

ЧАСТИЧНОЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКУЮ РАБОТУ ТРАНСПОРТИРОВКИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Левцев А.П.¹, Лысяков А.И.¹, Кудашев С.Ф.¹, Цыцарева Е.И.¹

¹ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева» ул. Большевикская, д. 68, г.Саранск, Республика Мордовия, 430005, e-mail: lysyakov_lai@mail.ru

Представлены результаты экспериментального исследования циркуляции теплоносителя за счет тепловой энергии уходящих газов котельного агрегата, путем преобразования её части в механическую работу. Исследования проводились на лабораторной установке, представляющей систему теплоснабжения, состоящей из источника теплоты, теплообменника утилизатора, сетевого трубопровода, потребителя теплоты и др. Циркуляция теплоносителя осуществлялась работы системы, запатентованной авторами. При этом проанализирована работа системы, выявлены значения термодинамических параметров в каждой характерной точке. Выявлен потенциал повышения коэффициента теплоотдачи с помощью предложенного способа как на источнике, так и на остальных теплообменных поверхностях. Экспериментально установлено, что устройство полностью обеспечивает циркуляцию теплоносителя без использования электрической энергии, используя сбросное тепло уходящих газов. При этом производительность и напор, создаваемые системой в полной мере обеспечивают необходимый расход сетевой воды.

Ключевые слова: утилизация тепловой энергии, термодинамический цикл, циркуляция теплоносителя, производительность насоса.

PARTIAL CONVERSION OF THERMAL ENERGY INTO MECHANICAL WORK TRANSPORTATION THERMAL FLUID

Levtzev A.P.¹, Lysyakov A.I.¹, Kudashev S.F.¹, Tsytsareva E.I.¹

¹Ogarev Mordovia State University, st. Bolshevistskaya, 68, Saransk, Mordovia, 430005, e-mail: lysyakov_lai@mail.ru

An experimental study of the circulation of the coolant from the thermal energy of exhaust gases of the boiler unit by converting part of it into mechanical work. The studies were conducted in a laboratory setting, representing the district heating system consisting of a source of heat recovery heat exchanger, piping network, consumer and other heat circulation of the coolant carried out of the system, patented by the authors. In this operation, the system is analyzed, detected values of the thermodynamic parameters of each characteristic point. Revealed the potential of increasing the heat transfer coefficient by means of the method as in the source, and the other heat exchange surfaces. Experimentally determined that the device is fully circulates coolant without electricity, using waste heat of exhaust gases. The productivity and the pressure generated by the system to fully provide the required flow rate of water mains.

Keywords: waste heat, thermodynamic cycle, the circulation of thermal fluid, pump performance.

Современные тенденции развития теплоснабжения характеризуются увеличением числа автономных теплогенераторов. Это обуславливается тем, что системы централизованного теплоснабжения на сегодняшний день не могут обеспечить всех потребностей из-за их высокой рассредоточенности и изношенности тепловых сетей. Практика теплоснабжения городов показывает, что даже при разветвленной магистральной теплосети некоторая часть застройщиков уходит на индивидуальное теплоснабжение (крышные и пристроенные котельные).

При этом большинство индивидуальных котельных не имеют резервных источников электроснабжения, ввиду того, что стоимость технологического подключения по 1-ой категории надежности с установкой резервных генераторов, источников бесперебойного

питания достаточно высокая. Вследствие перечисленного даже кратковременное отключение электроэнергии зачастую непременно ведет к перебоям в поставке тепловой энергии. Данную проблему решают созданием электрически независимых котлов и обеспечением естественной циркуляции теплоносителя, но естественная циркуляция мало применима ввиду технических причин в разветвленных сетях, даже с незначительным перепадом высот участков.

Вследствие перечисленного разработка систем транспорта теплоносителя независимых от электрической энергии и при этом обеспечивающих необходимый располагаемый напор на источнике является несомненно значимой и перспективной. Проанализировав возможные методы обеспечения циркуляции теплоносителя, можно сделать вывод, что постоянным источником энергии в системах теплоснабжения является теплота уходящих газов котельного агрегата. Так как, если будет происходить сгорание топлива в котле, то всегда некоторая часть тепловой энергии остается в потерях с уходящими газами q_2 .

