

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО АВТОНОМНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В статье описаны экспериментальные исследования по определению влияния работы двух вариантов гидравлической автономной системы охлаждения на температуру цилиндропоршневой группы при использовании колебаний давления во всасывающей полости поршневого малорасходного компрессора. Приведено сравнение с обычной системой внешнего охлаждения с помощью потока атмосферного воздуха. Показано, что применение автоматического регулирования сопротивления потоку воздуха на всасывании оказывает положительное влияние на снижение температуры цилиндра.

Ключевые слова: поршневой компрессор, охлаждение, автономная работа, передвижные компрессорные станции, эксперимент.

Введение. Снижение температуры деталей цилиндропоршневой группы в любом случае оказывает положительное влияние на внешние характеристики компрессора [1]. Помимо улучшения термодинамики рабочего цикла и повышения КПД машины, увеличивается ресурс работы наиболее динамически нагруженных элементов, таких как запорные элементы и седла клапанов, стабилизируются процессы смазки поршневого уплотнения, повышается ресурс работы самосмазывающихся композиционных элементов в машинах без смазки [2, 3], снижаются приведенные затраты на производство сжатых газов [4].

В машинах малой, а иногда и средней производительности традиционно используется внешнее принудительное охлаждение наружным атмосферным воздухом [5], как наиболее дешевое и допускающее создание мобильных компрессорных установок. Количество этих машин в последние десятилетия резко возросло в связи с тенденциями диверсификации крупного производства и стремлением к механизации ручного труда с целью повышения его производительности.

Внешнее охлаждение по своему воздействию на температуру деталей цилиндропоршневой группы существенно уступает системе охлаждения с помощью жидкостной рубашки. Однако последняя требует наличия достаточно громоздкой системы принудительной циркуляции охлаждающей воды.

В работе [6] показаны некоторые варианты схем автономного жидкостного охлаждения с использованием жидкостной рубашки, часть из которых прошла экспериментальную проверку на предмет соответствия разработанной методики расчета [7, 8]. По существу эти схемы являются компромиссом между воздушным и жидкостным охлаждением.

Принципиально все разработанные на сегодняшний день такие схемы можно разделить на **три группы**:

1. С непосредственным соединением полости всасывания или полости нагнетания с рубашкой охлаждения.
2. С соединением системы охлаждения с всасывающей или нагнетательной магистралями через механический преобразователь колебаний давле-

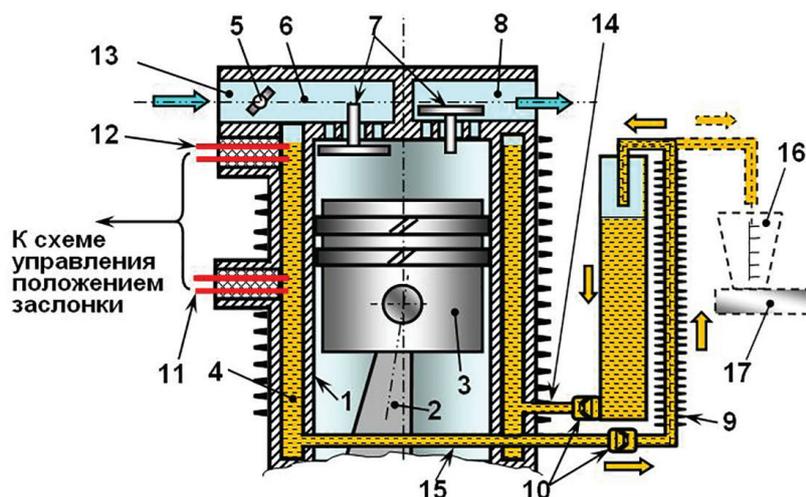


Рис. 1. Схема цилиндрической поршневой группы компрессора с автономной системой жидкостного охлаждения за счет колебания давления в полости всасывания и автоматической регулировкой сопротивления подводящего трубопровода:

1. Внутренняя поверхность гильзы цилиндра. 2. Шатун. 3. Поршень.
4. Жидкостная рубашка охлаждения. 5. Заслонка. 6. Полость всасывания.
7. Обратные клапаны. 8. Полость нагнетания. 9. Обратный теплообменник с баком. 10. Гидродиоды или обратные клапаны.
11. Нижняя электроизолированная контактная группа.
12. Верхняя электроизолированная контактная группа.
13. Подводящий трубопровод. 14. Жидкостная линия всасывания.
15. Жидкостная линия нагнетания. 16. Мерная емкость. 17. Электронные весы

ния в этих магистралях в движение жидкости через рубашку цилиндра и полости клапанной головки.

