

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-65-76

Экспериментальное исследование двухступенчатого поршневого компрессора

А.А. Котлов

Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ

An Experimental Study of a Two-Stage Reciprocating Compressor

A.A. KotlovFederal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University,
Joint Institute of Science and Technology

Обеспечение эффективной и надежной работы компрессорных машин является важной проблемой. Качество проектируемого оборудования определяется уровнем изученности объекта и совершенством методов расчета его состояния. Экспериментальное исследование — важнейшая составная часть научных изысканий. Основной его целью является выявление свойств испытуемых объектов, проверка справедливости гипотез, методик и на этой основе широкое и глубокое изучение темы научного исследования. Методами физического и математического экспериментов выполнено исследование двухступенчатого поршневого компрессора при изменении двух параметров — частоты вращения коленчатого вала и конечного давления. Рассмотрены метод математического эксперимента и компьютерная программа, предназначенная для его проведения над моделью двухступенчатого поршневого компрессора, сжимающего реальный газ. Описаны метод физического эксперимента и разработанный информационно-измерительный комплекс. Сравнение результатов обоих экспериментов показало их удовлетворительную сходимость.

Ключевые слова: поршневой компрессор, натурный эксперимент, математический эксперимент, характеристики компрессора, реальный газ

Ensuring efficient and reliable operation of compressor machines is an important issue. The quality of the designed equipment is determined by the state of knowledge about the object and the efficiency of calculation methods. Experimental research is an essential part of scientific studies. The main purpose of experimental research is to identify the properties of the objects under study, verify the validity of hypotheses and methods, followed by in-depth study of the topic of scientific research. The paper presents the results of the study of a two-stage reciprocating compressor by the methods of physical and mathematical experiment. The study was conducted with two variable parameters: the frequency of rotation of the crankshaft and the final pressure. A method of mathematical experiment and a software program developed for conducting the experiment are described in this paper. The program is designed for conducting mathematical experiments on a model of a two-stage

reciprocating compressor that compresses real gas. A method of physical experiment and the developed information-measuring package are described. The results of the both experiments showed satisfactory agreement.

Keywords: reciprocating compressor, full-scale experiment, mathematical experiment, compressor characteristics, real gas

В технических науках различают физический (ФЭ) и математический (МЭ) эксперименты. Первый — это исследование свойств материальных объектов и явлений физическими методами, второй — эксперимент над математической моделью (ММ) объекта исследования.

МЭ (численное моделирование, численный эксперимент, виртуальные испытания) является стремительно развивающимся направлением в различных отраслях науки. С помощью МЭ можно не только исследовать явления, недоступные ФЭ (например, вследствие пожаробезопасности или наличия вредных веществ), но и проводить многократные эксперименты с изменением конструктивных параметров, что обеспечивает выявление особенностей изучаемого процесса. МЭ дает возможность исследовать модель объекта до появления последнего.

Применение МЭ при разработке конструкции и технологии изготовления поршневого компрессора позволяет свести к необходимому минимуму количество его прототипов и натурных испытаний, существенно повысить качество разработки и потребительских свойств изделия при сокращении сроков и издержек проектирования и производства.

Цель работы — повышение эффективности процесса проектирования поршневого компрессора путем сокращения сроков экспери-

ментальной доводки благодаря внедрению методов МЭ.

Объектом исследования является двухступенчатый поршневой компрессор (далее компрессор) ВУ-3/8М (рис. 1), представляющий собой бескрейцкопфную, V-образную машину с водяным охлаждением цилиндров и промежуточным кожухотрубным холодильником.

Техническая характеристика компрессора ВУ-3/8М

Объемная производительность, м ³ /мин	3
Конечное давление (избыточное), МПа	0,8
Номинальная частота вращения коленчатого вала (КВ), мин ⁻¹	1000
Мощность на валу, кВт	27
Диаметр цилиндра, мм:	
первой ступени	220
второй ступени	120
Ход поршня, мм	100
Тип клапанов:	
первой ступени	Тарельчатый
второй ступени	Полосовый

Метод математического эксперимента. МЭ состоит в том, что по одним параметрам ММ вычисляют другие и на этой основе делают выводы о свойствах явления, описываемого моделью. Модель [1] — это система, исследование которой служит средством для получения информации о другой системе. Математическим моделированием называют процесс построения ММ для изучения свойств реальной системы, в том числе и неизвестных на момент создания ММ.

Таким образом, метод математического моделирования компрессора предполагает создание ММ для его исследования. При этом ММ представляет собой совокупность уравнений, формул, определений, таблиц, соотношений и данных, описывающих состояние объекта, ситуацию или явление, а также их динамику развития [2, 3].

На рис. 2 приведена структурная схема модели рассматриваемого компрессора. Модель разбита на две подсистемы, описывающие рабочий процесс в определенной ступени, свя-



Рис. 1. Общий вид компрессора ВУ-3/8М

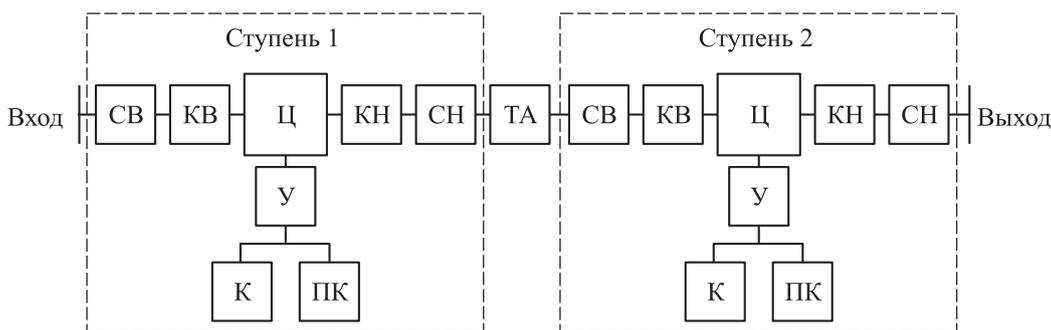


Рис. 2. Структурная схема модели рассматриваемого компрессора

занные между собой подсистемой теплообменного аппарата (ТА). Подсистема ступени состоит из следующих элементов: системы всасывания (СВ), клапана всасывания (КВ), цилиндра (Ц), клапана нагнетания (КН), системы нагнетания (СН), системы уплотнений (У), которая моделирует утечки через неплотности в клапане (К) и поршневые кольца (ПК).

