

# **Анализ методов расчета и работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров**

**А.Ф. Сарманаева** (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС),

**Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушин**

(ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»)

*mustimur@rambler.ru*

Одним из наиболее перспективных методов исследований компрессорных машин объемного принципа действия и протекающих в них рабочих процессов является математическое моделирование. Отличие свойств реального газа от идеального требует внесения в математическую модель соответствующих корректировок. Это определило актуальность и необходимость анализа выделенных численных методов расчета и оценки их влияния на показатели работы самодействующих кольцевых клапанов и, как следствие, на характеристики поршневого компрессора.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, самодействующий кольцевой клапан, методы расчета, идеальный газ, реальный газ.

**Analytical treatment of design methods and operation of self-acting ring valves of piston compressors**

**A.F. Sarmaneava (ZAO «NIIturbocompressor n.a.V.B.Shnep», HMS Group),**

**T.N.Mustafin, G.N.Chekoushkin (FGBOU VPO «Kazan National Research Technological University»)**

Mathematical simulation is one of the most promising methods of investigation of positive displacement compressor machines and their working processes. The difference between properties of real and ideal gases is a main reason of correction mathematical model. This determined the priority and the need to analyze the selected numerical methods and assess their impact on the performance of self-acting ring valves and, as a consequence, on the characteristics of a piston compressor.

**Keywords:** piston compressor, the self acting ring valve, calculation methods, ideal gas, real gas.

Широкое распространение поршневых компрессоров в основных отраслях промышленности и быту [1–5] требует их непрерывного исследования и диагностики для модернизации эксплуатируемых машин и постоянного улучшения новых образцов [6–8]. Но зачастую при эксплуатации изменяется режим работы, и узлы подвергаются повышенному изнашиванию, а при выполнении проекта нового компрессора в первую очередь необходима объективная оценка эффективности и обоснование актуальности разработки. Это обуславливает

вывода уравнений которых закладывают закон сохранения энергии для идеального газа со ссылкой на необходимость учета рода агента, и реже – закон сохранения энергии для реального газа.

Дифференциальные уравнения изменения давления и температуры по углу поворота вала для газа с допущением, что газ идеальный, выводятся и описываются с достаточной для использования в математической модели полнотой в работах [6, 9, 10]. В общем виде на них основывается система

$$\begin{cases} \frac{dp}{d\phi} = \frac{(k-1)}{V\omega} \left( \frac{dQ}{dt} \omega + \sum_{k=1}^l \left( i_{nk} \frac{dm_{pk}}{d\tau} \right) - \sum_{l=1}^n \left( i \frac{dm_{yl}}{d\tau} \right) - \frac{\omega kp}{(k-1)} \frac{dV}{d\phi} \right); \\ \frac{dT}{d\phi} = \frac{(k-1)T}{pV\omega} \left( \frac{dQ}{dt} \omega + \sum_{k=1}^l \left( i_{nk} \frac{dm_{pk}}{d\tau} \right) + i \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{dm_{pk}}{d\tau} \right) - \sum_{l=1}^n \left( i \frac{dm_{yl}}{d\tau} \right) \right) - p \omega \frac{dV}{d\phi} \right), \end{cases} \quad (1)$$

выбор математического моделирования в качестве основного инструмента исследований как наименее затратного, наиболее оперативного и широко варьируемого. Здесь в отношении поршневых компрессоров имеется, как минимум, семидесятилетний опыт проведения численных экспериментов, но это не исключает наличия ряда допущений и в некоторых случаях нескольких методов в решении задач. В частности, описание термодинамических процессов, протекающих в рабочих камерах компрессора, выполняют в ряде случаев с помощью математических моделей, в основу

где  $p$ ,  $T$ ,  $s$ ,  $v$  – соответственно давление, температура, энтропия, удельный объем газа;  $c_p = \left( \frac{\partial i}{\partial T} \right)_p$  – мгновенная изобарная теплоемкость;  $V$  – текущий объем рабочей полости;  $i$  – удельная энтальпия;  $\omega = \frac{d\phi}{d\tau}$  – угловая скорость коленчатого вала;  $\frac{dm_{xx}}{d\tau}$  – мгновенный массовый расход через клапаны или щели в поршневых кольцах (индекс «п» означает притечку рабочего тела,



индекс «у» – утечку);  $\frac{dQ}{dt}$  – тепловой поток, подводимый к газу в результате теплообмена со стенками.

Аналогично для реального газа на уравнениях из работы [5] в общем виде основывается система

где  $h$  – ход пластины клапана;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа;  $m_{\pi}$  – приведенная масса пластины и пружин клапана;  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала;  $\rho$  – коэффициент давления потока;  $f_c$  – площадь проходного сечения седла клапана;  $p_1$ ,  $p_2$  – давление в полости,

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp}{d\varphi} = \frac{v}{Vc_p} \left( \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega d\tau} \right) \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - c_p \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \left( \frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{dm_{\pi k}}{d\tau} \right) - \sum_{j=1}^n \left( \frac{dm_{yj}}{d\tau} \right) \right) \right) \right), \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{v}{Vc_p} \left( \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{\Delta i_{\pi k}}{\omega} \frac{dm_{\pi k}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega d\tau} \right) - \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T v - \left( \frac{\partial i}{\partial v} \right)_T \right] \left( \frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{dm_{\pi k}}{d\tau} \right) - \sum_{j=1}^n \left( \frac{dm_{yj}}{d\tau} \right) \right) \right) \right), \end{array} \right. \quad (2)$$

Сложность получения индикаторной и температурной диаграмм компрессора по уравнениям системы (2) обусловлена необходимостью внесения в математическую модель дополнительных уравнений для газа вида  $i = f_1(p, T)$ ,  $s = f_2(p, T)$ ,  $v = f_3(p, T)$ , для определения которых, например в настоящей работе, использовался электронный пакет расчета термодинамических и теплофизических свойств холодильных агентов, разработанный на кафедре «Энергетическое машиностроение» Технологического университета Дании [12]. В связи с этим использование системы уравнений (1) нашло более широкое распространение. Оно упрощает запись математических соотношений и количественно уменьшает требуемые для расчета сведения о газе, внося вместе с тем в результатирующую данные потерю точности, которую перед применением и распространением полученных результатов в каждом конкретном случае следует оценивать, поэтому в данной работе и поставлена задача анализа различных методов.

Поскольку процессы всасывания и нагнетания поршневого компрессора осуществляются через переменное во времени сечение клапанов (в нашем случае – самодействующих кольцевых), каждая из приведенных систем уравнений (1) или (2) может быть решена в соответствии с уравнением движения пластины, которое, в частности, для участка свободного движения пластины в потоке газа имеет форму зависимости, как в работе [10]:

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{1}{m_{\pi}\omega^2} \left( \rho f_c (p_2 - p_1) - C(h + h_0) - \tau Z - G \right), \quad (3)$$

в которую и из которой происходит истечение;  $C$  – жесткость пружины;  $h$ ,  $h_0$  – текущая высота и предварительный натяг пружины;  $\tau$  – коэффициент демпфирования пластины;  $Z$  – мгновенная скорость движения пластины;  $G$  – проекция силы тяжести пластины.

В уравнении (3) первое слагаемое определяет воздействие газового потока на пластины; второе – силу пружины; третье – силу трения вязкой среды; последнее – силу тяжести пластины. Сила пружины действует на всех участках перемещения пластины и определяется жесткостью пружины  $C$ , предварительным натягом и ходом пластины ( $h + h_0$ ). На участках контакта пластины с ограничителем хода и седлом учитываются силы взаимодействия в соответствии с формой реального объекта, как это отражено в работе [6]. Первоначальный контакт пластины с седлом и ограничителем хода в основном происходит по наружному кольцу пластин. Это объясняет превалирующую поломку пластин с развитием усталостных трещин [5].

