

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2018, №2, Том 10 / 2018, No 2, Vol 10 <https://esj.today/issue-2-2018.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/20NZVN218.pdf>

Статья поступила в редакцию 20.03.2018; опубликована 14.05.2018

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Миронов В.В., Миронов Д.В., Иванюшин Ю.А., Чекардовский М.Н. Использование возобновляемой энергии низконапорных водотоков для автономного теплоснабжения и кондиционирования воздуха // Вестник Евразийской науки, 2018 №2, <https://esj.today/PDF/20NZVN218.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**For citation:**

Mironov V.V., Mironov D.V., Ivanyushin Yu.A., Chekardovskiy M.N. (2018). Use renewable energy of low-pressure watercourses for autonomous heat supply and air conditioning. *The Eurasian Scientific Journal*, [online] 2(10). Available at: <https://esj.today/PDF/20NZVN218.pdf> (in Russian)

УДК 628.8+621.5

ГРНТИ 44.09.39

**Миронов Виктор Владимирович**

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия  
Профессор кафедры «Водоснабжения и водоотведения»  
Доктор технических наук  
Почетный работник Высшей школы, Заслуженный изобретатель РФ  
E-mail: [vvmironov@list.ru](mailto:vvmironov@list.ru)  
РИНЦ: [http://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=384652](http://elibrary.ru/author_profile.asp?id=384652)

**Миронов Дмитрий Викторович**

ООО «Тюменьнефтегазпроект», Тюмень, Россия  
Главный инженер  
Кандидат технических наук, доцент  
E-mail: [dvmironov@yandex.ru](mailto:dvmironov@yandex.ru)

**Иванюшин Юрий Андреевич<sup>1</sup>**

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия  
Доцент кафедры «Водоснабжения и водоотведения»  
Кандидат технических наук  
E-mail: [ivanyushin\\_yuriy@mail.ru](mailto:ivanyushin_yuriy@mail.ru)  
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4470-6967>  
РИНЦ: [http://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=758082](http://elibrary.ru/author_profile.asp?id=758082)

**Чекардовский Михаил Николаевич**

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Тюмень, Россия  
Профессор кафедры «Теплогасоснабжения и вентиляции»  
Доктор технических наук  
E-mail: [chekardovskijmn@tyuiu.ru](mailto:chekardovskijmn@tyuiu.ru)  
РИНЦ: [http://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=471356](http://elibrary.ru/author_profile.asp?id=471356)

**Использование возобновляемой энергии  
низконапорных водотоков для автономного  
теплоснабжения и кондиционирования воздуха**

<sup>1</sup> Социальные сети: <https://vk.com/id20033591>

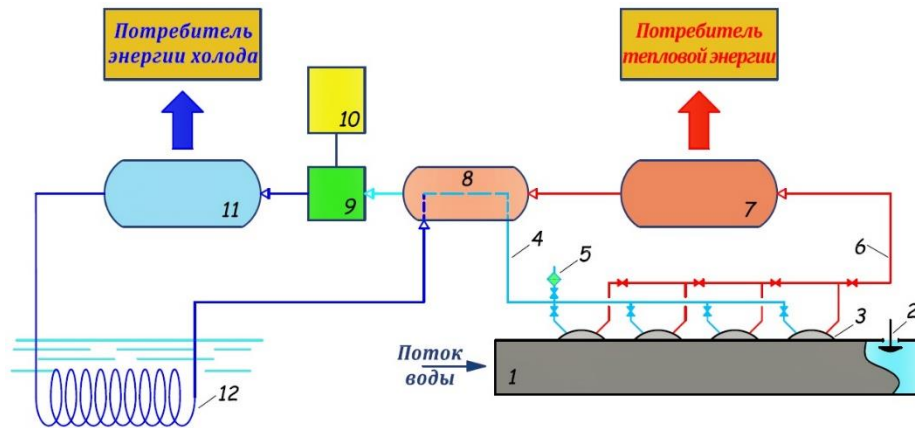
**Аннотация.** Статья направлена на повышение у читателя интереса к возобновляемой альтернативной энергии, применяемой в теплоснабжении. Российская Федерация обладает значительным потенциалом гидравлической энергии. Весомую часть в речной сети страны составляют малые водотоки. На сегодняшний день этот энергетический потенциал практически не используется. Отсутствуют комплексные решения по преобразованию гидроэнергии в тепловую без промежуточного преобразования в электричество. В данной работе описан инновационный способ преобразования низкопотенциальной (гидравлической и тепловой) энергии водотоков в полезную мощность при помощи специальных гидроагрегатов. В статье приведена технологическая схема генерирующего оборудования и описан принцип его работы. Авторами представлены основные аналитические зависимости замкнутого термодинамического воздушного цикла, осуществляемого за счет энергии низконапорных водотоков, для использования в расчетах систем автономного теплоснабжения, энергоснабжения и холодоснабжения зданий, сооружений и их групп. Разработка технологии преобразования энергии низконапорных водотоков велась в рамках диссертационного исследования.