Основные уравнения для описания термодинамических процессов в каждой полости (в цилиндре, камерах всасывания и нагнетания) выводятся с помощью первого начала термодинамики переменной массы [4–7]:

$$dU = dQ - dL,$$

где dU — изменение внутренней энергии; dQ — изменение количества тепла, подведенного к газу; dL — изменение внешней работы, совершаемой газом.

Для расчета теплообмена применяется формула Ньютона

$$dQ = \alpha F(T - T_{ст})dt,$$

где α — коэффициент теплоотдачи; F — площадь поверхности теплообмена; T и $T_{ст}$ — температура газа и стенок; t — время.

Значения коэффициента теплоотдачи и температуры стенок задаются на основании данных, рекомендованных в работах [2–4].

Термодинамические свойства реального газа рассчитываются по усредненному уравнению состояния [8]

$$\pi = \frac{\bar{\omega}\tau}{z_{кр}} \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^{S_i} \bar{b}_{ij} \frac{\bar{\omega}^i}{\tau^j} \right),$$

где π — приведенное давление, $\pi = p/p_{кр}$ (p — давление газа; $p_{кр}$ — давление газа в критической точке); $\bar{\omega}$ — среднее значение плотности газа; τ — приведенная температура, $\tau = T/T_{кр}$

($T_{кр}$ — температура газа в критической точке); \bar{b}_{ij} — усредненные коэффициенты уравнения, значения которых приведены в работе [8].

Положение запирающего органа клапана определяется с помощью второго закона Ньютона [9–14]

$$m_{пр} \frac{d^2x}{dt^2} = \sum P_i,$$

где $m_{пр}$ — приведенная масса движущихся частей клапана; x — ход клапана; d^2x/dt^2 — ускорение движения запирающего органа; $\sum P_i$ — сумма сил, действующих на запирающий орган.

Массовый расход газа \dot{m} через различные неплотности определяется с помощью уравнения С.Е. Захаренко, в основе которого лежит представление течения газа через узкие щели как одномерного стационарного изотермического течения сжимаемого газа [2, 3]:

$$\dot{m} = L\delta \sqrt{\frac{p_2\rho_2 \left(\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 - 1 \right)}{2 \ln \frac{p_1}{p_2} + \xi + \lambda_\tau \Sigma}},$$

где L — длина щели; δ — зазор в щели; p_2 и p_1 — давление газа перед щелью и за ней; ρ_2 — приведенная плотность газа, $\rho_2 = p_2/(RT_1)$ (R — газовая постоянная; T_1 — температура газа за щелью); ξ — сумма местных сопротивлений на входе в щель и на выходе из нее; λ_τ и Σ — коэффициенты трения и формы.

С учетом приведенных выражений система уравнений для описания свойств газа в каждой рассматриваемой полости (в цилиндре, камерах всасывания и нагнетания) имеет вид

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j i_j \dot{m}_j - \sum_k i_k \dot{m}_k;$$

$$\frac{dM}{dt} = \sum_j \dot{m}_j - \sum_k \dot{m}_k;$$

$$\rho = M/V; \quad u = U/M;$$

$$T = f(u, \rho); \quad z = f(T, \rho);$$

$$p = z\rho RT; \quad i = u + p/\rho,$$

где V — объем емкости; i — удельная энтальпия; \dot{m}_j, \dot{m}_k — массовый расход газа, притекающего через j -е отверстие и утекающего через k -е отверстие; M — масса газа в рассматриваемой емкости; ρ — плотность газа; u — удельная внутренняя энергия; k — показатель адиабаты; z — коэффициент сжимаемости.

Для проведения МЭ разработана специальная компьютерная программа, интерфейс которой показан на рис. 3.

Программа, написанная на языке Visual Basic, ориентирована на пользователя, имеющего инженерную подготовку в области проектирования компрессоров. Функционирование программы не требует дополнительной математической и программной поддержки. Ввод данных, включая контроль и управление вычислительным процессом, осуществляется с помощью диалоговой системы. Выходная информация, представляемая в графической и текстовой формах, включает в себя индикаторную диаграмму, диаграммы движения клапанов, характеристики компрессора (производительность,

индикаторную мощность, конечную температуру и т. д.).

Программа предназначена для проведения МЭ над моделью рассматриваемого компрессора. С ее помощью можно исследовать три режима регулирования (изменение частоты вращения КВ, дросселирование на всасывании и присоединение дополнительного мертвого пространства) для четырех сжимаемых сред — воздуха, азота, кислорода и метана.

МЭ достаточно широко применяют на практике, однако полностью заменить ФЭ пока невозможно. Кроме того, существует заблуждение, что МЭ дешевле ФЭ. Однако зачастую бывает наоборот, например, при исследовании сложных объектов, когда решаемая задача требует дополнительной доработки ММ и в процессе численного эксперимента задействован большой коллектив специалистов (инженеров, математиков, программистов и др.).

Следует отметить, что МЭ является эффективным методом, если он дает достоверные результаты по изучаемому объекту. Поэтому достоверность ММ должна быть подтверждена ФЭ.