Поэтому, было принято решение разработки системы преобразования тепловой энергии уходящих газов котельного агрегата в механическую энергию транспортировки теплоносителя. При этом утилизация теплоты уходящих газов позволит сократить потери с уходящими газами q_2 и соответственно повысить коэффициент полезного действия источника теплоснабжения.

Материал и методы исследования

Для разработки системы было организована экспериментальная установка, имитирующая систему теплоснабжения. В ходе разработки системы было предложено несколько устройств на которые получены патенты [4,5]. Все они обладают рядом преимуществ и недостатков, но наиболее перспективным и подходящим для первоначальной задачи выглядит следующая схема, изображенная на рис. 1. которое состоит: 1 – водогрейный котел, 2 – потребитель теплоты, 3 – испаритель (теплообменник утилизатор), 4 – мембранный бак расширитель, 5 – сбросной клапан, 6 – обратный клапан возврата конденсата, 7 и 8 – обратные клапана, задающие направление движения теплоносителя. При этом для точного измерения мощности передаваемой в котле и испарителе используем теплоэлектронагреватели (ТЭН) мощностью $Q_{кот} = 22$ кВт в котле и $Q_{и} = 2,2$ кВт в испарителе. Тем самым имитируя источник теплоснабжения с 10% потерями с уходящими газами.

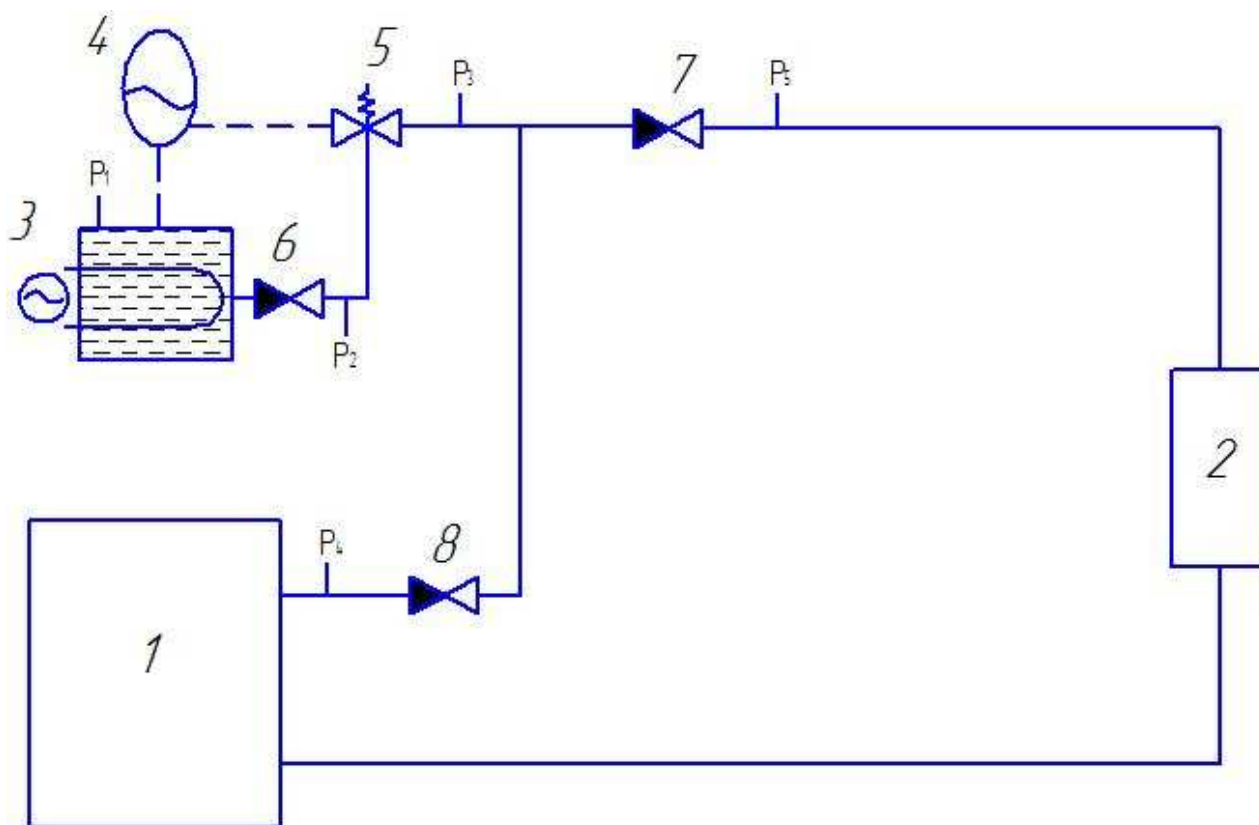


Рис. 1. Экспериментальная установка преобразования тепловой энергии в механическую работу транспортировки теплоносителя.