**Ключевые слова:** низкопотенциальная энергия водотоков; автономное теплоснабжение; воздушный цикл; сжатый воздух; цикл Лоренца; энергетический баланс; гидроагрегат; возобновляемая энергия

При переходе от централизованного к автономному теплоснабжению возникают вопросы, связанные с выбором ресурса первичной энергии, рабочего тела системы, генерирующего оборудования, а также его управления. Необходимо помнить, что любая система должна быть экономичной и надежной, безопасной и удобной в эксплуатации, обладать возможностью модернизации и наращивания мощностей, а также давать потребителю продукт требуемого качества.

Решение поставленной задачи возможно с применением гидроагрегатов [1-4], включенных в воздушный замкнутый цикл (рисунок 1). Все воздушные холодильные и тепловые машины обладают рядом достоинств и недостатков [5]. Среди недостатков: низкая эффективность воздушного цикла по сравнению с парокомпрессионными машинами и, соответственно, низкая удельная холодопроизводительность. К достоинствам таких машин относится их безвредность для окружающей среды и человека. Воздух – абсолютно экологически чистое рабочее тело. Воздух забирается из окружающей среды и поэтому практически бесплатный [5, 6].

Область применения воздушных холодильных и тепловых машин ограничена сферами деятельности человека, в которых применение других видов генерирующего оборудования затруднено в связи с вопросами их безопасности и надежности. Это, к примеру, авиационная техника, линия метрополитенов, складские помещения, предприятия пищевой промышленности. Удаленные от централизованных систем зданий и сооружения жилого и производственного значения также относятся к данной группе объектов.

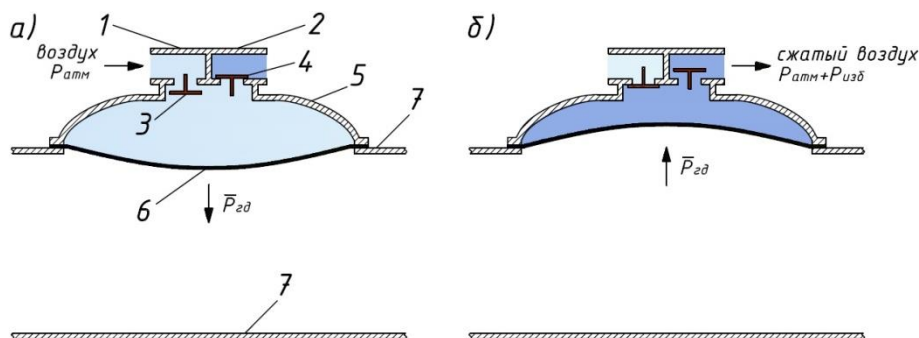


1 – гидроагрегат; 2 – ударный клапан; 3 – мембранные камеры сжатия воздуха; 4 – всасывающая линия; 5 – воздушный фильтр; 6 – нагнетательная линия; 7 – теплообменный аппарат системы отопления; 8 – регенеративный теплообменный аппарат; 9 – детандер; 10 – электрогенератор; 11 – теплообменный аппарат системы хладоснабжения; 12 – нагреватель рабочего тела (воздуха) энергией низкопотенциального тепла