Метод физического эксперимента. Принципиальная схема экспериментального стенда приведена на рис. 4. Воздух, засасываемый из помещения, через фильтр поступает в цилиндр первой ступени. Начальную температуру при-

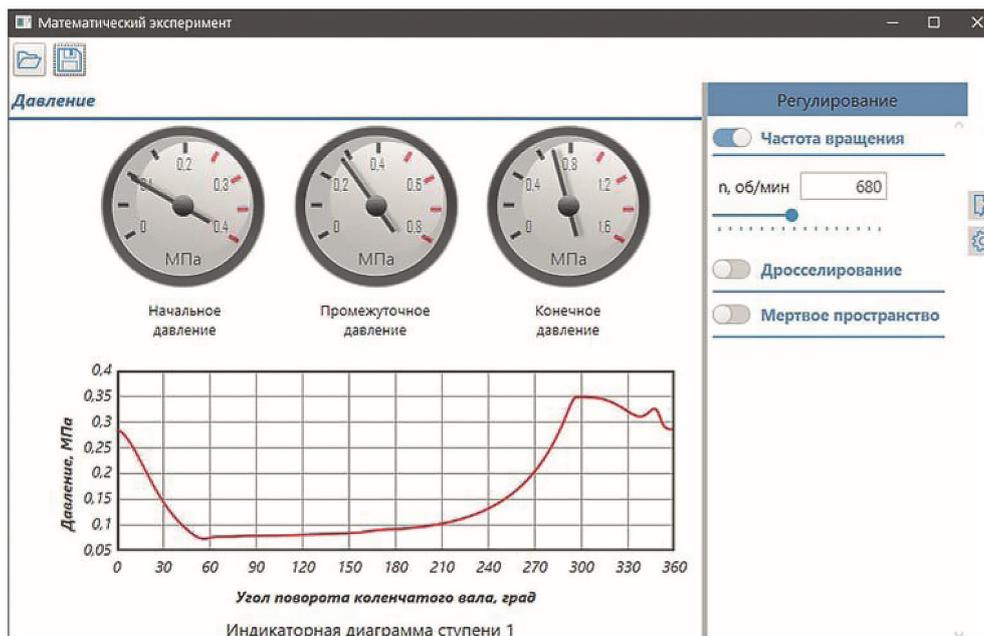


Рис. 3. Интерфейс компьютерной программы, разработанной для проведения МЭ

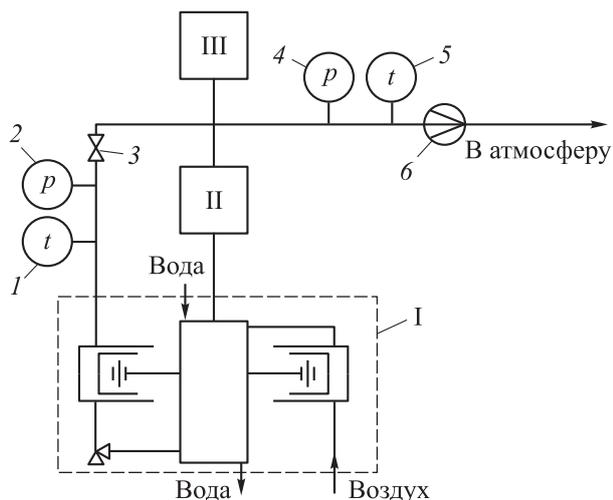


Рис. 4. Схема экспериментального стенда:
 I — компрессор; II — электродвигатель;
 III — мотор-генераторная установка

нимают равной температуре воздуха в помещении, а начальное давление — равным атмосферному. Из компрессора воздух поступает в нагнетательный трубопровод, в котором установлены термометр 1 и манометр 2 для измерения температуры и давления нагнетаемого воздуха. Соппротивление сети имитирует дроссельный вентиль 3. После нагнетательного трубопровода через дроссельный вентиль воздух поступает в измерительный участок, оборудованный U-образным манометром 4, термометром 5 и ротационным расходомером 6.

Электрическая мощность, потребляемая электродвигателем, определяется по показаниям амперметров и вольтметров, включенных в цепи якоря и обмотки возбуждения. Схема допускает плавное изменение частоты вращения КВ в пределах 625...900 мин⁻¹.

Для измерения мгновенных давлений в цилиндрах ступеней разработан информационно-измерительный комплекс, блок-схема которого

приведена на рис. 5. Комплекс представляет собой систему, состоящую из датчиков давления, установленных в крышках цилиндров компрессора, отметчика оборотов, усилителя сигнала, блока согласования, предназначенного для сбора и обработки данных, и устройства вывода (персонального компьютера).

В качестве чувствительных элементов датчиков давления использованы интегральные преобразователи ДД-2,5 (рис. 6, а) производства ЗАО «Орлэкс». Канал частоты вращения КВ (рис. 6, б) содержит фотоэлектрический датчик на базе пары светодиод-фотодиод, светоотражающую метку на валу компрессора, дискриминатор, линии связи и усилитель-согласователь.

Информация от измерительных каналов поступает в модуль сбора и обработки данных E14-140 производства ЗАО «Л-Кард». Этот модуль осуществляет программируемый сбор информации, обеспечивая подключение измерительных каналов по выбранному алгоритму, преобразование аналоговых сигналов в 14-разрядный цифровой код, калибровку с применением встроенного сигнального процессора и передачу информации по интерфейсу USB 2.0 в E14-140.

Программирование сбора данных с помощью программы LGraph2 состоит в предварительном структурировании оконного интерфейса (выбор числа каналов и расположения их в окнах), в настройке и калибровке измерительных каналов, выборе необходимой частоты и объема сбора данных. Наличие развитого аппарата для настройки и калибровки дает возможность наглядно и оперативно контролировать эти процессы.