Работа системы осуществляется следующим образом: в водогрейном котле 1 подогревается теплоноситель (вода) и направляется к потребителям 2 для покрытия их тепловой нагрузки. Отдав часть тепловой энергии, теплоноситель возвращается к источнику. В испарителе 3 испаряется теплоноситель и его пар накапливается в мембранном расширительном баке 4. При полном заполнении мембранного бака 4 паром в нем повышается давление за счет дополнительно поступающих паров из испарителя 3. Достигнув определенного значения, сбросной клапан 5 открывается и пар из расширительного бака устремляется в обратный трубопровод сетевой воды, тем самым вытесняя через обратный клапан 8 теплоноситель. Через несколько секунд клапан 5 закрывается вследствие выравнивания температуры в испарителе и обратном трубопроводе. Пар в обратном трубопроводе за счет контакта с холодным теплоносителем конденсируется, тем самым создавая разрежение. Благодаря этому, теплоноситель всасывается от потребителя через обратный клапан 7. Возврат конденсата осуществляется в момент закрытия клапана 5 за счет гидростатических сил.

Результаты исследования и их обсуждения

Для анализа гидродинамики устройства была организована система сбора данных с преобразователей давления, установленных согласно схеме, изображенной на рис. 1, где P_1 – давление в испарителе, P_2 – давление конденсата, P_3 – давление в насосе, P_4 – давление на

нагнетании насоса, P_5 – давление на всасывании насоса. На рис. 2 приведены результаты эксперимента в виде графика, где на оси абсцисс отложено время, а на оси ординат давление в $\text{кг}/\text{см}^2$.

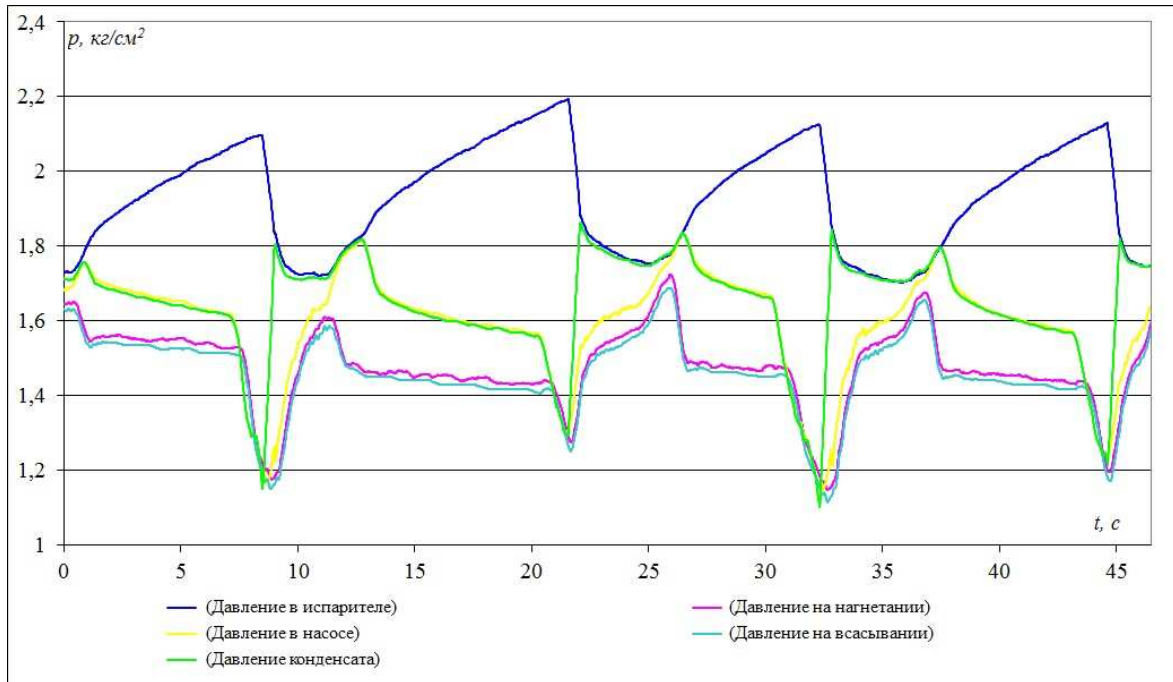


Рис. 2. Графики изменения давлений в элементах схемы в процессе работы экспериментальной установки.