3. Использование движущихся частей компрессора для проталкивания жидкости через систему охлаждения.

Самая простая по конструкции — первая группа. Применение в ее схемных решениях обратных клапанов или гидродиодов позволяет преобразовать колебания жидкости, возникшие в результате колебаний давления газа в полостях компрессора, в ее однонаправленное прерывистое движение по замкнутому контуру.

Постановка задачи исследования. Работа малорасходных передвижных компрессоров практически всегда происходит при переменной производительности и переменном давлении нагнетания. Это связано, прежде всего, с прерывистой работой пневмопривода, который питают данные машины, а также с переменным числом потребителей.

Основное количество выпускаемых в настоящее время малорасходных компрессоров рассчитано на максимальное давление 8 бар. Хотя встречаются одноступенчатые машины с заявленным давлением нагнетания 10 и даже 12 бар.

В то же время подавляющее большинство потребителей номинально использует воздух с давлением 6–8 бар и остается работоспособным при давлении 4–6 бар.

Таким образом, давление нагнетания в течение работы компрессора может изменяться от 4-х до 8-ми бар, а с учетом точности срабатывания реле предельного давления (как правило, это 0,5 бар), которое останавливает работу компрессора, от 4-х до 8,5 бар.

Как широко известно, производительность обычного поршневого компрессора зависит от величины давления нагнетания, причем чем оно выше, тем ниже производительность.

Этот факт объясняется следующими причинами:

- чем больше давление нагнетания, тем выше температура клапанной головки и внутренней поверхности цилиндра, и тем больше подогревается воздух в процессе всасывания, из-за чего снижается его плотность;

- чем выше давление нагнетания, тем больше перепад давления на поршневом уплотнении в процессе сжатия-нагнетания, и тем выше потери газа из-за его утечек в этом процессе;

- повышение давления нагнетания приводит к увеличению массы газа, оставшегося в мертвом пространстве цилиндра, из-за чего процесс расширения из мертвого пространства происходит дольше, что приводит к сокращению времени нахождения в открытом состоянии всасывающих клапанов и снижению количества газа, попавшего в цилиндр в процессе всасывания.

Последнее особенно важно для организации движения жидкости за счет колебания давления на всасывании, поскольку этот процесс сокращается, и сокращается время, в течение которого действует перепад давления, за счет которого жидкость поднимается в рубашке охлаждения.

Колебание давления в полости всасывания, помимо прочих параметров компрессора, зависит от сопротивления всасывающего патрубка. Чем больше это сопротивление, тем выше разрежение (падение давления ниже давления всасывания), тем большая масса жидкости пройдет по рубашке цилиндра в течение процесса всасывания.

Очевидно, что для каждой конструкции и внешних характеристик компрессора можно подобрать некоторую оптимальную величину сопротивления всасывающего патрубка, при которой движение жидкости в рубашке охлаждения будет максимальным, и в то же время она не будет попадать в по-

лость всасывания, что является необходимым условием работы системы охлаждения первой, наиболее конструктивно простой группы.

Однако, как уже оговорено выше, компрессор работает на переменных режимах, и для каждого режима работы это сопротивление будет разным.

Таким образом, задача состоит в том, чтобы создать конструкцию системы охлаждения первой группы с автоматической «подстройкой» сопротивления всасывающего трубопровода и провести ее испытания.

Описание экспериментального компрессора. Схема цилиндропоршневой группы компрессора, подвергнутого экспериментальным исследованиям, показана на рис. 1.