Использование программного обеспечения PowerGraph3.3 позволяет проводить обработку циклической информации канала частоты вра-

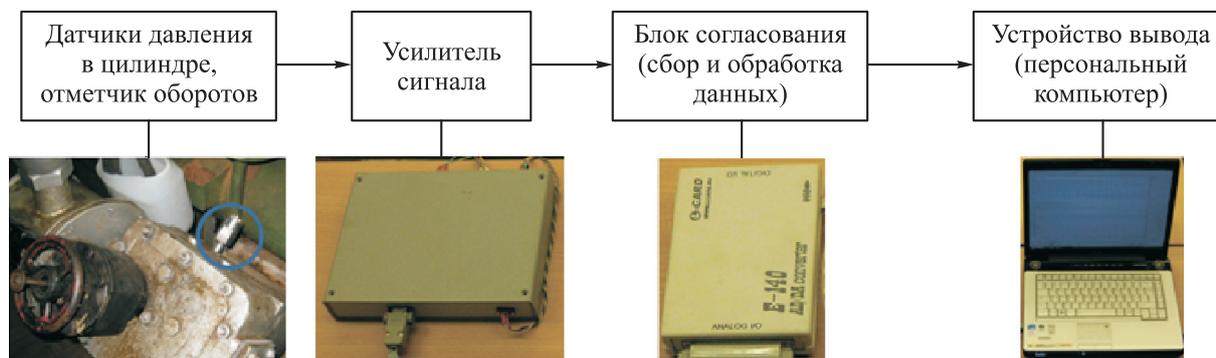


Рис. 5. Блок-схема информационно-измерительного комплекса



Рис. 6. Внешний вид элементов датчика давления (а) и отметчика оборотов (б)

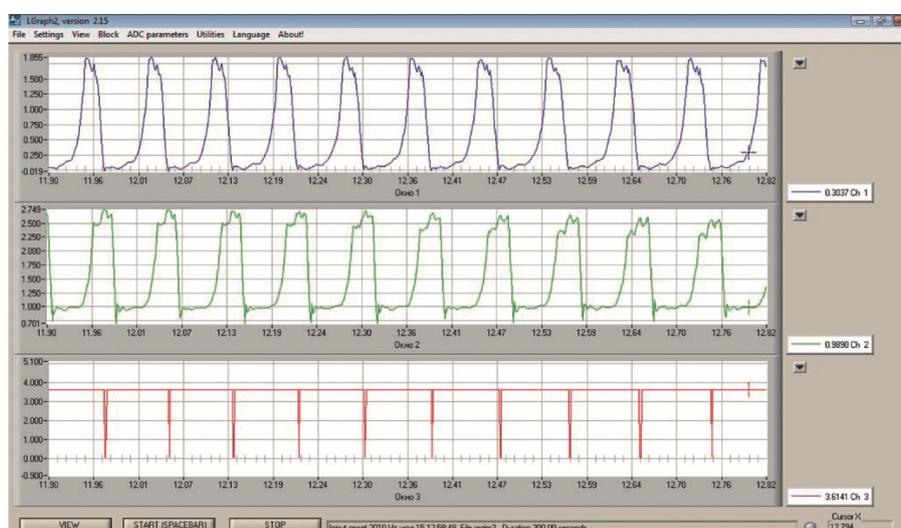


Рис. 7. Пульсации давления для двух ступеней компрессора и отметки оборотов

щения КВ и расчет индикаторной диаграммы. Пример применения разработанной системы в режиме отображения пульсаций давления для двух ступеней компрессора и отметки оборотов приведены на рис. 7.

На стадии отладки проведена сквозная градуировка измерительных каналов. Интегральное давление на выходе ступени выставлено с помощью манометра класса 0,6. Анализ погрешностей на стадии разработки позволил выделить два вида наиболее значимых погрешностей. К первому виду относится погрешность смещения нуля преобразователей давления в рабочем диапазоне температур. Согласно паспортным данным, преобразователь ДД-2,5 обеспечивает снижение этой погрешности до значений, не превышающих $\pm 3\%$ в рабочем диапазоне температур.

Второй вид связан с динамической составляющей погрешности, определяемой собственной частотой преобразователя давления и аку-

стической частотой подводящего канала. Собственная частота преобразователя давления больше 40 кГц, а частота подводящего канала не выше 1 кГц при атмосферном давлении. Сравнение с ожидаемым в рабочем диапазоне частот изменения давления показывает, что динамическая погрешность для шестой гармоники составит не более $\pm 2\%$, и ею можно пренебречь.

При обработке данных строят экспериментальную зависимость давления от угла поворота КВ, хода поршня или объема цилиндра. После этого находят характеристики ступени: индикаторную мощность, производительность, потери давления на всасывании и нагнетании и т. д.

Результаты и их обсуждение. Экспериментальные исследования проведены с изменением двух параметров — частоты вращения КВ n от 625 до 860 мин^{-1} и абсолютного конечного дав-

ления $p_{к.абс}$ компрессора от 0,3 до 0,7 МПа. На рис. 8 приведены зависимости давления p в цилиндрах первой и второй ступеней от хода поршня S , полученные путем натурального эксперимента (НЭ) и МЭ при абсолютном конечном давлении $p_{к.абс} = 0,7$ МПа и частоте вращения КВ $n = 740$ мин⁻¹.