Для подробного анализа и описания происходящих процессов, рассмотрим один полный цикл открытие-закрытие-открытие клапана 5. График представлен на рис. 3.

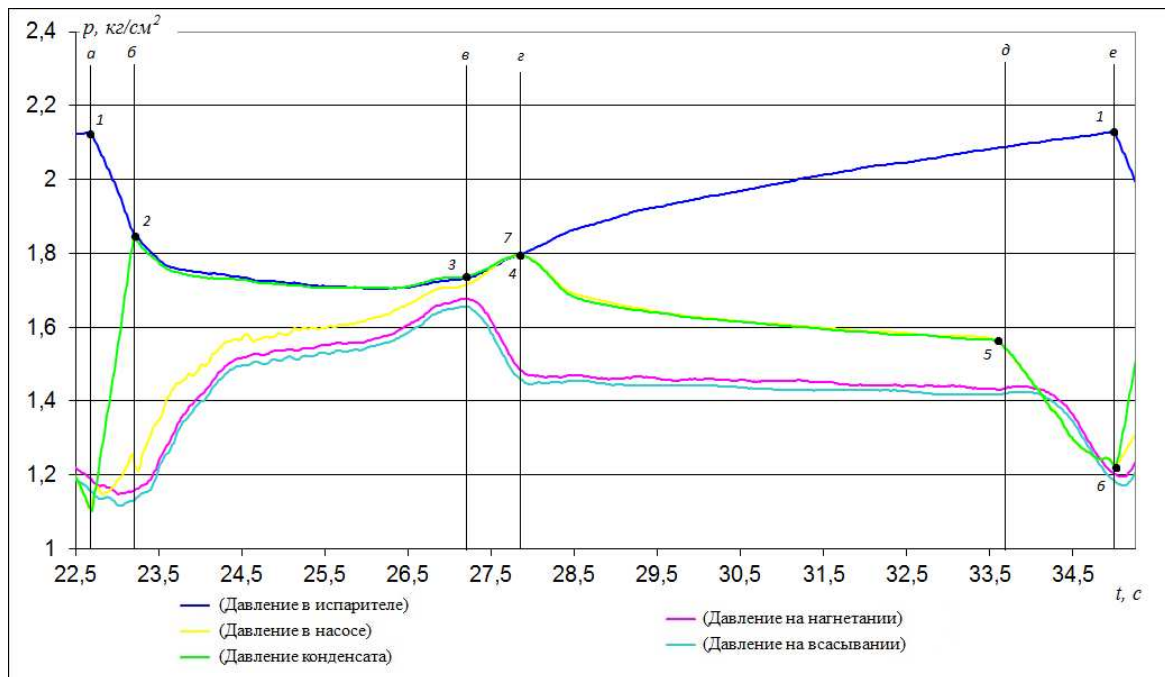


Рис. 3. Один полный цикл работы системы.

Открытие клапана 5 начинается в точке 1 на временной отсечке 22,66 с, при давлении 2,12 $\text{кг}/\text{см}^2$, открытие клапана продемонстрировано на участке a-б, длившимся 0,416 с. При

этом давление в испарителе резко падает до значения $1,84 \text{ кг/см}^2$ в точке 2. Давление конденсата начинает резко возрастать со значения $1,1 \text{ кг/см}^2$ по линии *а* под воздействием давления испарителя и выравнивается с ним на линии *б*. Давление в насосе и соответственно на всасывании и нагнетании относительно плавно возрастает. На участке *б-в* клапан полностью открыт и происходит перемещение пара из испарителя в трубопровод обратной сетевой воды за временной промежуток времени составляющий $3,96 \text{ с}$, вследствие чего вытесняется вода из насоса в котел. В системе испаритель-конденсат давление снижается до значения $1,73 \text{ кг/см}^2$ по линии *в*, в насосе, на нагнетании и всасывании давление плавно возрастает. Давление в насосе выравнивается с давлением в испарителе и конденсата. На всасывании и нагнетании давление достигает своего максимального значения в $1,65 \text{ кг/см}^2$ и $1,67 \text{ кг/см}^2$ соответственно. На участке *в-г* происходит закрытие клапана за период $0,54 \text{ с}$, вследствие чего давление в испарителе начинает возрастать до значения $1,78 \text{ кг/см}^2$ из-за сокращения потока пара в обратный трубопровод. При этом в обратном трубопроводе начинается конденсация паров с сокращением части поступающего пара. Поэтому, давление снижается до значения $1,47 \text{ кг/см}^2$. На линии *г* клапан полностью закрылся. В процессе *г-д* (продолжительность $5,71 \text{ с}$) после закрытия клапана в испарителе постепенно возрастает давление. В насосе, на всасывании и нагнетании происходит полная конденсация паров и соответственно уменьшается давление. Давление в насосе и конденсата опускается до значения $1,56 \text{ кг/см}^2$. На всасывании и нагнетании до $1,425 \text{ кг/см}^2$. На участке *д-е* происходит переохлаждение жидкости ($1,245 \text{ с}$) и соответственно резкое снижение давления в насосе, при этом оно становится ниже, чем давление на линии всасывания, вследствие чего производится всасывание сетевой воды от потребителя (участок 5-6 $0,581 \text{ с}$). Далее значения давлений конденсата, в насосе, на нагнетании и всасывании выравниваются. В испарителе давление плавно возрастает до давления $2,12 \text{ кг/см}^2$. При достижении разности давления между испарителем и насосом $0,925 \text{ кг/см}^2$ клапан открывается и процесс повторяется.

Для анализа получаемых мощностей и совершаемой работы изобразим термодинамический цикл работы устройства в $lgP-h$ диаграмме (рис.4). При построении учитываем установившиеся значения температур конденсата возвращаемого в испаритель $90 \text{ }^\circ\text{C}$, пара попадающего в насос $122 \text{ }^\circ\text{C}$. Точки на диаграмме соответствуют точкам на рис.3.

По построенной диаграмме определим значения термодинамических параметров в каждой точке процесса. Полученные параметры занесем в таблицу 1.

Таблица 1

Термодинамические параметры в характерных точках процесса

Точка	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{кг/см}^2$	Удельный объем $v, \text{м}^3/\text{кг}$	Энтальпия $h, \text{кДж/кг}$
1	122	2,12	0,84	2709,5
3	116	1,73	0,99	2662,5
4	117	1,78	-	2700
5	113	1,42	-	460
6	90	1,245	-	377
7	90	1,78	-	377

Определим производство пара в испарителе. Так как мощность ТЭНа в испарителе равняется 2,2 кВт и, учитывая, что конденсат возвращается с температурой 90 °С (точка7), а пар нагревается до температуры 122 °С (точка 1), то расход пара равен

$$G_n = \frac{Q_u}{h_n'' - h_k'}, \text{ кг/с,}$$

где h_n'', h_k' - энтальпия соответственно пара и конденсата, кДж/кг .

$$G_n = \frac{2,2}{2709,5 - 377} = 0,9432 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Механическая работа, полученная данным способом будет равняться

$$l = h_1 - h_3, \text{ кДж/кг.}$$

где h_1, h_3 - энтальпия соответственно в точке 1 и 3, кДж/кг ;

$$l = h_1 - h_3 = 2709,5 - 2662,5 = 47 \text{ кДж/кг.}$$

Механическая мощность, полученная в устройстве

$$N = G_n l, \text{ кВт.}$$

$$N = G l = 0,9432 \cdot 10^{-3} \cdot 47 = 0,04437 \text{ кВт.}$$

Количество тепловой энергии, переданное рабочему веществу в испарителе за период закрытия клапана 5 (процесс 3-4)

$$Q_{u.3} = (h_4 - h_3) G_n, \text{ кВт,}$$

где h_4, h_3 - энтальпия соответственно в точке 4 и 3, кДж/кг .

$$Q_{u.3} = (2700 - 2662,5) 0,9432 \cdot 10^{-3} = 0,03537 \text{ кВт.}$$

Количество тепловой энергии, переданное обратной сетевой воде равно

$$Q_k = (h_4 - h_6)G_n, \text{ кВт.}$$

где h_6 - энтальпия в точке 6, кДж/кг .