Относительно поставленной в данной работе задачи основной интерес представляет воздействие газового потока на пластины, поскольку оно, как будет показано далее, зависит и от рода агента. Это воздействие определяется входящим в уравнение (3) коэффициентом давления потока  $\rho$ , который характеризует разность давлений, действующих на пластины. Его значение в первом приближении допускается рассчитывать теоретически, однако достоверные значения получают на основе статических продувок типовой модели клапана [6, 9]. Так, зависимость коэффициента давления потока  $\rho$  для различных рабочих тел в соответствии с рис. 1 указывает

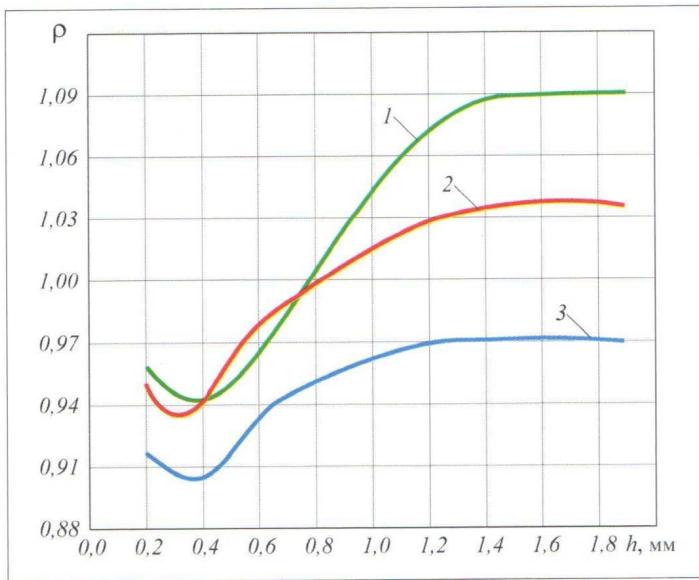


Рис. 1. Зависимость коэффициента давления потока  $\rho$  от хода пластины клапана  $h$  для разных хладагентов:  
1 – R729; 2 – R22; 3 – R134a

и на то, что его значения существенно различны для выделенных характерных агентов.

Приведенные значения коэффициента давления потока  $\rho$  рекомендуется учитывать при математическом моделировании холодильных компрессоров с самодействующими клапанами, работающих на хладонах R22 и R134a.

Совместным решением уравнений (1) и (3) для идеального газа, а также уравнений (2) и (3) для реального газа с учетом расчета потока газа через уплотняющие элементы камеры (поршневые кольца, дросселирующие объекты) по методике С.Е. Захаренко [11] получены индикаторная и температурная диаграммы компрессора П220 [2] при работе на хладагентах R22 (рис. 2) и R134a (рис. 3). Эти диаграммы соответствуют расчетному режиму при частоте вращения 1440 об/мин и давлении всасывания 245 кПа (что соответствует температурам кипения: для хладагента R22 – 253 К, для хладагента R134a – 268 К; перегрев на всасывании в обоих случаях составляет 15 К). Значения коэффициентов давления потока  $\rho$  для R22 и R134a закладывались в модель согласно рис. 1.

Рассмотрение рис. 2 и 3 показывает, что неучета вида агента приводит к существенным расхождениям текущих значений температуры, одновременно регистрируемых при численном эксперименте на математических моделях с разными подходами в записи исходных уравнений. Наибольшее различие отмечается на участке нагнетания, меньшее – при сжатии и обратном расширении. Индикаторные диаграммы модели ступени для идеального и реального газа различаются незначительно.