**Рисунок 1.** Схема применения гидроагрегатов в замкнутом воздушном цикле (разработано авторами)

### Принцип действия гидроагрегатов-генераторов пневматической энергии

Представленная на рисунке 1 схема предполагает совместную генерацию тепловой и электрической энергии и, при необходимости, энергии холода для систем холодоснабжения и/или кондиционирования воздуха. Гидроагрегат в схеме предназначен для осуществления замкнутого воздушного термодинамического цикла. Принцип действия гидроагрегата заключается в постоянном инициировании, посредством автоматически работающего ударного клапана, волн повышенного/пониженного давления в его напорном трубопроводе. Более подробно принцип действия гидроагрегата и зависимости, характеризующие преобразование гидравлической энергии в механическую работу, представлены в [1, 2, 3]. За счет периодического изменения давления воды в напорном трубопроводе гидроагрегата  $p_{уд}$  осуществляется возвратно-поступательное движение подвижных элементов трубопровода (мембран), являющихся также рабочими органами камер сжатия воздуха (рисунок 2). Другими словами, гидроагрегат представляет собой мембранный воздушный компрессор, для которого источником энергии является гидравлическая энергия низконапорного водотока.



1 – всасывающая линия; 2 – нагнетательная линия; 3 и 4 – обратные клапаны; 5 – корпус камеры сжатия; 6 – мембрана; 7 – стенка напорного трубопровода

**Рисунок 2.** Этапы работы мембранных камер сжатия воздуха:

а) всасывание атмосферного воздуха в камере; б) выталкивание сжатого воздуха в нагнетательную линию (разработано авторами)

При движении волны пониженного давления в трубопроводе гидроагрегата происходит всасывание в камеру сжатия рабочего объема воздуха, при движении волны повышенного давления – сжатие и последующее выталкивание сжатого объема воздуха. Для предотвращения движения воздуха по трубопроводам в обратном направлении камеры сжатия оборудованы всасывающими и нагнетательными обратными клапанами. В процессе эксплуатации установки рабочее тело – воздух из атмосферы осушается специальными фильтрами осушителями.

Определение полезной мощности гидроагрегатов в замкнутом воздушном цикле осуществляется в следующей последовательности.

Средняя скорость движения воды в трубопроводе, при которой происходит закрытие ударного клапана:

$$v_0 = \mu_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (1)$$

где  $\mu_0$  – коэффициент расхода трубопроводной системы гидроагрегата;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $H$  – напор на гидроагрегате, равный перепаду уровней воды до и после него, м.

По достижении скорости воды, соответствующей закрытию клапана, в трубопроводе накапливается кинетическая энергия:

$$E_{\kappa} = \frac{\rho \cdot \omega \cdot L \cdot v_0^2}{2}, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>;  $L$  – длина напорного трубопровода, м.

Часть кинетической энергии при закрытии ударного клапана затрачивается на упругую деформацию воды и стенок трубопровода:

$$\Delta E = \frac{\omega \cdot L}{2 \cdot E_e} \cdot p_y^2 + \frac{\omega \cdot L}{2 \cdot E_{cm}} \cdot \frac{D}{\delta} \cdot p_y^2, \quad (3)$$

где  $D$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\delta$  – толщина стенки стальной трубы, м;  $E_e$  – модуль упругости воды, Па;  $E_{cm}$  – модуль упругости материала напорного трубопровода гидроагрегата, Па;  $p_y$  – ударное давление, Па.

Следовательно, полезная механическая работа по возвратно-поступательному движению мембран находится, как:

$$A_m = E_{\kappa} - \Delta E. \quad (4)$$

Требуемый средний расход воды находится из уравнения неразрывности, с учётом периодического импульсного режима работы гидроагрегатов (изменение скорости движения воды от 0 до  $v_0$ ) [7]:

$$Q = \frac{\omega \cdot v_0}{2}. \quad (5)$$

При возникновении ударного давления происходит его передача по всей длине трубопровода от сечения клапанов к оголовку трубы со скоростью [7]:

$$C_v = \frac{p_y}{v_0 \cdot \rho}. \quad (6)$$

Весь цикл работы гидроагрегатов состоит из времени накопления кинетической энергии  $t_n$ , определяемого по известным формулам [8], а также удвоенного времени пробега волны ударного давления:

$$t = t_n + \frac{2 \cdot L}{C_v} . \quad (7)$$

Соответственно, для расчёта значений полезной мощности необходим пересчет полученных цикловых значений с учётом формулы (7). За счёт движения мембран, периодически возникает объем, заключенный в подмембранном пространстве, и равный объему сжимаемого воздуха без учета коэффициента подачи:

$$V_1 = \frac{A_m}{p_y} . \quad (8)$$

Далее в камерах гидроагрегата происходит процесс сжатия рабочего тела – воздуха, используемого в замкнутом воздушном цикле.

### Энергетический баланс замкнутого цикла генерации

Наиболее просто процесс генерации полезной мощности описывается при помощи термодинамического цикла, построенного в осях  $T-s$  на двух изобарах и двух изоэнтропах, в осях  $p-V$  – на двух изобарах и двух адиабатах. В литературе такие циклы носят названия обратного цикла Брайтона, цикла Белла Колемана, обратного цикла Джоуля и цикла Лоренца [5, 6, 9-11].

Обратный цикл Джоуля – идеальный цикл, соответственно, для его реализации используется рабочее вещество – идеальный газ. В обратном цикле Брайтона или цикле Белла Колемана используется реальный газ, например, воздух. Однако, в диапазоне давлений рабочего тела в мембранных компрессорах гидроагрегата сжатый воздух практически подобен идеальному газу. Все указанные циклы обладают меньшей эффективностью по сравнению с обратимым циклом Карно, который является циклом-образцом для определения термодинамического совершенства реальных циклов [6].

Рассмотрим более подробно процесс генерации полезной мощности на основе обратного цикла Брайтона.

В идеальных условиях (при отсутствии теплопотерь в воздушных линиях и элементах установки, а также адиабатном сжатии воздуха в компрессоре) процессы в цикле осуществляются в следующей последовательности:

1. Адиабатное сжатие рабочего тела (воздуха) в камерах сжатия от давления  $p_1$  до  $p_2$ . При этом, кроме повышения давления, воздуху сообщается определенное количество теплоты  $Q_1$  за счет возрастания температуры воздуха с  $T_1$  до  $T_2$ .
2. Изобарный ( $p_2 = p_3$ ) отвод в теплообменном аппарате количества теплоты  $Q$  в систему автономного отопления, сопровождающийся понижением температуры с  $T_2$  до  $T_3$ .
3. Изобарный ( $p_3 = p_4$ ) теплообмен между встречными потоками в регенеративном теплообменном аппарате, с понижением температуры  $T_3$  до  $T_4$  и повышением температуры  $T_7$  до  $T_1$ .
4. Адиабатное расширение рабочего тела с осуществлением внешней механической работы  $A_d$  от давления  $p_4$  до  $p_5$  и понижением температуры от  $T_4$  до  $T_5$ .

5. Изобарный ( $p_5 = p_6$ ) подвод тепла  $Q_3$  от системы холодоснабжения, сопровождающийся повышением температуры с  $T_5$  до  $T_6$  и изобарный подвод ( $p_6 = p_7$ ) количества теплоты  $Q_4$  к рабочем телу в нагревателе воздуха, сопровождающийся возрастанием температуры рабочего тела от  $T_6$  до  $T_7$ .