Как видно из рис. 8, результаты МЭ удовлетворительно согласуются с данными НЭ. Небольшое расхождение, наблюдаемое во второй ступени при всасывании и нагнетании, обусловлено наличием регулировочного вентиля в линии всасывания, предназначенного для от-

ключения этой ступени. Регулировочный вентиль является источником возмущения потока, вызывая пульсации газа, что хорошо видно на рис. 8, б. В линии нагнетания на расстоянии 1,5 м от ступени установлен дроссельный вентиль, имитирующий сопротивление сети, что приводит к запиранью канала.

На рис. 9, а приведены зависимости конечной температуры от частоты вращения КВ компрессора при абсолютном конечном давлении $p_{к.абс} = 0,7$ МПа, а на рис. 9, б — зависимости конечной температуры t_k от конечного давления при частоте вращения КВ $n = 860$ мин⁻¹.

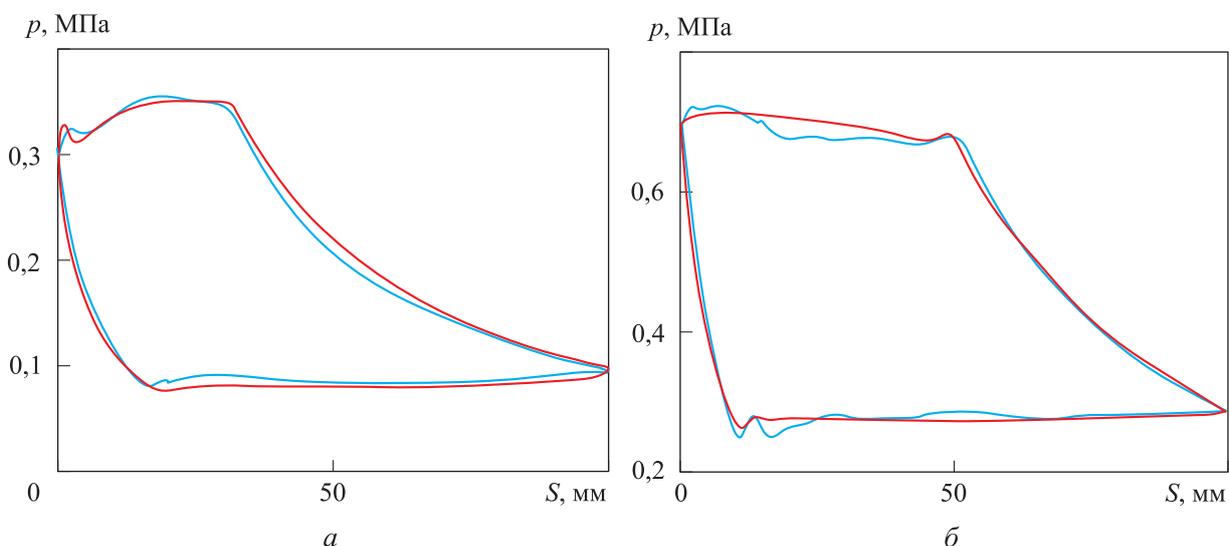


Рис. 8. Зависимости давления p в цилиндрах первой (а) и второй (б) ступеней компрессора от хода поршня S при $p_{к.абс} = 0,7$ МПа и $n = 740$ мин⁻¹:

— НЭ; — МЭ

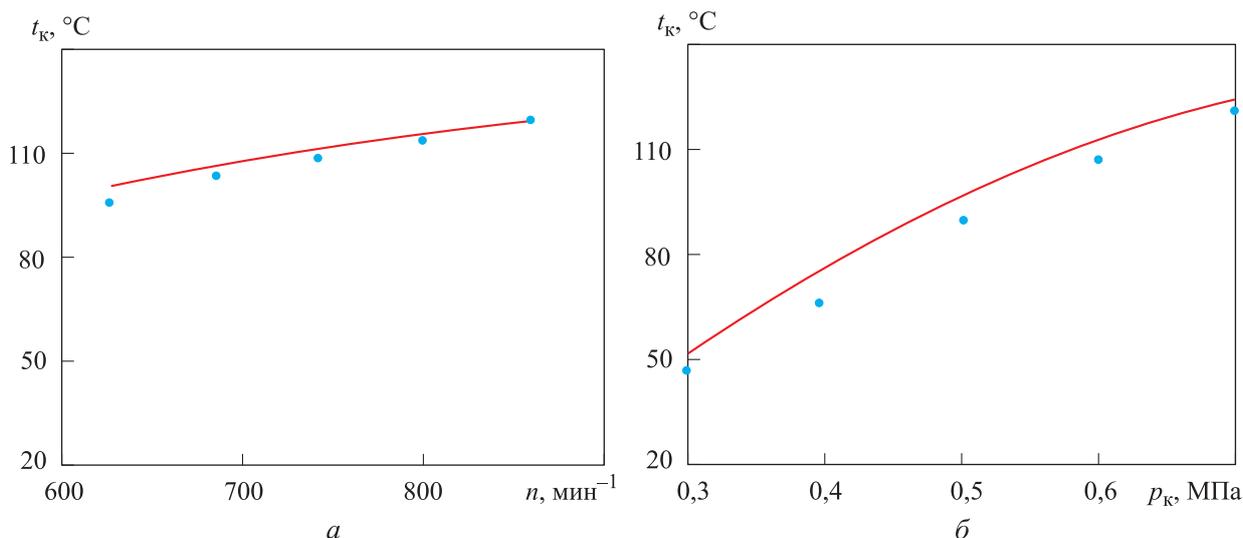


Рис. 9. Зависимости конечной температуры t_k компрессора от частоты вращения КВ n (а) и конечного давления p_k (б):