Для управления положением заслонки 5 (два состояния — «открыта» или «закрыта») может быть использована схема типа «пуск-стоп» с «подхватывающими» реле, или электронная схема, собранная, например, на микросхеме NE-555. Наружный диаметр заслонки 5 меньше внутреннего диаметра подводящего трубопровода 13, в котором она установлена.

При закрытой заслонке в подводящем трубопроводе 13 создается максимальное сопротивление входящему в компрессор потоку воздуха.

Это положение заслонки обеспечивает максимальное разрежение воздуха в полости всасывания 6, и наиболее быстрый подъем жидкости в рубашке 4.

При полностью открытой заслонке 5 разрежения в полости всасывания 6 недостаточно для удержания столба жидкости в рубашке 4, и жидкость течет вниз.

Расположение контактных групп 11 и 12 согласовано с размерами и положением оборотного теплообменника с баком 9 и максимально возможной амплитудой колебания жидкости в рубашке 4.

В экспериментальном компрессоре, базой которого являлся воздушный малорасходный компрессор QE AERO-16 фирмы «Ergus», для управления заслонкой использовалась схема управления на базе микросхемы NE-555 и миниатюрные обратные клапаны (поз. 10, рис. 1) на входе в теплообменник с баком 9.

В качестве охлаждающей жидкости использовалась водопроводная вода с небольшой добавкой ингибитора коррозии — двухромовокислого калия, — что к тому же придавало воде высокую электропроводность.

Измерение теплонпряженности стенок цилиндра и клапанной плиты. В настоящее время применяются следующие основные датчики температуры: термометры сопротивления, термопары и термисторы [9–12 и др.].

Термометр сопротивления (ТС) имеет чувствительный элемент в виде резистора из металлической проволоки или пленки, имеющий известную зависимость электрического сопротивления от температуры.

Главное преимущество таких термометров — широкий диапазон температур, высокая стабильность, близость характеристики к линейной зависимости, высокая взаимозаменяемость.

Недостаток — необходимость использования для точных измерений трех- или четырехпроводной схемы включения, т.к. при подключении датчика к показывающему прибору с помощью двух проводов, их сопротивление включается в измеренное сопротивление термометра.

Работа термопар основана на возникновении термо-ЭДС (ТЭДС) в спае специальных материалов. Ее главные преимущества: широкий диапазон рабочих температур, спай термопары может быть приведен в прямой контакт с измеряемым объектом, простота изготовления, надежность и прочность конструкции. Недостатки: необходимость контроля температуры холодных спаев, термоэлектрическая неоднородность в проводниках и, как следствие, изменение градуировочной характеристики из-за изменения состава сплава в результате коррозии, зависимость ТЭДС от температуры существенно не линейна.

Термисторы — это термометры сопротивления, выполненные на основе смешанных оксидов переходных металлов. Два основных типа термисторов — NTC (с отрицательным ТКС — температурным коэффициентом сопротивления) и PTC (с положительным коэффициентом). Наиболее распространенный тип NTC. Диапазон наилучшей стабильности термисторов — от 0 до 100 °С. Основными преимуществами термисторов являются вибропрочность, малый размер, малая инерционность и невысокая цена.

Учитывая изложенное, в качестве датчиков температуры использовались термисторы, т.к., прежде всего, они обладают наивысшей чувствительностью, не требуют четырехпроводного включения, малоинерционны и компактны.

Для измерения температур стенок цилиндра и клапанной плиты применялись термисторы KPD/MF5A-682H-398H-G типа NTC (с отрицательным ТКС) с номинальным сопротивлением 6,8 кОм при температуре +25 °С, представляющие собой остекленные шарики диаметром 2,7 мм с двумя выводами.

На рис. 2 показана заделка термистора в стенку цилиндра. Аналогично производилась заделка термистора в корпус клапанной крышки.

Тарировка термисторов (сразу весь комплект) производилась в составе штатных соединительных проводников, в потоке воздуха в «подвешенном» состоянии. Температура воздуха изменялась нагревом бытовым обогревателем, воздушный поток которого направлялся на датчики. Истинная температура потока воздуха измерялась ртутным термометром с ценой деления 1 К. Температура потока регулировалась мощностью нагревателя и дистанцией, на которой он был установлен относительно датчиков. Диапазон температур составил 100 К с шагом 10 К (от +20 °С до +120 °С). Измерение сопротивления термисторов с точностью 0,1 Ом производилось мультиметром типа U1253B, который был подключен к датчикам через многопозиционный низкоомный (сопротивление скользящего контакта менее 0,1 Ом) переключатель с общим проводником.

Постоянная времени датчика (время, за которое изменение сопротивления составляло менее 1 Ом в конце нагрева) составила около 100 с. Разрешающая способность датчиков составляет примерно 75 Ом/градус.

Погрешность такого измерения температуры стенки цилиндра в стационарном режиме оценивается в 1 К и определяется исключительно точностью термометра, использовавшегося при тарировке, т.к. сам процесс измерения позволял фиксировать изменение температуры с точностью 0,0013 К при данной разрешающей способности датчиков и погрешности измерения сопротивления.

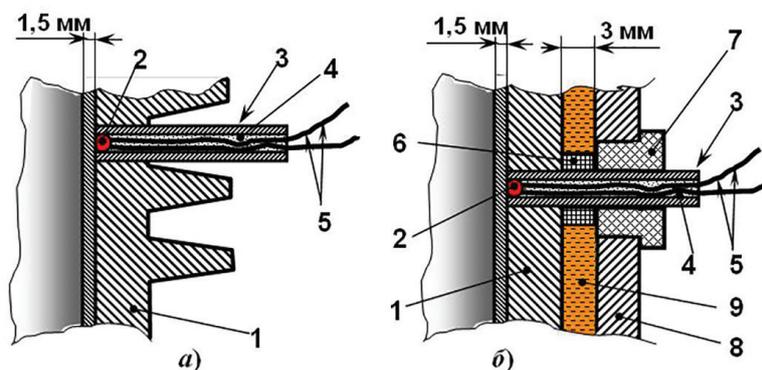


Рис. 2. Схема монтажа датчика температуры в стенке цилиндра, а — компрессор до модернизации, б — компрессор после модернизации:
 1. Цилиндр с гильзой. 2. Чувствительный элемент (термистор).
 3. Дюралюминиевая втулка с наружным диаметром 6 мм и длиной 20 мм.
 4. Эпоксидная композиция. 5. Электрические выводы.
 6. Теплоизоляционная фторопластовая втулка.
 7. Резиновая втулка-уплотнение. 8. Наружная гильза.
 9. Рубашка охлаждения, выполненная в виде выточки в гильзе 9

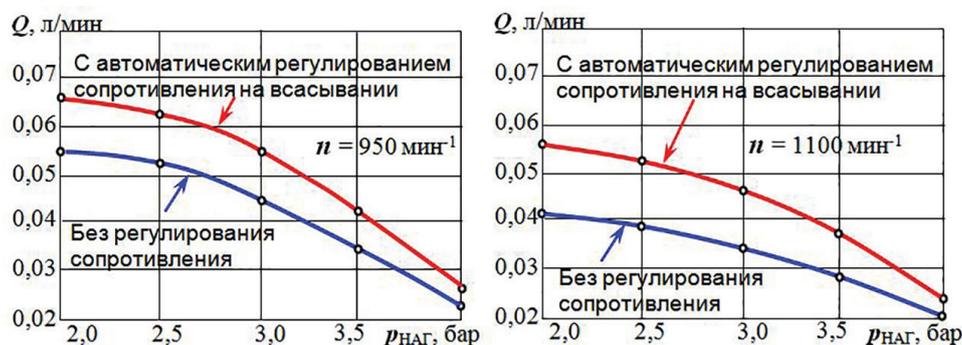


Рис. 3. Графики зависимости расхода жидкости Q в системе охлаждения от давления нагнетания p при частоте n вращения привода компрессора 950 (слева) и 1100 мин^{-1}

Измерение остальных параметров. Вращение коленчатому валу компрессора сообщалось от асинхронного штатного электродвигателя, запитанного от промышленной сети переменного тока 220 В, 50 Гц через преобразователь частоты, что позволяло менять частоту возвратно-поступательного движения поршня в широких пределах. Угловая скорость вращения коленчатого вала определялась с помощью отметчика его положения и осциллографа.

Измерение давления нагнетания производилось с помощью образцового манометра класса точности 0,6 с диапазоном шкалы 0–6 бар, установленного на ресивере компрессора.

Расход жидкости в системе охлаждения с автоматическим регулированием сопротивления подводящего трубопровода с помощью заслонки 5 (рис. 1) определялся по количеству срабатываний заслонки за некоторый промежуток времени, который отсчитывался с помощью секундомера с ценой деления 0,1 с.

За каждое срабатывание заслонки 5 системой перемещался объем жидкости, находящейся в кольцевом столбе и расположенный между двумя группами электродов контактных групп 11 и 12 (рис. 1). Объем столба жидкости определялся экспериментально с погрешностью не более 3 %.

Расход жидкости в системе охлаждения без заслонки 5 определялся весовым методом (рис. 1).

Результаты экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования были проведены в три этапа.

На первом этапе исследовалась теплонапряженность цилиндра и клапанной плиты не модернизированного компрессора. Переменными величинами являлись частота вращения коленчатого вала и давление нагнетания воздуха при постоянном давлении всасывания — 1 бар.

Компрессор выводился на стационарный тепловой режим работы при каждом запланированном сочетании параметров, после чего производились измерения температуры в трех точках цилиндра вдоль его образующей и в двух точках клапанной плиты. Стационарным считался установившийся режим работы, при котором измеренная температура в любой из контролируемых точек изменялась не более чем на один градус в течение 15 минут.

На втором этапе цилиндр был проточен снаружи (убраны ребра охлаждения). Затем на него была напрессована рубашка с внутренней выточкой и подсоединена система охлаждения с жидкостью. Во всасывающий трубопровод была вмонтирована дроссельная шайба с внутренним отверстием 4 мм, после чего были проведены испытания по измерению температуры. Расход жидкости измерялся мерным способом с помощью емкости 16, весов 17 и секундомера.

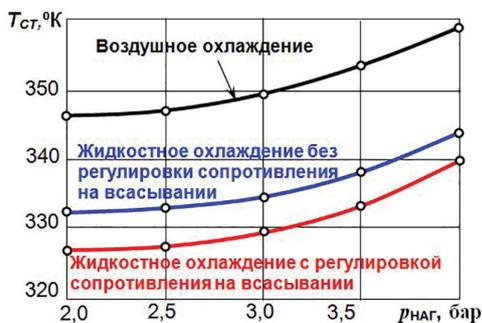


Рис. 4. Графики зависимости средней по длине температуры цилиндра от давления нагнетания компрессора при частоте вращения привода $n = 950 \text{ мин}^{-1}$

На третьем этапе из всасывающего трубопровода была извлечена дроссельная шайба, а на ее место установлен узел заслонки 5, который был подсоединен к электронной схеме управления, после чего снова были проведены эксперименты по определению температуры цилиндра и клапанной плиты с измерением расхода жидкости.

На графиках (рис. 3) показаны некоторые полученные экспериментальные результаты.

Как и следовало ожидать, с увеличением давления нагнетания (рис. 3) расход жидкости в системе охлаждения снижается, что, как отмечалось выше, связано с увеличением продолжительности процесса расширения сжатого газа из мертвого пространства и, соответственно, — сокращением времени процесса всасывания, в течение которого жидкость поднимается по рубашке охлаждения.

Причем чем выше давление нагнетания, тем меньше преимущество системы с автоматическим регулированием над системой без регулирования сопротивления.

Из сравнения графиков, представленных на рис. 3, также можно сделать вывод о том, что повышение частоты возвратно-поступательного движения поршня снижает эффективность работы системы охлаждения в обоих случаях, что связано, прежде всего, с ухудшением условий работы жидкостных обратных клапанов 10 (рис. 1).

На рис. 4 показаны типичные по характеру для всех частот вращения графики зависимости температуры цилиндра компрессора от давления нагнетания.

Анализ результатов позволяет сделать вывод о том, что само применение автономного жидкостного охлаждения положительно влияет на снижение температуры цилиндра и выгодно отличается от обычного воздушного охлаждения, а использование автоматического регулирования сопротивления на входе в полость всасывания позволяет снизить температуру цилиндра дополнительно на несколько градусов.

Заключение. Проведенные экспериментальные исследования убедительно показывают преимущество автономного жидкостного охлаждения цилиндропоршневой группы компрессора, которое организовано за счет использования колебаний давления в полости всасывания, перед обычным воздушным охлаждением.

Применение способа автоматического изменения гидравлического сопротивления участка всасывающего трубопровода на входе в полость вса-

сывания позволяет несколько увеличить эффект автономного охлаждения за счет некоторого усложнения конструкции, и его использование может быть оправдано в том случае, если есть уверенность в существенном улучшении внешних характеристик компрессора. Например, таких, как ресурс работы и удельные затраты на производство сжатого газа.

Библиографический список

1. Щерба В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. М.: Наука, 2008. 319 с.
2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. М.: КолосС, 2008. 711 с.
3. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
4. Сычков А. Е. Роль систем охлаждения в современных компрессорных установках // МегаПаскаль. 2009. № 4. С. 36–39.
5. Агурин А. П. Передвижные компрессорные станции. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1989. 184 с.
6. Лобов И. Э. Разработка и исследование поршневой энергетической машины объемного действия на основе колебаний давления в линии нагнетания: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 190 с.
7. Труханова Д. А. Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым объемом на всасывании: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 200 с.
8. Калмыков И. И., Гортышов Ю. Ф., Идиатуллин Н. С. Теория и техника теплофизического эксперимента / под ред. В. К. Щукина. М.: Энергоатомиздат, 2001. 360 с.
9. Фарзани Н. Г., Илясов Л. В., Азим-заде А. Ю. Технологические измерения и приборы. М.: Высшая школа, 1989. 456 с. ISBN 5-06-000099-0.
10. Евтихеев Н. Н., Купершмидт Я. А., Папуловский В. Ф. Измерение электрических и неэлектрических величин. М.: Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
11. Клокова Н. П. Терморезисторы. Теория, методики расчета, разработки. М.: Машиностроение, 1990. 224 с.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 6637-4059
 AuthorID (РИНЦ): 518325
 AuthorID (SCOPUS): 57191240901
 ResearcherID: D-5093-2014

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

SPIN-код: 8021-6838
 AuthorID (РИНЦ): 104558
 AuthorID (SCOPUS): 6507251402

СУРИКОВ Валерий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Физика» ОмГТУ.

SPIN-код: 7522-3542
 AuthorID (РИНЦ): 174970
 ORCID: 0000-0003-1146-0478
 AuthorID (SCOPUS): 11540312800
 ResearcherID: H-1196-2013

АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ.

SPIN-код: 5742-9035

AuthorID (РИНЦ): 512759

AuthorID (SCOPUS): 57195570469

КАЛЕКИН Вячеслав Степанович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Специальные технические дисциплины» Омского института водного транспорта, филиал Сибирского государственного университета водного транспорта, г. Омск

SPIN-код: 5822-4168

AuthorID (РИНЦ): 335494

AuthorID (SCOPUS): 6506601970

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

SPIN-код: 8127-1512

AuthorID (РИНЦ): 104542

ORCID: 0000-0002-0554-5451

AuthorID (SCOPUS): 57190974571

ResearcherID: M-4889-2016

РОДИОНОВ Евгений Юрьевич, магистр по направлению «Энергетическое машиностроение». Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

Для цитирования

Щерба В. Е., Болштянский А. П., Суриков В. И., Аверьянов Г. С., Калекин В. С., Корнеев С. А., Родионов Е. Ю. Экспериментальное исследование системы жидкостного автономного охлаждения поршневого компрессора // Омский научный вестник. 2018. № 5 (161). С. 33–38. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-161-33-38.

Статья поступила в редакцию 12.09.2018 г.

© В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. И. Суриков,
Г. С. Аверьянов, В. С. Калекин, С. А. Корнеев,
Е. Ю. Родионов