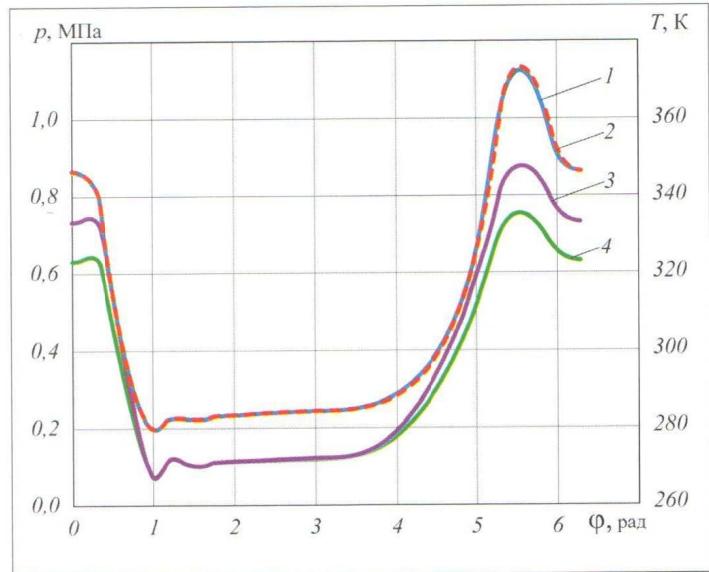


Рис. 2. Совмещенные диаграммы компрессора П220 при работе на хладагенте R22:  
1 – индикаторная диаграмма по уравнению системы (1);  
2 – индикаторная диаграмма по уравнению системы (2);  
3 – температурная диаграмма по уравнению системы (1);  
4 – температурная диаграмма по уравнению системы (2)

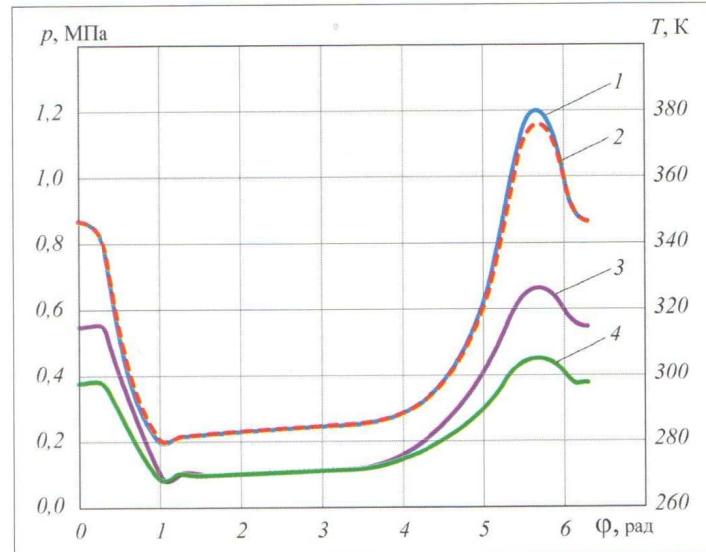


Рис. 3. Совмещенные диаграммы компрессора П220 при работе на R134a:  
1 – индикаторная диаграмма по уравнению системы (1);  
2 – индикаторная диаграмма по уравнению системы (2);  
3 – температурная диаграмма по уравнению системы (1);  
4 – температурная диаграмма по уравнению системы (2)

С целью проверки адекватности результатов численного метода расчета на рис. 4 приведены зависимости коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления компрессора П220 при работе на хладагенте R22. Кривые 1 и 2 являются теоретическими и получены при численном эксперименте с использованием в первом случае системы уравнений (1), во втором случае – системы уравнений (2), кривая 3 соответствует натурному эксперименту из работы [2].



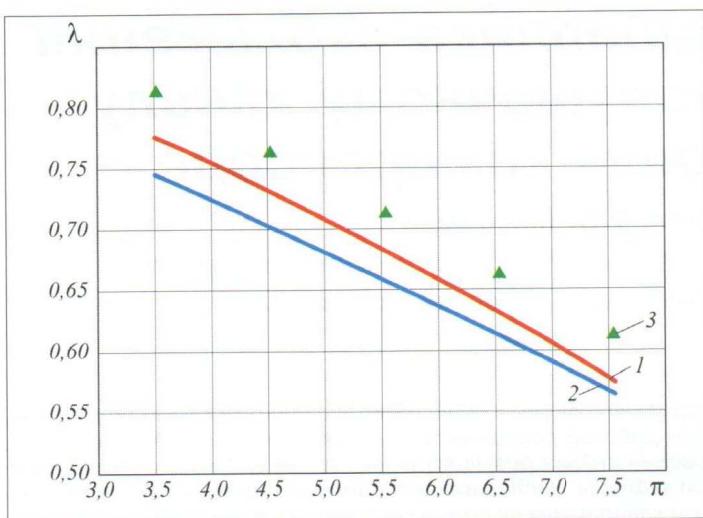


Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления  $\pi$ :  
1 – модель для идеального газа; 2 – модель для реального газа; 3 – натурный эксперимент (данные работы [2])

На рис. 4 зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления  $\pi$ , определенная по математической модели с использованием системы уравнений (2), наиболее приближена к данным натурного эксперимента. Расхождение кривых 1 и 3 составляет более 8%, кривых 2 и 3 – около 4,5%. Таким образом, в проделанной работе количественно оценен один из источников неточностей численных экспериментов, а использование математической модели, учитывающей реальность свойств агента, рекомендуется принять за предпочтительное в случае, когда необходимо достоверно определить характеристики машин объемного принципа действия и, в частности, оценить

работу самодействующих кольцевых клапанов, обеспечивающих организацию рабочего процесса и собственно характеристики поршневых компрессоров.

#### Список литературы

- Пластиинин П.И. Поршневые компрессоры: в 2 т. Т. 2: Основы проектирования. Конструкции/П.И. Пластиинин. М.: Колос, 2008. 711 с.
- Быков А.В., Бежанишвили Э.М., Калнин И.М. и др. Ходильные компрессоры/Под ред. А.В. Быкова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1992. 304 с.
- Бухолдин Ю.С., Левашов В.А., Паненко В.Г., Парафейник В.П., Смирнов А.В. О современном развитии компрессоростроения в ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»//Труды XV Межд. научно-техн. конф. по компрессорной технике: в 2 т. Т. 1. Казань: Слово. С. 16–35.
- Мещанов С.Л. TORNADO – новая серия компрессоров высокого давления компании J.P. Sauer&Sohn//Компрессорная техника и пневматика. 2008. №5. С. 21–22.
- Шпигль Б., Тестори М., Маху Г. Клапаны нового поколения для высокогооборотных компрессоров//Компрессорная техника и пневматика. 2013. №1. С. 2–9.
- Сарманаева А.Ф., Хисамеев И.Г., Чекушин Г.Н. Разработка модели поршневого компрессора, исследование механизма движения и газораспределения//Труды XV Межд. научно-техн. конф. по компрессорной технике: в 2 т. Т. 1. Казань: Слово, С. 47–57.
- Патент на изобретение №24711088(РФ). Поршневой компрессор с бесшатунным механизмом.
- Патент на полезную модель №123860(РФ). Самодействующий комбинированный клапан поршневого компрессора.
- Пластиинин П.И. Поршневые компрессоры: в 2 т. Т. 1: Теория и расчет. М.: Колос, 2008. 455 с.
- Чекушин Г.Н. Исследование динамики и прочности пластин кольцевых самодействующих клапанов поршневых компрессоров. Дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1966. 236 с.
- Мустафин Т.Н. Разработка и исследование героторного компрессора с полным внутренним сжатием. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КНИТУ, 2011. 170 с.
- Skovrup M.J. Thermodynamic and Thermophysical Properties of Refrigerants//Package in Borland Delphi for the refrigerants. Department Of Energy Engineering Technical University Of Denmark. 2001.

## Уважаемые читатели!

Подписаться на журнал

«Компрессорная техника и пневматика» на 2015 год можно по каталогам Агентства

«Роспечать» (индекс 79749), АПР (индекс 38097),

«Урал-пресс» (<http://www.ural-press.ru>),

а также в редакции (в печатном формате);

в электронном формате – в редакции.

Тел.: +7(495)223-66-35; e-mail: [info@chemtech.ru](mailto:info@chemtech.ru)



# Компрессорная техника и пневматика

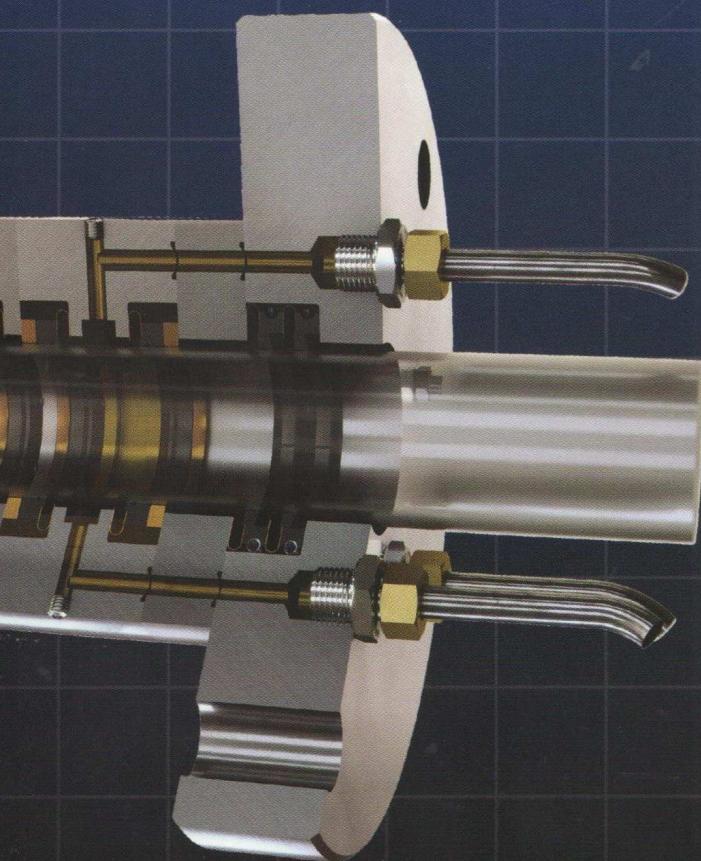


Compressors & Pneumatics

7/ноябрь  
2014

## Газонепроницаемый сальник

штока компрессора



## Нулевая утечка газа

из цилиндра поршневого компрессора

Уникальное решение — сальник XperSEAL — обеспечивает нулевую утечку газа в ходе эксплуатации поршневого компрессора за счет применения масляного затвора.

ООО «ХЁРБИГЕР»

Тел./Факс: +7 495 221 06 78

E-mail: moscow@hoerbiger.com

[www.hoerbiger.com](http://www.hoerbiger.com)

  
**HOERBIGER**  
because performance counts



**Учредители**

Ассоциация компрессорщиков  
и пневматиков  
ООО «Издательство «КХТ»

**Издатель**

ООО «ИИЦ «КХТ»

**Главный редактор**

Галеркин Ю.Б., д.т.н., проф.  
Yu.B. Galerkin, doctor of Engineering  
Science  
yuri\_galerkin@mail.ru

**Зам. главного редактора**

Морозова Э.И.  
E.I. Morozova  
morozova@chemtech.ru

**Научный редактор**

Крузе А.С.

**Редакционная коллегия**

**Амин Хаджу, д.т.н.**

Amin Haghjoo (Germany),  
PhD Technology Leader

**Бухолдин Ю.С., канд. техн. наук**

Bukholidin Yu.S. (Ukraine), cand. of Eng. Sc.  
Demikhov K.E., д-р Eng. Sc., prof.

**Захаренко В.П., д.т.н., проф.**

Zakharenko V.P., d-r of Eng. Sc., prof.  
Ignatiev D.K., к.т.н.

D.K. Ignatiev (USA), PhD(Eng)

**Кузнеццов Л.Г., д.т.н., проф.**

Kuznetsov L.G., d-r of Eng. Sc., prof.

**Кулагин В.А., д.т.н., проф.**

Kulagin V.A., d-r of Eng. Sc., prof.

**Парафинек В.П., д.т.н., проф.**

Parafeiniuk V.P. (Ukraine), d-r of Eng. Sc., prof.

**Сальников С.Ю., канд. техн. наук**

Salnikov S.Yu., cand. of Eng. Sc.

**Сухомлинов И.Я., д.т.н., проф.**

Sukhomlinov I.Ya., d-r of Eng. Sc., prof.

**Хисамеев И.Г., д.т.н., проф.**

Khisameev I.G., d-r of Eng. Sc., prof.

**Цыганков А.В., д.т.н., проф.**

Tcigankov A.V., d-r of Eng. Sc., prof.

**Шайхутдинов А.З., канд. техн. наук**

Shaikhutdinov A.Z., cand. of Eng. Sc.

**Ян Крысинский, д.т.н., проф.**

Ian Krysinski (Poland), D.Sc., PhD, D.h.c.

mult

**Ян Кеннет Смит, д.т.н., проф.**

Ian Kenneth Smith (UK), B.Sc(Eng), DIC, PhD

**Дизайн и компьютерная верстка**

Япин О.Ю.