• — НЭ; — МЭ

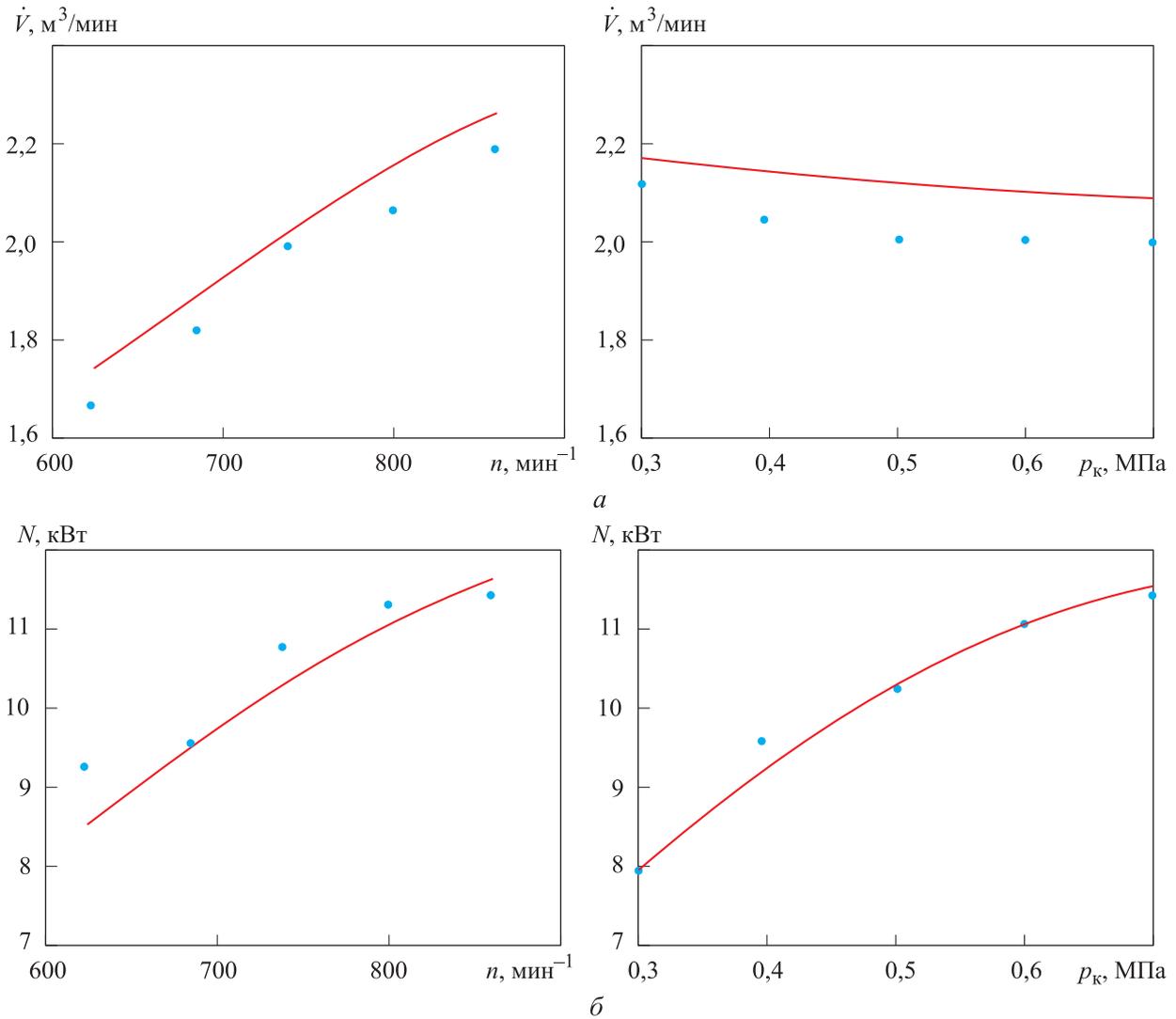


Рис. 10. Зависимости производительности \dot{V} (а) и индикаторной мощности N (б) компрессора от частоты вращения КВ n и конечного давления p_k .

• — НЭ; — — МЭ

Наибольшее расхождение наблюдается при низкой частоте вращения КВ (начало испытаний), что связано со следующими факторами. У НЭ это может быть вызвано погрешностью при определении температуры и тем, что компрессор не успел выйти на рабочий режим, а у МЭ — неточностью задания коэффициента теплоотдачи между деталями и газом. В целом совпадение значений конечной температуры при НЭ и МЭ можно считать удовлетворительным.

На рис. 10 приведены зависимости основных характеристик компрессора — производительности и индикаторной мощности — от частоты вращения КВ при постоянном давлении нагнетания и от конечного давления при постоянной частоте вращения КВ. Сравнение проведено по индикаторной мощности, так как

в ММ нет моделирования механических потерь. Индикаторная мощность компрессора определена путем планиметрирования записанных индикаторных диаграмм.

На рис. 11 приведены зависимости безразмерных характеристик компрессора — коэффициента производительности λ и изотермического коэффициента полезного давления (КПД) $\eta_{из}$ от частоты вращения КВ и конечного давления.