$$Q_k = (2700 - 377)0,9432 \cdot 10^{-3} = 2,191 \text{ кВт.}$$

Составим энергетический баланс устройства

$$N + Q_k = Q_u + Q_{u.3};$$

$$0,04437 + 2,191 = 2,2 + 0,03537;$$

$$2,23537 = 2,23537.$$

Определим расход сетевой воды в системе теплоснабжения и соответственно производительность насоса в системе теплоснабжения по величине изменения удельного объема пара в момент сбрасывания его в обратный трубопровод v_1 (точка 1) и в момент закрытия клапана, т.е. в момент выравнивания давления в испарителе и в обратном сетевом трубопроводе v_3 (точка 3):

$$V = (v_3 - v_1)G_n, \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$V = (0,99 - 0,76)0,9432 \cdot 10^{-3} = 0,216936 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \approx 0,217 \text{ кг/с}.$$

Проверим достаточность производительности насоса при температурном графике 95/70, который моделировался при проведении эксперимента:

$$G_{c.в} = \frac{Q_{ком}}{c\Delta t}, \text{ кг/с.}$$

где $G_{c.в}$ - необходимый расход сетевой воды, кг/с ;

c - теплоемкость воды, $\text{кДж/кг}^\circ\text{C}$;

Δt - разность температур в подающем и обратном трубопроводе, $^\circ\text{C}$.

$$G_{c.в} = \frac{22}{4,19 \cdot 25} 0,210 \text{ кг/с.}$$

Выводы

По полученным результатам можно сделать несколько выводов:

1. Устройство полностью обеспечивает циркуляцию теплоносителя без использования электрической энергии, используя сбросное тепло уходящих газов.
2. Механическая мощность полученного насоса для данных условий составляет 44,37 Вт.
3. Производительность насоса в 0,217 кг/с в полной мере обеспечивает необходимый расход сетевой воды.

Учитывая все преимущества данной системы выделяется и существенный недостаток. При резкой конденсации паров в воде происходят гидроудары, которые создают дополнительные механические нагрузки на трубопровод и оборудование, а также шум. Но

при полученном резком пульсирующем течении теплоносителя повышается теплопередача теплопередающих поверхностей, что подтверждено в ряде проведенных исследований [1-3]. Исходя из этого, можно наметить несколько направлений развития системы таких как, сокращение механических нагрузок на оборудование, повышение коэффициента теплоотдачи на поверхностях теплообмена, повышения механической мощности устройства, повышения производительности насоса.

Список литературы

1. Левцев А.П. Влияние импульсного режима течения теплоносителя на коэффициент теплопередачи в пластинчатом теплообменнике системы горячего водоснабжения / Левцев А.П., Кудашев С.Ф., Макеев А.Н., Лысяков А.И. // Современные проблемы науки и образования. – 2014, - №2. – С. 89.
2. Левцев А.П. Импульсные системы теплоснабжения общественных зданий / А. Н. Макеев, А. П. Левцев // Региональная архитектура и строительство. – Пенза, 2010. – №2 (9). – С. 45–51.
3. Лысяков А.И. Использование импульсного режима для интенсификации теплообмена в контуре ГВС с пластинчатыми теплообменниками / Лысяков А.И., Кудашев С.Ф., Левцев А.П. // Образование. Наука. Научные кадры. – 2013, - № 5. - С. 213-217.
4. Система теплоснабжения и способ организации ее работы: пат. 2510465 Рос. Федерация: МПК F01K17/00 / Левцев А.П., Лысяков А.И., Лямзин А.А.: заявитель и патентообладатель Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. - № 2012156151/06; заявл. 24.12.2012; опубл. 27.03.2014.
5. Способ преобразования тепловой энергии в механическую и устройство для его осуществления: пат. 2503846 Рос. Федерация: МПК F 03 G 7/06 / Левцев А.П., Лысяков А.И.: заявитель и патентообладатель Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. - №2011130026/06; заявл. 19.07.2011; опубл. 10.01.2014.

Рецензенты:

Котин А.В., д.т.н., профессор, директор Института механики и энергетики ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва», Институт механики и энергетики, г. Саранск, п. Ялга.

Савельев А.П., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой безопасности жизнедеятельности, ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва», Институт механики и энергетики, г. Саранск, п. Ялга.