Энергия (механическая работа)  $A_{км}$ , которую необходимо затратить на всасывание, сжатие и нагнетание объема воздуха  $V_1$  с первоначального давления  $p_1$  до абсолютного давления  $p_2$  при адиабатном процессе сжатия и абсолютную температуру воздуха  $T_2$ , К, на выходе из камер сжатия можно определить из уравнений [12]:

$$A_{км} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (9)$$

$$T_2 = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1, \quad (10)$$

в процессе сжатия происходит повышение температурного потенциала воздуха, ему сообщается количество теплоты  $Q_1$ , при этом  $Q_1 = A_{км}$ :

$$Q_1 = c_p \cdot G \cdot (T_2 - T_1), \quad (11)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  $T_1$  – температура, всасываемого в камеру сжатия, наружного воздуха, К;  $c_p$  – средняя изобарная удельная теплоемкость воздуха, Дж/кг·К, в диапазоне изменений рабочих температур и давлений практически неизменна, поэтому возможно принять постоянной [6] и равной среднему значению удельной теплоемкости в заданных интервалах, например, по [13, 14];  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с.

В теплообменном аппарате автономной системы отопления осуществляется перенос теплоты к теплоносителю системы отопления. Следовательно, максимальное значение температуры  $T_3$  не может быть ниже, чем температура теплоносителя в прямом трубопроводе системы отопления. Таким образом, чем ниже величина  $T_3$ , тем больше потенциальное количество теплоты, передаваемой системе отопления, следовательно, предлагаемый способ наиболее эффективен в низкотемпературных системах отопления.

Удельная массовая теплопроизводительность оборудования  $q_{y\partial}$ , Дж/кг:

$$q_{y\partial} = c_p \cdot (T_2 - T_3), \quad (12)$$

Тогда теплопроизводительность оборудования  $Q$ , Вт, можно определить по формуле:

$$Q = q_{y\partial} \cdot G = c_p \cdot G \cdot (T_2 - T_3), \quad (13)$$

Также в схеме предусматривается регенеративный теплообменный аппарат, в котором происходит перенос теплоты от потока воздуха из теплообменного аппарата системы отопления потоку воздуха, нагретого низкопотенциальным теплом. По результатам проведенных расчетов выявлено, что в этом случае эффективность установки, характеризуемая отопительными и холодильными коэффициентами преобразования, увеличится на 25-35 %, хотя имеет место некоторая потеря производимой детандером механической работы, как следствие, меньшая величина получаемой полезной электроэнергии. Также расчеты показали, что применение регенератора при подключении генерирующего оборудования только к низкотемпературным системам отопления нецелесообразно из-за малой величины теплообмена между потоками воздуха. Баланс регенератора без учета потерь имеет вид:

$$\begin{aligned} Q_{подв} &= Q_{отв}; & (14) \\ T_3 - T_4 &= T_1 - T_7, & (15) \end{aligned}$$

где  $Q_{подв}$  – теплота, подводимая от теплообменного аппарата системы отопления, Дж;  $Q_{отв}$  – теплота, отводимая в камеры сжатия от регенератора, Дж;  $T_4$  – температура воздуха на выходе из регенератора, К;  $T_7$  – температура воздуха на выходе из нагревателя, К.

При этом максимальная эффективность регенератора в случае, когда  $T_4 = T_7$ , равенство которых теоретически возможно лишь при бесконечно большой площади теплопередающей поверхности или коэффициента теплопередачи.

При детандировании происходит расширение газа до первоначального значения давления с совершением внешней механической работы, сопровождающееся увеличением энтропии и объема рабочего тела при постоянной энтальпии. Детандер является механическим приводом для электрогенератора. Вырабатываемая электрическая энергия направляется на питание электродвигателей насоса и воздуходувного агрегата, обеспечивающих циркуляцию тепло-/холодоносителя в системах отопления и кондиционирования/холодоснабжения. Излишек, по возможности, резервируется и используется, например, для освещения территорий, энергообеспечения аварийных сигнализаций и т. п. Полная внешняя механическая работа детандера  $A_0$ , Дж, определяется зависимостью [6]:

$$A_0 = \frac{k}{k-1} \cdot p_4 V_4 \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right), \quad (16)$$

где  $p_4$  и  $V_4$  – давление на входе в детандер, Па, и объем поступающего за цикл воздуха, м<sup>3</sup>;  $p_5$  – давление после детандирования, Па.

Аналогично формуле (4):

$$A_0 = Q_2 = c_p \cdot G \cdot (T_4 - T_5), \quad (17)$$

Связь между температурами и давлениями до и после расширения описывается выражением:

$$T_5 = T_3 \cdot \left( \frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (18)$$

Теплота  $Q_3$ , Дж, поступающая в цикл от потребителя энергии холода, является «полезной» и первично нагревает рабочее тело:

$$Q_3 = c_p \cdot G \cdot (T_6 - T_5), \quad (19)$$

а также теплота  $Q_4$ , Дж, подводимая от источника низкопотенциального тепла:

$$Q_4 = c_p \cdot G \cdot (T_7 - T_6). \quad (20)$$

Логично, что максимальное значение температуры  $T_7$  будет соответствовать температуре источника низкопотенциального тепла. Температура в естественных водотоках в зимний период составляет порядка 4-5 °С, температура воды технологических потоков зависит от характера производства, но, как правило, выше, чем в естественных. В любом случае даже при минимальных значениях эффективность установки при включении такого источника повышается, за счет того, что в камеры сжатия воздуха поступает воздух уже с температурой

отличной от температуры окружающей среды на 15-35 °С и более (при генерации в открытом цикле и отборе воздуха из окружающей среды).

Затем рабочее тело поступает в регенератор, где донагревается до температуры  $T_1$ , формула (15), после чего по всасывающей линии происходит подача в камеры сжатия, и цикл повторяется.

Таким образом, энергетический баланс генерирующего цикла имеет следующий вид:

$$Q = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{подв} - Q_{отв}, \quad (14)$$

с учетом формулы (14):

$$Q = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4. \quad (15)$$

Эффективность работы оборудования характеризуется рядом коэффициентов. Среди них наиболее важен коэффициент преобразования, показывающий, сколько единиц полезной энергии (в данном случае тепловой, холодильной и возвратной механической) получено из единицы энергии, затраченной на осуществление цикла (на работу камер сжатия):

$$КОП_{\Sigma} = \frac{Q + Q_2 + Q_3}{Q_1} = \frac{(T_2 - T_3) + (T_4 - T_5) + (T_6 - T_5)}{T_2 - T_1}. \quad (16)$$

Расчет режимов работы гидроагрегатов-генераторов пневматической энергии в реальных водотоках показал, что в схеме с использованием низкопотенциального тепла водотоков в диапазоне расходов воды – 1-15 м<sup>3</sup>/с, напоров 1-3 м генерируется: тепловой энергии – 3-120 кВт, энергии холода – 1-65 кВт, электроэнергии – 1-60 кВт. (занизить на 20 %).

Кроме того, гидроагрегаты могут найти применение в производстве технических газов из воздуха (азота, кислорода) адсорбционными способами на локальных площадках, при замене компрессоров в существующих технологиях на предлагаемые гидроагрегаты.

### Выводы

Использование воздуха в качестве рабочего тела и возобновляемого источника энергии для обеспечения работы замкнутого термодинамического цикла, с учетом имеющихся определенных достоинств, дает возможность применения вышеописанной технологии генерации полезной мощности для автономного теплоснабжения зданий и сооружений, и при необходимости снабжения электричеством.

Таким образом, представленный способ преобразования низкопотенциальной гидравлической и тепловой энергии водотоков в полезную пневматическую мощность позволит потребителю получать энергетический продукт в непосредственной близости от подключаемых к автономной системе зданий и сооружений. Преимуществами технологии является снижение негативной нагрузки на окружающую среду, возможность стабильной работы при малых подпорах воды перед гидроагрегатами, а также возможность регулировки снимаемой полезной мощности количеством гидроагрегатов в створе водотока и количеством задействованных в работе камер сжатия.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2548530 Российская Федерация, МПК F04F7/02, F03B13/00, E02B9/00 Способ строительства малых гидроэлектростанций / Миронов В.В., Миронов Д.В., Иванюшин Ю.А.; патентообладатель: ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет» (ТИУ), ООО «ЭЛЕКТРОРАМ», Миронов В.В. – № 2013150385/06; заявл. 12.11.13; опубл. 20.04.15, Бюл. № 11.
2. Миронов В.В., Иванюшин Ю.А., Ерофеев Е.А. Энергетические ресурсы в XXI веке: энергия малых водотоков и инновационная технология ее преобразования // Вестник ТюмГАСУ. – 2015. – №1. – С. 70-74.
3. Mironov V.V., Mironov D.V., Yu.A. Ivanyushin Efficiency comparison of alternate schemes for take-off from low-head low-water flows // Power Technology and Engineering. – 2014. – Vol.48. No. 1. May.
4. Пат. 2606847 Российская Федерация, МПК F25B30/06, F25B9/00, F04F7/02 Способ преобразования низкопотенциальной тепловой энергии // Миронов В.В., Миронов Д.В., Иванюшин Ю.А.; патентообладатель ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет» (ТИУ), ООО «ЭЛЕКТРОРАМ», Миронов В.В. – № 2015112528; заявл. 06.04.2015; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1.
5. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография. – Новосибирск: изд-во НГТУ, 2006. – 404 с.
6. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
7. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: Учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 640с., ил.
8. Овсепян В.Г. Гидравлический таран и таранные установки. – М.: Машиностроение, 1998. – 124 с.
9. Zhang Z., Chen L., Sun F. Energy performance optimization of combined Brayton and two parallel inverse Brayton cycles with regeneration before the inverse cycle // Scientia Iranica B (2012), Vol. 19 (5), pp. 1279-1287.
10. Staudt J.E., Lidsky L.M. “An MGR Brayton Cycle Power Plant Design”, Paper 879154, Proceedings of 22nd IECEC, Vol. 3 – pp. 1549-1554.
11. Логинов В.С. Термодинамический анализ и сравнительная оценка цикла Брайтона // Известия вузов. Энергетика. – 1987. – № 4. – С. 34-39.
12. Алтухов С.М., Румянцев В.А. Мембранные компрессоры. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1967. – 128 с.
13. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 414 с.
14. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. 4-е изд., перераб. и др. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.

**Mironov Victor Vladimirovich**

Industrial university of Tyumen, Tyumen, Russia  
E-mail: vvmironov@list.ru

**Mironov Dmitry Victorovich**

LLC «Tyumenneftegazproekt», Tyumen, Russia  
E-mail: dvmironov@yandex.ru

**Ivanyushin Yuriy Andreevich**

Industrial university of Tyumen, Tyumen, Russia  
E-mail: ivanyushin\_yuriy@mail.ru

**Chekardovskiy Mikhail Nikolaevich**

Industrial university of Tyumen, Tyumen, Russia  
E-mail: chekardovskijmn@tyuiu.ru

## **Use renewable energy of low-pressure watercourses for autonomous heat supply and air conditioning**

**Abstract.** The paper is aimed at increasing the reader's interest in renewable alternative energy used in heat supply industry. The Russian Federation has a significant potential for hydraulic energy. A significant part of the country's river network is made up of small watercourses. This energy potential is practically not used today. There are no comprehensive solutions for converting hydropower to heat energy without intermediate conversion to electricity. In this paper, we describe an innovative way to convert the low-potential (hydraulic and thermal) energy of watercourses into useful power with the help of special hydraulic units. The article shows us the technological scheme of generating equipment and describes the principle of its operation. The authors present the main analytical dependencies of the closed thermodynamic air cycle, realized at the expense of the energy of low-pressure watercourses, for use in the calculations of autonomous heat supply systems, electricity supply and cooling system of buildings, structures and their groups. The development of a technology for converting the energy of low-pressure watercourses was conducted within the framework of the dissertation research.

**Keywords:** low-potential energy of watercourses; autonomous heat supply; air cycle; compressed air; the Lorenz cycle; energy balance; hydro unit; renewable energy