При увеличении частоты вращения КВ растет производительность компрессора и, как следствие, его индикаторная мощность (см. рис. 10). Коэффициент производительности снижается, что связано с повышением потерь давления на всасывании, которые пропорциональны квадрату n . Изотермический КПД (см. рис. 11) прак-

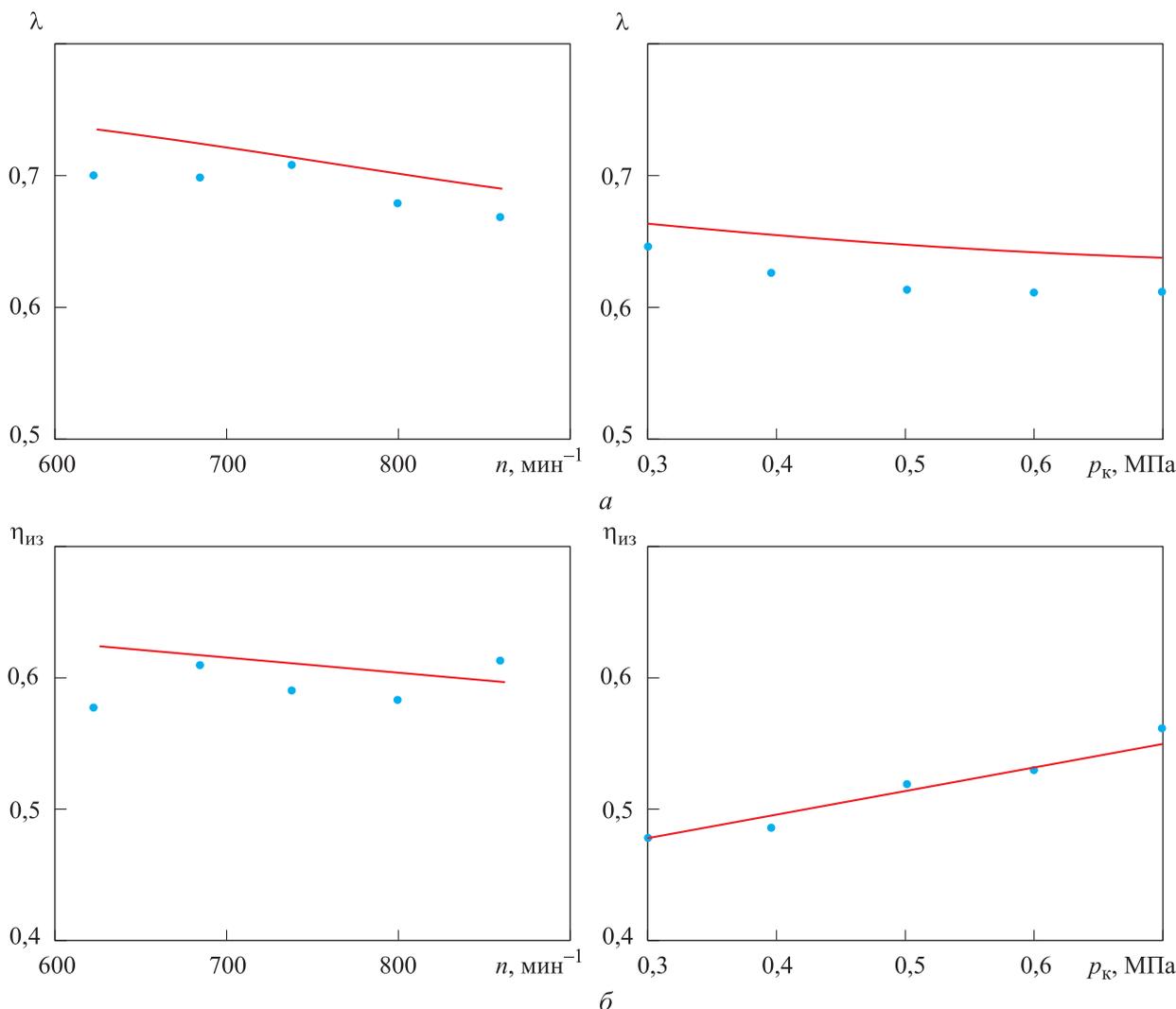


Рис. 11. Зависимости коэффициента производительности λ и изотермического КПД $\eta_{из}$ компрессора от частоты вращения КВ n (а) и конечного давления p_k (б):
 • — НЭ; — МЭ

тически не меняется, так как определяется по индикаторной диаграмме за один оборот.

Производительность компрессора мало зависит от конечного давления (см. рис. 10, а), так как он является двухступенчатым и основное влияние этого параметра приходится на вторую ступень. График производительности можно разбить на два участка. На первом производительность уменьшается, так как растет промежуточное давление между ступенями. Повышение промежуточного давления приводит к снижению объемного и температурного коэффициентов, а также к возрастанию относительных внешних утечек.

На втором участке производительность остается практически постоянной, так как промежуточное давление перестает меняться. Аналогичный характер изменения имеет и коэф-

фициент производительности. Изотермический КПД увеличивается с ростом конечного давления, что обусловлено уменьшением относительных потерь во всасывающем и нагнетательном клапанах.

Выводы

1. Результаты экспериментальных исследований позволяют судить об их достаточной адекватности.
2. Разработанный информационно-измерительный комплекс может быть применен для индцирования двухступенчатых поршневых компрессоров при осуществлении ФЭ.
3. На основе предложенной ММ создан виртуальный стенд, позволяющий сократить стоимость и сроки проведения экспериментальных

исследований. Его можно использовать при проведении МЭ, проектировании компрессоров, а также при выполнении учебных лабораторных работ.

Литература

- [1] Уемов А.И. *Логические основы метода моделирования*. Москва, Мысль, 1971. 311 с.
- [2] Котлов А.А. *Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2011. 138 с.
- [3] Хрусталева Б.С. *Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования*. Дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 1999. 377 с.
- [4] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [5] Прилуцкий А.И. *Развитие теории, методов расчета и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2015. 34 с.
- [6] Громов А.Ю. *Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов*. Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с.
- [7] Heidari Mahbod, Tsirinomeney Martel, Rufer Alfred, Barrade Philippe, Modelling of an Air Compressor Using Energetic. Macroscopic Representation. *International Compressor Engineering Conference*, 2012, paper 2164. Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2164> (accessed 15 September 2018).
- [8] Сычев В.В., Вассерман А.А., Козлов А.Д., Спиридонов Г.А., Цымарный В.А. *Термодинамические свойства воздуха. ГСССД. Серия монографий*. Москва, Издательство стандартов, 1978. 276 с.
- [9] Андрианов А.А. *Разработка методики расчета самодействующих клапанов поршневых компрессоров с учетом неплоскопараллельного движения запорного элемента*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1996. 18 с.
- [10] Mistry N., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2012, West Lafayette-IN, EUA, paper 1210.
- [11] Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами. *Омский научный вестник*, 2013, № 3, с. 72–76.
- [12] Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. *Клапаны поршневых компрессоров*. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983. 158 с.
- [13] Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю. Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 1, с. 21–26.
- [14] Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović J., Milojević S., Taranović D. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik*, 2017, 24, suppl. 2, pp. 313–319, doi: <https://doi.org/10.17559/TV-20151117130112>