**Адрес редакции**

107258, Москва,  
ул. 1-я Бухвостова, 12/11, корп. 17,  
ИИЦ «КХТ»  
Для почты: 107061, Москва, п/о 061, а/я 547,  
ИИЦ «КХТ»  
Тел./факс: (495) 223-66-35  
E-mail: info@chemtech.ru  
www.compressortech.ru

**Журнал входит в перечень ВАК РФ**

Юридическую ответственность  
за достоверность рекламы  
несут рекламируемые.  
Полная или частичная перепечатка  
материалов допускается только  
с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика», 1991

Сдано в набор 20.9.2014.  
Подписано в печать 10.10.2014.  
Формат 60x90/8. Печать офсетная.  
Усл.-печл. 5,0. Зак. 1395

Отпечатано в ООО «АМА-пресс»,  
111116, Москва., Зельев пер., 3

# Компрессорная техника и пневматика

Compressors & Pneumatics

7/ноябрь  
2014

## СОДЕРЖАНИЕ

### Механика

<b>Кузнецов Л.Г.</b> ОАО «Компрессор» – производитель оборудования для передовых технологий <i>L.G. Kuznetsov. JSC «Compressor» – manufacturer of equipment for advanced technologies</i> . . . . .	3
<b>Линднер-Сильвестер Т., Холд К.</b> Сальник для цилиндров поршневых компрессоров, обеспечивающий нулевую утечку газа <i>T. Lindner-Silwester, Ch. Hold. True zero-emission packing for reciprocating compressors</i> . . . . .	7

### Эксплуатация

<b>Соломатин С.Я., Краевский В.Н., Черкащенко А.С.</b> Проактивное обслуживание турбин 103JT аммиачного производства ОПЗ <i>S.Ya.Solomatin, V.N.Kraevskiy, A.S. Cherkaschenko. Proactive maintenance of turbines 103JT of ammonia production of OPZ</i> . . . . .	14
<b>Микаэлян Э.А., Седов В.В.</b> Определение характеристик газотурбинных газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций и газопровода в условиях эксплуатации <i>E.A. Mikaelyan,Gubkin, V.V. Sedov. Definitions of characteristics jf gas-turbine distributing units of stations, gas pipe under operating conditions</i> . . . . .	20

### Расчет и конструирование

<b>Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н.</b> Анализ методов расчета и работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров <i>A.F. Sarmanayeva, T.N.Mustafin, G.N.Chekoushkin. Analytical treatment of design methods and operation of self-acting ring valves of piston compressors</i> . . . . .	26
---	----

<b>Соколов Н.В., Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Футин В.А.</b> Испытания упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечным каналу скосом в центробежном компрессоре <i>N.V. Sokolov, M.B. Khadiev, T.V. Maksimov, V.A. Futin. Testing of the thrust plain bearing with the skew parallel to the passage between pads in centrifugal compressor</i> . . . . .	30
--	----

<b>Хапов Д.А., Чистяков А.О., Москалев И.Н.</b> Инженерный расчет факторов сжимаемости газов в области умеренных давлений и температур, удаленных от критических <i>D.A. Khapov, A.O. Chistyakov, I.N. Moskalev. The engineering calculation of the compressibility factors of gases at moderate pressures and temperatures</i> . . . . .	37
--	----

<b>Андрianов А.В., Сусликов Э.В., Страхов Г.П., Ахметзянов А.М., Харитонов А.П.</b> Осевой электромагнит как элемент системы активного магнитного подвеса <i>A.V. Andrianov, E.V. Suslikov, G.P. Strakhov, A.M. Ahmetzjanov, A.P. Kharitonov. Axial electromagnet as an element of active magnetic suspension system</i> . . . . .	42
--	----

### Выставки, конференции

Конференция по компрессоростроению <i>Conference on kompressors engineering</i> . . . . .	46
--	----

### Поздравляем с юбилеем!

Василию Евгеньевичу Евдокимову 75 лет . . . . .	48
---	----