеней сжатия, основанная на определении коэффициента подачи как совокупности коэффициентов, отражающих влияние различных факторов на потери производительности. Методика учитывает конструктивные и режимные особенности тихоходных длинноходовых воздушных компрессорных ступеней сжатия и существенно отличается от аналогичной методики, применяемой для расчета быстроходных ступеней поршневых компрессоров.**

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, коэффициент подачи, коэффициент подогрева, коэффициент плотности, эксперимент, температурная диаграмма.

## Введение

При проектировании поршневых компрессоров многократно апробирован и нашел широкое применение метод расчета действительной производительности, основанный на принципах схематизации рабочего процесса и разделения потерь, позволяющий определить так называемый коэффициент подачи, характеризующий снижение производительности действительного поршневого компрессора по отношению к производительности теоретического компрессора [1–5].

Проведенные авторами теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней с интенсивным охлаждением цилиндра показали их существенное отличие от быстроходных ступеней [6–10]. Основной отличительной особенностью таких ступеней является возможность обеспечения в одной ступени повышенной величины отношения давления нагнетания к давлению всасывания при интенсивном внешнем охлаждении. Как показали полученные ранее результаты [7, 9], в одной ступени давление воздуха может быть повышено с 0,1 МПа до 0,5...12,0 МПа при температуре нагнетания 310...440 К, что обеспечивается за счет уникального сочетания конструктивных и режимных факторов: относительная длина цилиндра  $\psi = S/D\zeta > 10$  ( $S$  — ход поршня, м;  $D\zeta$  — диаметр цилиндра, м; время рабочего цикла 2...4 с).

В известной методике расчета, применяемой для быстроходных поршневых компрессоров, выражение для определения коэффициента подачи может быть представлено в следующем виде [1]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{gp} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вЛ} \cdot \lambda_{плЛ}, \quad (1)$$

где  $\lambda_0$  — объемный коэффициент;  $\lambda_{gp}$  — коэффициент дросселирования;  $\lambda_T$  — коэффициент подогрева;

$\lambda_{вЛ}$  — коэффициент влажности;  $\lambda_{плЛ}$  — коэффициент плотности.

В работе [11] представлены результаты анализа и обработки полученных ранее результатов экспериментальных и теоретических исследований с использованием известного способа схематизации процесса обратного расширения методом политропы конечных параметров; были получены рекомендации по выбору величины показателя политропы конечных параметров, входящего в известное выражение для расчета объемного коэффициента [1]:

$$\lambda_0 = 1 - a_m \left( \left( \frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{1/m} - 1 \right), \quad (2)$$

где  $P_{вс}$  — давление всасывания, Па;  $P_n$  — давление нагнетания, Па;  $a_m$  — величина относительного мертвого объема, которая для рассматриваемого в данной статье объекта составляла 0,001...0,0001 [12];  $m$  — показатель политропы конечных параметров, определяемый как

$$m = 1 + A(k - 1), \quad (3)$$

где  $A$  — коэффициент, который для режимов работы тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора можно принимать приблизительно равным 0,125 (соответственно, величина показателя политропы будет приблизительно равна 1,05 [11, 13]).

В работе [14] представлены результаты определения индикаторных потерь производительности воздушной тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора, которые, как известно, наряду с объемным коэффициентом характеризуются еще и коэффициентом дросселирования. Показано, что для диапазона конструктивных и режимных параметров, характерных для таких ступеней, величина

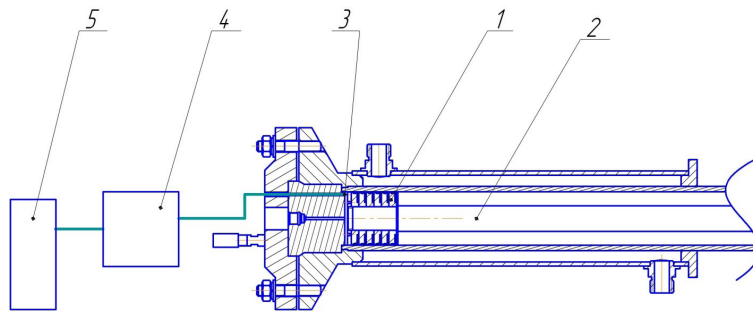


Рис. 1. Схема измерения мгновенной температуры газа:  
1 — шток; 2 — поршень; 3 — датчик температуры;  
4 — усилитель; 5 — осциллограф

Fig. 1. Scheme for measuring instantaneous gas temperature:  
1 — rod; 2 — piston; 3 — temperature sensor;  
4 — amplifier; 5 — oscilloscope

коэффициента дросселирования  $\lambda_{gr}$  может выбираться в диапазоне 0,98...0,99.

Вопросы, связанные с определением скрытых потерь производительности воздушной тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора, ранее не рассматривались. Эти потери применительно к рассматриваемой методике характеризуются коэффициентами подогрева, плотности и влажности. Коэффициент влажности зависит от параметров состояния воздуха, в том числе относительной влажности, в стандартной точке всасывания и после воздухоохладителя и определяется по аналогии с известными методиками для расчета быстроходных поршневых [1, 2, 4, 15]. Ниже рассмотрены вопросы, связанные с определением коэффициента подогрева и коэффициента плотности применительно к рассматриваемому объекту.

#### Коэффициент подогрева

В соответствии с известной методикой, коэффициент подогрева характеризует снижение массы свежей порции всасываемого воздуха, заполняющего рабочую камеру поршневой в процессе всасывания за счет его подогрева от поверхностей деталей, формирующих проточную часть ступени, и определяется как отношение температуры воздуха в стандартной точке всасывания к температуре воздуха в рабочей камере ступени в конце процесса всасывания, то есть определяется как отношение температуры газа без подогрева к температуре с учетом подогрева [1]:

$$\lambda_T = \frac{T_{вс}}{T_{всп}}. \quad (4)$$

Данную составляющую коэффициента подачи целесообразно определить по результатам экспериментальных исследований, включающих в себя измерение мгновенной температуры воздуха в рабочей камере ступени.

#### Объект исследования

Объектом исследования является ступень длинноходового тихоходного поршневого компрессора без подачи смазки в проточную часть. Схема ступени подробно описана в работе [7, 8]; манжетные поршневые уплотнения выполнены из самосмазы-

вающегося материала; самодействующие клапаны всасывания и нагнетания — грибкового типа. Экспериментальная ступень имеет следующие основные размеры и параметры: диаметр цилиндра 0,05 м, ход поршня 0,5 м; время цикла 2...3 с; величина относительного мертвого объема 0,026%. Внешнее охлаждение цилиндра — водяное, температура воды — 290 К; сжимаемый газ — воздух; температура всасываемого газа — 290 К, давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания до 10,0 МПа.

#### Методика экспериментального определения температуры воздуха в рабочей камере ступени

Для измерения мгновенной температуры воздуха в рабочей камере ступени использовались датчики на базе термистора типа ст1-18А [16, 17]. Данные с датчика температуры поступают на цифровой осциллограф через усилитель. На рис. 1 представлена схема измерения мгновенной температуры.

Приборная погрешность измерения давления представлена ниже. Определим общую погрешность датчика температуры на базе бусинкового термистора [18–21].

$$\delta_T = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2}, \quad (5)$$

где  $\delta_M$  — относительная погрешность осциллографа, 0,05%;  $\delta_t$  — погрешность термометра, определяемая погрешностью прибора, 0,1%;  $\delta_V$  — погрешность вольтметра, определяемая погрешностью прибора, 0,3%;  $\delta_F$  — погрешность расчета по полученной интерполированной формуле, 1,5%.

Таким образом, погрешность измерения мгновенной температуры воздуха в рабочей камере экспериментальной ступени составит:

$$\delta_T = \sqrt{0,05^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,53\%.$$

Бусинковая конструкция датчиков измерения температуры позволяет обеспечить минимальный мертвый объем в рабочей камере ступени, что имеет определяющее значение при высоких значениях отношения давления нагнетания к давлению всасывания. Отметим, что данный способ измерения не позволяет проводить измерения температуры в быстроходных ступенях из-за значительной инерционности бусинковых чувствительных элементов; однако в тихоходных ступенях рассматриваемого типа, время рабочего цикла которых на один-два

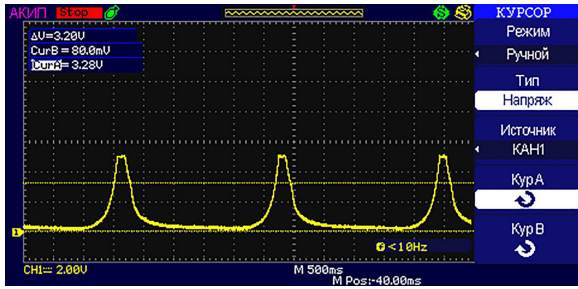


Рис. 2. Экспериментальная температурная диаграмма при давлении нагнетания 3 МПа, время цикла 3 с  
Fig. 2. Experimental temperature diagram at a discharge pressure of 3 MPa, a cycle time of 3 s

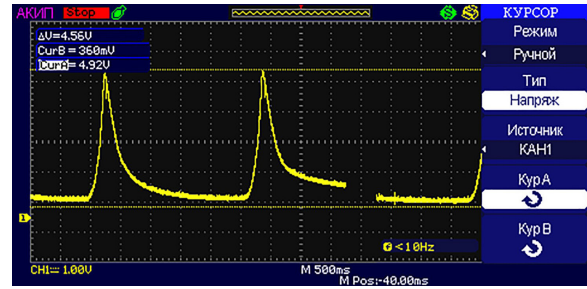


Рис. 3. Экспериментальная температурная диаграмма при давлении нагнетания 12 МПа, время цикла 3 с  
Fig. 3. Experimental temperature diagram at a discharge pressure of 12 MPa, a cycle time of 3 s

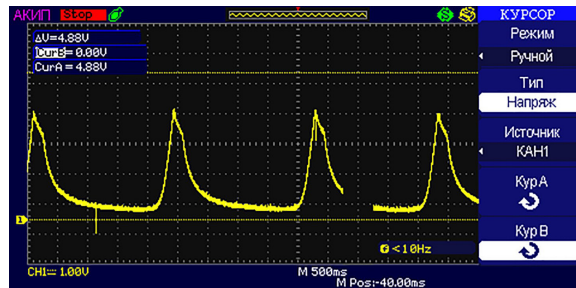


Рис. 4. Экспериментальная температурная диаграмма при давлении нагнетания 10 МПа, время цикла 2 с  
Fig. 4. Experimental temperature diagram at a discharge pressure of 10 MPa, a cycle time of 2 s

Таблица 1. Определение величины коэффициента подогрева по экспериментальным данным  
Table 1. Determination of the heating coefficient value according to experimental data

№ экс.	Pн, МПа	Время цикла, с	$T_{вс}$	$T_{всп}$	$\lambda_T$
1	0,5	3	293	294,5	0,996
2	3	3	293	300	0,975
3	6	3	293	307,5	0,953
4	10	3	293	321	0,91
5	12	3	293	329	0,89
6	0,5	2	293	296	0,99
7	3	2	293	305	0,96
8	6	2	293	310	0,945
9	10	2	293	326	0,9
10	12	2	293	333	0,88

порядка больше, применение бусиновых термисторов вполне оправданно и позволяет с достаточной точностью измерять температуру воздуха в течение всего рабочего цикла.

### Результаты экспериментов

На рис. 2–4 представлены экспериментальные температурные диаграммы. В табл. 1 представлены результаты обработки полученных экспериментальных данных.

Полученные экспериментальные данные позволили определить температуру газа в конце процесса всасывания и, в свою очередь, по соотношению температуры подогретого газа и температуры газа без подогрева определить коэффициент подогрева для рассматриваемого диапазона режимных параметров.

В результате обработки экспериментальных данных, представленных в табл. 1, получаем выражение, позволяющее оценить величину коэффициента подогрева для рассмотренного объекта:

Таблица 2. Составляющие коэффициента подачи  
Table 2. Feed coefficient components

	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 100$
$\lambda_0$	0,996	0,92
$\lambda_{гр}$	0,99	0,985
$\lambda_m$	0,996	0,91
$\lambda_{вл}$	0,99	0,99
$\lambda$	0,95	0,15
$\lambda_{пл} = \lambda / (\lambda_0 \lambda_{гр} \lambda_m \lambda_{вл})$	<b>0,98</b>	<b>0,184</b>

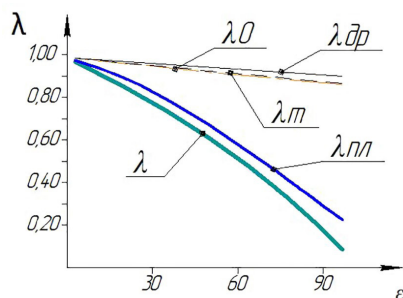


Рис. 5. Зависимость величины составляющих коэффициента подачи от величины отношения давления нагнетания к давлению всасывания ( $D_c = 0,05$  м;  $S = 0,5$  м;  $\tau = 3$  с)  
Fig. 5. Dependence of the value of the delivery components coefficient on the value of the ratio of the discharge pressure to the suction pressure ( $D_c = 0,05$  м;  $S = 0,5$  м;  $\tau = 3$  с)

$$\lambda_T = 1 - 0,001(\varepsilon_c - 1), \quad (6)$$

где  $\varepsilon_c$  — степень повышения давления в цилиндре.

Погрешность формулы не превышает 8%, что в большинстве соответствует требованиям, предъявляемым к инженерным расчетам.

### Коэффициент плотности

Если коэффициент подогрева можно определить путем визуализации температурной диаграммы, полученной по результатам физического или численного эксперимента, то коэффициент плотности определить экспериментально практически невозможно. Одним из путей решения данной задачи является определение коэффициента плотности по известным величинам коэффициента подачи [4, 15] и четырех его составляющих:

$$\lambda_{пл} = \frac{\lambda}{\lambda_0 \cdot \lambda_{гр} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вл}}. \quad (7)$$

В этом случае коэффициент подачи может быть определен как соотношение величины измеренной действительной производительности и величины теоретической производительности, рассчитанной по известным основным размерам и параметрам ступени [1, 2, 4].

Определим величину коэффициента плотности для следующих параметров воздушной тихоходной длинноходовой компрессорной ступени: диапазон изменения соотношения величины давления нагнетания и всасывания — от 5 до 100 при давлении всасывания 0,1 МПа,  $D_c = 0,05$  м,  $S = 0,5$  м,  $\tau = 3$  с. Учитывая полученные авторами ранее экспериментальные данные по величине коэффициента пода-

чи [21] и результаты определения величины составляющих его компонентов (объемный коэффициент, коэффициент дросселирования, коэффициент подогрева, коэффициент влажности), оценим величину коэффициента плотности. Некоторые из полученных результатов представлены в табл. 2.

Анализ этих результатов показал, что для оценки потерь производительности за счет влияния зазоров и неплотностей в рабочей камере коэффициент плотности удобно представить в виде следующего выражения:

$$\lambda_{пл} = 1 - x \cdot \varepsilon_c, \quad (8)$$

где  $x$  — эмпирический коэффициент (для рассмотренного диапазона конструктивных и режимных параметров  $x = 0,008$ ).

Тогда выражение (8) примет вид:

$$\lambda_{пл} = 1 - 0,008 \cdot \varepsilon_c. \quad (9)$$

Погрешность расчета коэффициента плотности по формуле (9) не превышает 12%, что тоже можно считать приемлемым результатом для инженерной методики расчета.

Разработанная методика расчета действительной производительности тихоходных длинноходовых воздушных компрессорных ступеней сжатия, основанная на определении коэффициента подачи как совокупности коэффициентов, отражающих влияние различных факторов на потери производительности, позволяет оценить влияние этих факторов на потери производительности рассматриваемого объекта. На рис. 5 представлены данные по соотношению составляющих коэффициента подачи в зависимости от степени повышения давления.

Представленные результаты показывают кардинальное различие влияния отдельных факторов на потери производительности традиционных быстроходных ступеней поршневых компрессоров и рассматриваемых тихоходных быстроходных. Как известно, в быстроходных поршневых компрессорных ступенях при их удовлетворительном техническом состоянии определяющим фактором является мертвый объем, влияние которого на потери производительности отражает объемный коэффициент [1, 2, 4, 15]. В рассматриваемых же тихоходных ступенях данный фактор минимизирован за счет увеличения отношения величины хода поршня к его диаметру; при этом определяющим становится коэффициент плотности, определяемый интенсивностью массообмена через зазоры в закрытых клапанах и в цилиндропоршневом уплотнении.

### Выводы и заключение

Анализ и обработка результатов проведенных ранее экспериментальных исследований позволили разработать методику расчета действительной производительности тихоходных длинноходовых воздушных компрессорных ступеней сжатия, основанную на принципах схематизации рабочих процессов и разделения потерь. Показано, что, в отличие от быстроходных поршневых компрессоров, для рассматриваемого объекта наиболее значимым фактором, определяющим потери производительности, является коэффициент плотности, отражающий рост влияния массообмена через зазоры в рабочей камере при увеличении времени рабочего цикла ступени

Полученные результаты определяют актуальность направления совершенствования конструкции тихоходных поршневых компрессорных ступеней, связанные с разработкой перспективных самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений.

#### Список источников

1. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. М.: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
2. Фотин Б. С. [и др.]. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
3. Luszczyci M., Cyklis P., Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves // International Compressor Engineering Conference. 1992. P. 918. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/918> (дата обращения: 07.09.2020).
4. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocating air compressors // Mining Technol. 1987. Vol. 69, no. 795. P. 13–14.
5. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.
6. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2017. 213 с.
7. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and petroleum engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
8. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53, Issue 7-8. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Goshlya R. Yu., Nedovenchanyi A. V., Sazhin B. S., Chizhikov M. A., Busarov I. S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2016. Procedia Engineering: Elsevier BV. 2016. Vol. 152. P. 297–302.
10. Юша В. Л., Бусаров С. С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
11. Бусаров С. С., Юша В. Л. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.
12. Пат. 2694104 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/04. Поршневой компрессор / Бусаров С. С., Юша В. Л., Недовенчаный А. В., Титов Д. С., Бусаров И. С. № 2018132179; заявл. 07.09.2018; опубл. 09.07.2019. Бюл. № 19.
13. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of transient gastemperatures in cylinders of reciprocating compressors using identification techniques with a mathematical model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (дата обращения: 15.09.2020).
14. Юша В. Л., С. С. Бусаров. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 39–41.
15. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров: моногр. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.
16. Дубровский В. В., Иванов Д. М., Пратусевич Н. Я. [и др.]. Резисторы: справочник. М.: Радио и связь, 1991. 528 с.
17. Зайцев Ю. В. Полупроводниковые термоэлектрические преобразователи. М.: Радио и связь, 1985. 120 с.
18. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104 с.
19. Зайдель А. Н. Погрешности измерения физических величин. Л.: Наука, 1985. 112 с.
20. Грановский В. С., Сирая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с. ISBN 5-283-04480-7.
21. Зайдель А. Н. Элементарные оценки ошибок измерений. Л.: Наука, 1968. 96 с.
22. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 8. С. 27–29.

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: [bsi1980@mail.ru](mailto:bsi1980@mail.ru)

#### Для цитирования

Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчета действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15.

Статья поступила в редакцию 30.10.2020 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров

# METHOD FOR CALCULATING ACTUAL CAPACITY OF SINGLE-STAGE LONG-STROKE RECIPROCATING COMPRESSORS

V. L. Yusha, S. S. Busarov

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The article presents a generalized method for calculating the actual performance of low-speed long-stroke air compressor stages of compression, based on determining the flow rate as a set of coefficients reflecting the influence of various factors on productivity losses. The method takes into account the design and operating features of low-speed long-stroke air compressor stages of compression and differs significantly from a similar method used to calculate high-speed stages of reciprocating compressors.

**Keywords:** reciprocating compressor, low-speed long-stroke stage, delivery ratio, heating ratio, density ratio, experiment, temperature diagram.

## References

1. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
2. Fotin B. S. [et al.]. Porshnevyye kompressory [Piston compressors]. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
3. Luszczycki M., Cyklis P., Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves // International Compressor Engineering Conference. 1992. P. 918. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/918> (accessed: 07.09.2020). (In Engl.).
4. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors // Mining Technol. 1987. Vol. 69, no. 795. P. 13–14. (In Engl.).
5. Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktivnyy i osnovnyy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, design, and design basics]. 3rd ed. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
6. Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevnykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov [Development of piston stages with a linear drive for low-flow compressor units and research of their working processes]. Kazan, 2017. 213 p. (In Russ.).
7. Yusha V. L., Karagusev V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5. (In Engl.).
8. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53, Issue 7-8. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.).
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Goshlya R. Yu., Nedovenchany A. V., Sazhin B. S., Chizhikov M. A., Busarov I. S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2016. Procedia Engineering: Elsevier BV. 2016. Vol. 152. P. 297–302. (In Engl.).
10. Yusha V. L., Busarov S. S. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifikirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. (In Russ.).
11. Busarov S. S., Yusha V. L. Opredeleniye pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdukhnykh porshnevnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slow-moving long-stroke compressor stages] // Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. (In Russ.).
12. Patent 2694104 Russian Federation, IPC F 04 B 39/04. Porshnevoy compressor [Piston compressor] / Busarov S. S., Yusha V. L., Nedovenchany A. V., Titov D. S., Busarov I. S. No. 2018132179. (In Russ.).
13. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of transient gastemperatures in cylinders of reciprocating compressors using identification techniques with a mathematical model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (accessed: 15.09.2020). (In Engl.).
14. Yusha V. L., Busarov S. S. Eksperimental'naya otsenka indikatornogo koeffitsiyenta podachi porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental evaluation of the indicator feed rate of a long-stroke pistons compressors stage] // Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics. 2020. No. 3. P. 39–41. (In Russ.).
15. Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov [Refrigeration and gas distribution systems for positive displacement compressors]. Novosibirsk, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).
16. Dubrovskiy V. V., Ivanov D. M., Pratushevich N. Ya. [et al.]. Reziystory: spravochnik [Resistors: handbook]. Moscow, 1991. 528 p. (In Russ.).
17. Zaytsev Yu. V. Poluprovodnikovyye termoelektricheskiye preobrazovateli [Semiconductor thermoelectric converters]. Moscow, 1985. 120 p. (In Russ.).

18. Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).

19. Zaydel A. N. Pogreshnosti izmereniya fizicheskikh velichin [Errors of measurement of physical quantities]. Leningrad, 1985. 112 p. (In Russ.).

20. Granovskiy V. S., Siraya T. N. Metody obrabotki eksperimental'nykh dannykh pri izmereniyakh [Methods of processing experimental data during measurements]. Leningrad, 1990. 288 p. ISBN 5-283-04480-7. (In Russ.).

21. Zaydel A. N. Elementarnyye otsenki oshibok izmereniy [Elementary estimates of measurement errors]. Leningrad, 1968. 96 p. (In Russ.).

22. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V. Eksperimental'naya otsenka effektivnosti rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri szhatii razlichnykh gazov [Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke low-speed reciprocating compressor stages at compression of different gases] // *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. No. 8. P. 27–29. (In Russ.).

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Com-

pressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

**BUSAROV Sergey Sergeyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Address for correspondence: bssi1980@mail.ru

#### For citations

Yusha V. L., Busarov S. S. Method for calculating actual capacity of single-stage long-stroke reciprocating compressors // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15.

Received October 30, 2020.

© V. L. Yusha, S. S. Busarov