References

- [1] Uyemov A.I. *Logicheskiye osnovy metoda modelirovaniya* [Logical foundations of the modeling method]. Moscow, Mysl' publ., 1971. 311 p.
- [2] Kotlov A.A. *Matematicheskaya model' vozdušnogo porshnevoogo kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach energoaudita*. Kand. Diss. [Mathematical model of medium-pressure air piston compressor for solving energy audit problems. Cand. Diss.]. Sankt-Petersburg, 2011. 138 p.

- [3] Khrustalev B.S. *Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v ob'yemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya*. Dokt. Diss. [Mathematical modeling of working processes of volumetric compressors, for the decision of tasks of computer-aided design. Doct. Diss.]. Sankt-Petersburg, 1999. 377 p.
- [4] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressor. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS publ., 2006. 456 p.
- [5] Prilutskiy A.I. *Razvitiye teorii, metodov rascheta i optimal'nogo proyektirovaniya porshnevyykh kompressornykh i rasshiritel'nykh mashin*. Avtoref. Dokt. Diss. [Development of the theory, methods of calculation and optimal design of piston compressor and expansion machines. Avtoref. Doct. Diss.]. Sankt-Petersburg, 2015. 34 p.
- [6] Gromov A.Yu. *Razrabotka porshnevyykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov*. Kand. Diss. [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and study of their working processes. Cand. Diss.]. Omsk, 2017. 213 p.
- [7] Heidari Mahbod, Tsirinomeney Martel, Rufer Alfred, Barrade Philippe, *Modelling of an Air Compressor Using Energetic. Macroscopic Representation. International Compressor Engineering Conference, 2012*, paper 2164. Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2164> (accessed 15 September 2018).
- [8] Sychev V.V., Vasserman A.A., Kozlov A.D., Spiridonov G.A., Tsymarnyy V.A. *Termodinamicheskiye svoystva vozdukha. GSSSD. Seriya monografiy* [Thermodynamic properties of air. SSSRD. A series of monographs]. Moscow, Standartinform publ., 1978. 276 p.
- [9] Andrianov A.A. *Razrabotka metodiki rascheta samodeystvuyushchikh klapанov porshnevyykh kompressorov s uchetom neploskoparallel'nogo dvizheniya zapornogo elementa*. Avtoref. Kand. Diss. [Development of methods of calculation of self-acting valves of reciprocating compressors subject to nepokarennih movement of the locking element. Avtoref. Cand. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 1996. 18 p.
- [10] Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2012*, West Lafayette-IN, EUA, paper 1210.
- [11] Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N. *Matematicheskaya model' porshnevoego pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapанami*. *Omsk scientific bulletin*, 2013, no. 3, pp. 72–76.
- [12] Kondrat'yeva T.F., Isakov V.P. *Klapany porshnevyykh kompressorov* [Reciprocating Compressor Valves]. Leningrad, Mashinostroyeniye, Leningr. otdelenie publ., 1983. 158 p.
- [13] Makoveyeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu. Simulation of self-acting multi-element valves with a decrease in the number of plates in the analysis of the operation of piston compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2018, no. 1, pp. 21–26 (in Russ.).
- [14] Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović J., Milojević S., Taranović D. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik*, 2017, 24, suppl. 2, pp. 313–319, doi: <https://doi.org/10.17559/TV-20151117130112>

Статья поступила в редакцию 29.12.2018

Информация об авторе

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин». Объединенный научно-технологический институт ФГАОУ ВО СПбПУ (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

Information about the author

KOTLOV Andrei Arkadievich — Candidate of Science (Eng.), Senior Researcher, Research Laboratory for Gas Dynamics of Turbomachines. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education, St. Petersburg Polytechnic University, Joint Institute of Science and Technology (105251, St. Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Котлов А.А. Экспериментальное исследование двухступенчатого поршневого компрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 2, с. 65–76, doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-65-76

Please cite this article in English as:

Kotlov A.A. An Experimental Study of a Two-Stage Reciprocating Compressor. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 2, pp. 65–76, doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-65-76



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышел в свет учебник

С.В. Путинцева

**«Введение в трибологию поршневых
двигателей»**

Изложены научные представления о трении, смазке и изнашивании твердых тел. Рассмотрены современные положения, описывающие физическую сущность этих процессов как в деталях машин, так и в основных сопряжениях поршневых двигателей — цилиндропоршневой группе и кривошипно-шатунном механизме. Описана методология рационального проектирования и выбора материалов основных трущихся деталей поршневых двигателей, направленная на минимизацию их трения и износа. Приведен анализ типовых и нестандартных методов трибологии поршневых двигателей и примеры выполненных ресурсосберегающих технических решений. Представлены результаты расчетной и экспериментальной проверки эффективности их применения.

Для студентов технических вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» и изучающих дисциплину «Трибология поршневых двигателей», и аспирантов по направлениям обучения «Тепловые двигатели» и «Трение и износ в машинах».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru