

МОГУТ ЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ РАБОТАТЬ СВЕРХЭФФЕКТИВНО?

© *Фурмаков Е. Ф., 2004*

*ОАО «Техприбор»
ул. Варшавская д.5а, Санкт-Петербург, 196084, Россия,
E-mail: kb_tis@infopro.spb.su*

Рассмотрены и систематизированы конструкции гидродинамических теплогенераторов, исследованы методы механоактивации воды, предложены модели тепловыделения при механоактивации, рассмотрены калориметрические процедуры, показана необоснованность утверждений о сверхпроизводительности гидродинамических теплогенераторов.

Furmakov E.F. Superefficiency of hydrodynamic heat generators. Contains reviews and classification of hydrodynamic heat generators; methods for water mechano-activation; suggested models for heat build-up during mechano-activation; calorimetric procedures review. Drawn conclusion - baselessness of statement about superefficiency of hydrodynamic heat generators.

1. Теплогенераторы

Может ли КПД тепловой машины превышать единицу? Очевидно, что подобный вопрос нельзя расценивать иначе как риторический. Отрицательный ответ на него является одним из оснований термодинамики.

И, тем не менее, в последнее десятилетие опубликованы сотни работ, прямо или косвенно обосновывающих возможность получения избыточной теплоты. Эти работы относятся к тепловым машинам гидродинамического типа – гидродинамическим теплогенераторам.

По мнению их конструкторов и исследователей, гидродинамические теплогенераторы отличаются необычно высокой эффективностью – отношением производимой теплоты к потребляемой энергии. Так, например, численные значения эффективности теплогенераторов, предложенных в [1], [2], приближаются к единице, в [3], [4] превосходят ее в пределах возможной ошибки калориметрических измерений, а в [5], [6] и [7], по мнению авторов, превышают единицу в несколько раз! Подобные примеры можно продолжать и продолжать.

В чем же дело? Почему теплогенераторы, о которых идет речь, кажутся их создателям, потребителям и даже независимым экспертам сверхэффективными?

Все гидродинамические теплогенераторы, несмотря на многообразие их конструкций, отличаются двумя общими особенностями.

Во-первых, в качестве рабочего тела в них используется только жидкость, преимущественно – вода. Во-вторых, вода подвергается специальной механической обработке – механоактивации.

Именно в результате специальной механической обработки происходит нагревание рабочего тела – воды и производство тепла теплогенератором. Процесс механоактивации, независимо от конкретных способов его осуществления, заключается в том, что воду путем механического воздействия на нее приводят в состояние сложного неравномерного движения.

Выбор вида движения, сообщаемого воде, производится эмпирически, как правило, по принципу «чем сложнее, тем эффективней».

Сколько-нибудь содержательных теорий на этот счет не существует. Различные виды теплогенераторов отличаются между собой, в основном, способами формирования неравномерного потока рабочего тела.

Число предложенных к настоящему времени формирователей потока настолько велико, а их конструкции настолько разнообразны и неоднородны, что с трудом поддаются содержательной систематизации.

Приведенная в конце статьи библиография дает представление о масштабах информационного бума в этой области техники.

Тем не менее, при самом общем подходе, во всем многообразии конструкторских решений можно выделить три существенно различающиеся между собой разновидности теплогенераторов:

- пассивные тангенциальные,
- пассивные аксиальные и
- активные.

К пассивным здесь отнесены теплогенераторы статического типа, не содержащие подвижных частей в устройствах формирования потока жидкости. Механическая активация рабочего тела в этих генераторах происходит в процессе и в результате взаимодействия движущейся жидкости с неподвижными элементами рабочей камеры, выполненными и расположенными таким образом, чтобы наиболее эффективно формировать поток с резко выраженной нелинейностью пространственного распределения мгновенных скоростей жидкости как по величине, так и по направлению.

Принцип действия пассивного теплогенератора в значительной мере определяется способом ввода потока жидкости в его рабочую камеру – тангенциальным или аксиальным, поэтому генераторы этого вида целесообразно разделить на две подгруппы: с тангенциальным и с аксиальным вводами потока.

К активным здесь отнесены теплогенераторы динамического типа, в которых механическая активация рабочего тела происходит в результате воздействия на жидкость подвижных активирующих элементов генератора – вращающихся, колеблющихся или совершающих сложное движение.

Способ ввода потока жидкости в рабочую камеру активного теплогенератора не имеет принципиального значения и не использован в качестве классификационного признака.

Более существенным для этой разновидности генераторов является характер движения подвижного активирующего элемента.

Рассмотрим конструкционные особенности каждой из выделенных групп.

Пассивный гидродинамический теплогенератор с тангенциальным вводом потока жидкости, часто называемый вихревым, фактически является модификацией широко известной вихревой трубы [7], основанной на эффекте Ранка-Хильша и предназначенной для охлаждения газового потока.

Основное отличие вихревого теплогенератора от вихревой трубы Ранка состоит в замене газообразного рабочего тела (воздуха) жидким – водой [1]. Существенными элементами этого генератора служат струезакручивающий аппарат 1, рабочая или вихревая камера 2 с выходным патрубком 3 и тормозное устройство 4 (см. рис.1). Иногда теплогенератор дополнительно содержит перепускную магистраль 5.

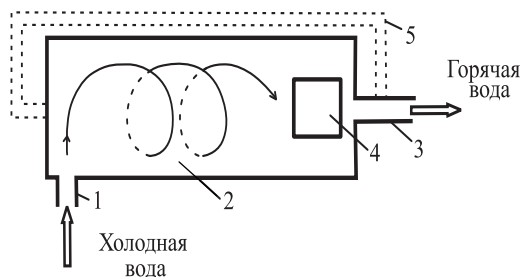


Рис.1

В простейшем случае струезакручивающий аппарат генератора выполнен в виде входного патрубка, обеспечивающего тангенциальный ввод потока холодной воды из нагнетательного насоса в пристеночную область цилиндрической вихревой камеры. В вихревой камере тангенциально введенный поток закручивается, ускоряется и, вращаясь, движется вдоль камеры по направлению к выходному патрубку, где тормозится тормозным устройством и поступает наружу потребителю через выходной патрубок.

В процессе вихревого движения и торможения жидкость в рабочей камере активируется, нагревается, и из выходного патрубка поступает горячая вода. Часть горячей воды для повышения эффективности работы теплогенератора может отводиться с его выхода на вход через перепускную магистраль.

В модификациях вихревых генераторов струезакручивающие аппараты выполняются с винтовым или спиральным профилями рабочих камер, с постоянным или сужающимся сечениями патрубков, с одной или более рабочими камерами, с одним или несколькими тангенциальными вводами, с вводами типа вихревых форсунок и т.п. [2], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14].

Рабочие камеры этих теплогенераторов могут быть одинарными прямооточными, двойными противоточными, цилиндрическими, коническими, сложной формы (вплоть до тороидальной) и т.д. [15], [16], [17], [18], [19], [20], [21], [22], [23].

Так же разнообразны и конструкции тормозных устройств – от тел обтекания до лопастных струевыпрямителей [6], [17].

Вихревые теплогенераторы статичны и достаточно просты, они не содержат подвижных элементов, за исключением, разумеется, самого рабочего тела.

Еще проще выглядит пассивный гидродинамический теплогенератор с аксиальным вводом потока жидкости. Основными элементами такого генератора служат рабочая камера 1 с входным патрубком 2 и сужающее устройство 3 с выходным патрубком 4 (см. рис.2). Иногда теплогенератор дополнительно содержит формирователь 5 потока.

Сужающее устройство (диафрагма, сопло, дроссель, фильера и т.п.) такого генератора обычно представляет собой установленную в рабочей камере перегородку с отверстием.

Как правило, используют поперечную перегородку с аксиальным цилиндрическим отверстием, диаметр которого значительно меньше внутреннего диаметра цилиндрической рабочей камеры. При подаче холод-

ной воды под большим давлением в рабочую камеру через входной патрубок, вода, двигаясь к отверстию и сквозь отверстие сужающего устройства, ускоряется, активируется, нагревается и через выходной патрубок поступает потребителю. Формирователь потока применяют для более результативного активирования путем организации желаемого распределения местных скоростей жидкости на входе в сужающее устройство.

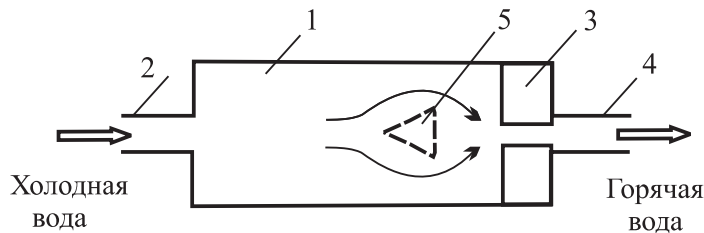


Рис. 2

В конструкциях пассивных аксиальных теплогенераторов используют различные типы сужающих устройств: с цилиндрическими, коническими, щелевидными или спиральными отверстиями, с одним и более отверстиями, с аксиальным или смещенным отверстием, с одной или несколькими последовательно установленными перегородками и т.д. [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30].

Помимо пассивных генераторов с тангенциальным и аксиальным вводами, применяются и генераторы смешанного типа, в которых для повышения эффективности работы одновременно используются как вихревые трубы, так и сужающие устройства [5], [6], [27].

В генераторах третьей группы – активных – механоактивация рабочего тела производится с помощью размещенных в их рабочих камерах подвижных активирующих элементов, как правило – элементов ротационного типа с принудительным вращением.

Основным узлом активного ротационного генератора служит ротор 1, вал 2 которого подсоединен к внешнему приводу (см. рис.3).

Ротор устанавливается внутри цилиндрической рабочей камеры 3, снабженной входным 4 и выходным 5 патрубками, а также тормозным устройством 6. Ротор и тормозное устройство могут быть выполнены в виде крыльчатых колес (турбин).

При подаче во входной патрубок активного генератора холодной воды она раскручивается принудительно вращающимся ротором, ускоряется, частично активируется и нагревается, движется в направлении неподвижного тормозного устройства, где затормаживается, дополнительно активируется и нагревается и через выходной патрубок поступает наружу.

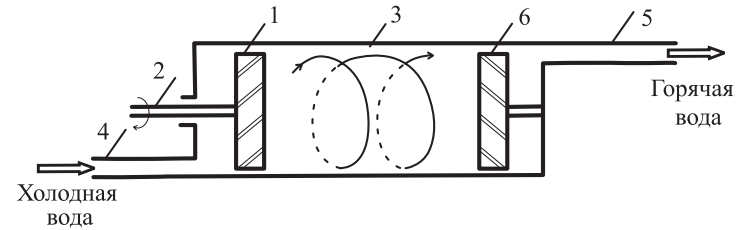


Рис. 3

Разновидности активных теплогенераторов отличаются между собой, в основном, конструкциями роторов и тормозных устройств. Роторы и тормозные устройства могут выполняться в виде турбин с прямыми или профилированными лопастями, тел вращения с продольно профилированными поверхностями, перфорированных цилиндрических или конических барабанов, однонаправленных или противоположно вращающихся перфорированных дисков и пр. [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38], [39], [40].

В каждой из трех выделенных групп теплогенераторов могут дополнительно создаваться специальные режимы работы, способствующие активации жидкости и, как следствие, – увеличению тепловыделения.

С этой целью задаются переменные статические давления в рабочей камере [41], возбуждаются автоколебания в жидкости [42], формируются дополнительные вихревые течения, ортогональные направлению основного потока [43], обеспечиваются ударные торможения встречных струй, производится ультразвуковая обработка жидкости [45] и пр.

Помимо механических, иногда используются и электрофизические способы интенсификации: омагничивание жидкости [32], [46], импульсное облучение жидкости в оптическом диапазоне [47], пропускание сквозь жидкость электрического тока [32] и даже воздействие на жидкость космического векторного потенциала [48].

Однако электрофизические методы активации предлагаются только в качестве вспомогательных к механическим и не используются самостоятельно.

Сравнительный анализ теплопроизводительности рассмотренных групп генераторов показывает, что, несмотря на отсутствие подвижных частей и высокую эксплуатационную надежность пассивных генераторов, генераторы активного типа могут оказаться относительно более перспективными для практического использования, поскольку, в принципе, дают возможность более эффективно обеспечить результирующую механоактивацию рабочей жидкости.

Очевидно, что приведенный обзор конструкций является сугубо системным и не ставит целью рассмотрение физических основ работы теплогенераторов и причин нагревания рабочего тела.

Однако, именно эти причины были и до сих пор остаются спорными и неясными.

Действительно, если температура воды на выходе генератора повышается в результате прямого преобразования работы в теплоту за счет внутреннего трения в жидкости, рассеяния энергии акустических колебаний и т.п., то в этом случае достоинства гидродинамических теплогенераторов сводятся только к их конструктивной простоте и, возможно, несколько большей эффективности по сравнению с конкурирующими вариантами.

Если же причины нагревания рабочего тела менее очевидны, следует выяснить, или хотя бы попытаться выяснить, в чем они заключаются.

Весьма характерным в работе теплогенератора является тот факт, что температура воды на его выходе может достигать точки кипения при общих затратах энергии на нагревание воды, явно недостаточных для получения такого результата.

При обычно используемой, весьма правдоподобной калориметрической процедуре измеренное приращение количества тепла, производимого генератором за единицу времени, может существенно превысить измеренную за то же время потребляемую генератором энергию.

Эффективность нагревания становится особенно заметной, когда температура исходной воды, подвергаемой механоактивации, составляет $(66,5 \pm 3,5)$ °С, [3], [4], [5]. Затраты энергии на нагревание в теплогенераторе воды с начальной температурой $t = 66,5$ °С до точки кипения минимальны и явно неэквивалентны потребному для этой цели количеству тепла.

Так как подобные факты нуждаются в объяснении, предложены различные, подчас весьма неожиданные, гипотезы о причинах сверхпроизводительности гидродинамических теплогенераторов.

Например, в работе [49] получение избыточной теплоты связывается с теорией мирового эфира, и эффекту тепловыделения предлагается при-

своить имя В.А. Кочеткова, считающего этот эффект чисто эфирным. Приводятся подтверждающие расчеты.

В работе [14], на основании доказанной еще Р.Клаузиусом теоремы вириала, утверждается, что всякое ускоренно-вращательное движение рабочего тела должно сопровождаться выделением части его внутренней энергии в форме теплоты и, следовательно, – повышением температуры.

В работе [50] предполагается, что одной из причин избыточного тепловыделения могут быть химические реакции рабочего тела – воды и растворенных в ней веществ, стимулированные воздействием гипотетических торсионных полей.

В статье [51] избыточное тепло трактуется как эманация энергии физического вакуума, в работе [52] – как результат холодного ядерного синтеза с участием экзотических энионов и эрзионов, а в уже упоминавшейся работе [48] – объясняется воздействием космологического векторного потенциала.

Как правило, одновременное существование многочисленных и подчас взаимоисключающих гипотез свидетельствует о том, что обсуждаемое явление еще не понято и не познано.

Именно так обстоит дело с генерацией кажущегося избыточным тепла при механоактивации воды в гидродинамических теплогенераторах.

2. Механоактивация

Автор настоящей статьи занимается исследованием свойств механоактивированной воды уже достаточно долго [53], [54], [55].

Нами установлено, что многие физические свойства жидкой воды могут обратимо изменяться в результате ее механической обработки. Так, например, численные значения относительной статической диэлектрической проницаемости ϵ , теплоемкости C , коэффициента n преломления света и др. механоактивированной воды могут существенно отличаться от справочных [56] значений, характеризующих обычную воду.

По нашему мнению, одной из наиболее существенных причин подобных отличий служат кавитационные явления, сопровождающие механоактивацию жидкости. Т.к. поверхности кавитационных полостей являются границами раздела фаз, приповерхностные слои жидкости вблизи границ раздела находятся в механически напряженном состоянии, существенно отличающемся от состояния свободной жидкости.

При развитой кавитации относительный объем приповерхностных областей жидкости становится весьма значительным: в каждом миллилитре кавитирующей жидкости содержится от 10^3 до 10^5 парогазонапол-

ненных пульсирующих кавитационных пузырьков со средним диаметром около 10 мкм каждый.

Поэтому физические свойства механоактивированной кавитирующей жидкости не могут не зависеть от ее свойств в приповерхностных областях.

Наглядное представление о количественных изменениях некоторых параметров воды при ее переходе из свободного состояния в приповерхностное можно получить, например, рассматривая полученные автором эмпирические зависимости относительной статической диэлектрической проницаемости ϵ деионизованного и дегазированного бидистиллята воды в тонком плоском слое от толщины d этого слоя, или в капле воды от ее диаметра D [53, 54].

Из представленных на рис. 4 зависимостей видно, что диэлектрическая проницаемость ϵ воды в тонкой пленке или в капле, начиная с толщины d_0 пленки или диаметра D_0 капли, становится значительно меньшей проницаемости воды в свободном объеме.

При уменьшении толщины d плоского слоя воды от 40 до 10 мкм ее относительная диэлектрическая проницаемость монотонно убывает от номинального значения $\epsilon = 81$ до значения $\epsilon = 10 \pm 3$, т.е. уменьшается почти на порядок величины. Сходную картину можно наблюдать и для капли воды при уменьшении диаметра D от 60 до 10 мкм.

Принято считать, что относительно высокая величина статической диэлектрической проницаемости свободной воды связана с высокими значениями дипольных моментов надмолекулярных образований – короткоживущих ассоциаций молекул (нанокластеров $(H_2O)_n$), пространственная ориентация которых во внешнем электростатическом поле определяется его направленностью.

Поэтому уменьшение диэлектрической проницаемости воды в тонком слое естественно связать с понижением ориентационной восприимчивости молекулярных ассоциаций, т.е. с частичным «замораживанием» в приповерхностных областях результирующих дипольных моментов кластеров нескомпенсированными кулоновскими силами поверхностного слоя, возникающими в результате структурного упорядочения молекул этого слоя механическими силами поверхностного натяжения [57].

Как следует из приведенных графиков, в нормальных климатических условиях толщина плоского одностороннего приповерхностного слоя воды, в котором может частично сохраняться дальний порядок, составляет около $0,5d_0 = 20$ мкм, а радиальная толщина частично упорядоченного приповерхностного слоя капли воды – около $0,5D_0 = 30$ мкм [54, 55].

Соответственно, эффективные толщины приповерхностных слоев для плоской поверхности и капли составляют около 11 мкм и 16 мкм.

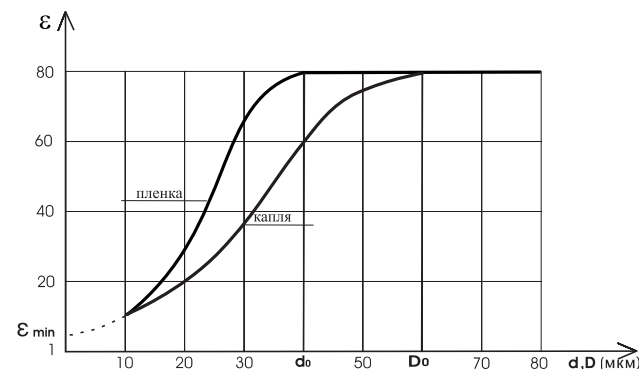


Рис. 4

Из графиков также следует, что при убывании размерных параметров d и D значение диэлектрической проницаемости воды в пределе стремится к величине ϵ_{\min} (пунктир), близкой значению высокочастотной диэлектрической проницаемости $\epsilon_{\text{л}}$ льда в его наиболее распространенной кристаллической модификации I: $\epsilon_{\min} \cong \epsilon_{\text{л}}$ [56].

Сравнимость значений ϵ_{\min} и $\epsilon_{\text{л}}$ дает основания предположить, что при $d < d_0$, $D < D_0$ не только диэлектрическая проницаемость, но и другие структурнозависимые параметры, в частности, – удельная теплоемкость C_v , могут при переходе воды из жидкого состояния V_1 в частично упорядоченное льдоподобное состояние V_2 приближаться по значениям к параметрам твердой фазы. Т.к. удельная теплоемкость воды в 2 раза превышает удельную теплоемкость льда, то изменение теплоемкости воды при ее переходе из свободного состояния в частично связанное не может не сопровождаться заметным тепловыделением.

Проверку такой возможности мы провели, используя в качестве пассивного механоактиватора струезавихритель, на вход которого под большим давлением подавалась холодная вода [58].

В следствие механоактивации в завихрителе поток воды характеризовался крайне неравномерным распределением локальных скоростей и, соответственно, – высокими градиентами механических напряжений в жидкости; в потоке возникали области с отрицательными давлениями и создавались условия для разрыва сплошности жидкости и развития кавитационных процессов, сопровождавшихся наглядным признаком кавита-

ции – сонолюминесцентным свечением жидкости [59, 60], при этом на выход струезавихрителя поступала кавитирующая горячая вода, в близком к дисперсному состоянию.

При начальной температуре воды на входе струезавихрителя $T_1 = 20$ °С температура воды после механической обработки возрастала до $T_2 = 55$ °С, при начальной температуре $T_1 = 40$ °С – до температуры $T_2 = 85$ °С; при начальной температуре $T_1 = 66,5$ °С на выход струезавихрителя поступала кипящая вода [58].

Сравнительная оценка количества тепла, эквивалентного работе механоактивации, и тепла, потребного для нагревания воды в указанных температурных интервалах, позволяет сделать вывод о наличии дополнительного тепловыделения в процессе механоактивации.

Таким образом, весьма вероятно, что при механической обработке, вызывающей интенсивную кавитацию, часть воды переходит в упорядоченное, коллоидоподобное, или, скорее, близкое к жидкокристаллическому состоянию V_2 , причем переход $V_1 \rightarrow V_2$ сопровождается тепловыделением.

Переход такого рода можно определить как фазовый переход в широком смысле [61], [62] и предположить, что в результате механоактивации вода испытывает экзотермический фазовый переход в широком смысле с выделением избыточного тепла $Q_{изб}$:

$$V_1 \rightarrow V_2 + Q_{изб}. \quad (1)$$

Нами также установлено [58], что частично упорядоченное состояние воды оказывается неустойчивым и сопровождается обратным переходом из метастабильного состояния V_2 в стабильное V_1 , причем обратный переход $V_2 \rightarrow V_1$ является эндотермическим и может происходить как с относительно монотонным, так и со скачкообразным поглощением тепла:

$$V_2 \rightarrow V_1 - Q_{изб}. \quad (2)$$

Скачкообразный фазовый переход $V_2 \rightarrow V_1$ сопровождается резким охлаждением воды; так, например, температура воды может понизиться от $T_2 = 75$ °С в дисперсной фазе V_2 до $T_1 = (45 - 55)$ °С в фазе V_1 .

Время τ_p релаксации при обратном переходе, в зависимости от стабильности внешних условий и чистоты воды, может составлять от нескольких до десятков минут: $\tau_p = (3 - 30)$ мин.

Таким образом, мы видим, что механическая обработка воды, сопровождаемая интенсивной кавитацией [55, 58], может приводить к выделению и поглощению теплоты.

Важно отметить, что, если температуру T_2 горячей воды в дисперсной фазе V_2 понизить, например, путем теплообмена с окружающей средой, то температура T_1 воды в фазе V_1 после обратного перехода может оказаться более низкой, чем первоначальная.

Вполне вероятно, что именно это обстоятельство и используется в работе гидродинамических теплогенераторов.

Очевидно, что разнообразные проявления описанных здесь тепловых эффектов должны были наблюдаться и ранее.

Так, например, перед зданием библиотеки Академии наук Эстонии в г. Тарту расположен фонтан со струезавихрителями, образующими мощные вертикальные струи кавитирующей воды, окутанной туманом из мелких водяных капель.

По наблюдениям автора, несмотря на то, что к струезавихрителям подводится вода с начальной температурой около 20 °С, температура метастабильной дисперсной фазы – мелких капель воды, взвешенных в воздухе рядом с кавитирующими струями, составляет около 40 °С, а конечная температура жидкой фазы – конденсата в бассейне фонтана – не превосходит 15 °С.

Примечательно, что необычные тепловые явления при работе фонтана стали привычными и не вызывают заметного удивления ни у прохожих, ни у обслуживающего персонала.

Или другой пример. Известно, что повышение температуры воды при фазовом переходе можно наблюдать и в том случае, когда частично упорядоченное состояние жидкости формируется не поверхностью раздела жидкость – газ, а поверхностью раздела жидкость – твердое тело.

Теплоту, выделяющуюся при смачивании водой гидрофильных поверхностей, обычно называют теплотой смачивания.

Каковой бы ни была природа этого явления с позиций термодинамики процессов смачивания и адсорбции [63], некоторая доля выделяющегося тепла, в конечном счете, высвобождается благодаря уменьшению внутренней энергии воды, находящейся в контактном слое, при ее превращении в частично упорядоченную фазу V_2 .

Это дает основания полагать, что после выхода воды из зоны контакта, она должна испытывать обратное превращение эндотермического характера.

Для проверки такой возможности автором измерялась температура воды в процессе ее прохождения сквозь колонку, заполненную очищенным мелкодисперсным молотым кварцем с размерным параметром частичек $d \cong 40$ мкм.

Отмечено, что температура фронта воды, проходящей сквозь кварцевый слой, была на (8...12) К выше исходной.

Температура воды, собранной в термостате непосредственно после прохождения кварцевого слоя, незначительно превышала исходную температуру.

Однако, через время релаксации $\tau_p = (5 - 15)$ мин вода в термостате самопроизвольно охлаждалась на (2 - 3) К, по-видимому, в результате обратного превращения.

Возможно, именно эндотермичностью обратного превращения можно объяснить низкую летнюю температуру грунтовых вод, теряющих часть внутренней энергии и рассеивающих тепло при фильтрации сквозь верхние мелкодисперсные грунты.

Несомненно, существуют и другие примеры обсуждаемых эффектов.

По нашему мнению, весьма вероятно, что тепловые эффекты, возникающие в механоактивированной воде при экзо- и эндотермических переходах типа $B_1 \rightarrow B_2 + Q_{изб}$ и $B_2 \rightarrow B_1 - Q_{изб}$, лежат в основе в работы гидродинамических теплогенераторов.

3. Эффективность

Количество тепла, выделяющееся при механоактивации воды в генераторе, зависит от теплоты фазового перехода и мощности, рассеиваемой в воде при ее активации:

$$Q = Q_{изб} + \Delta Q, \quad (3)$$

где $Q_{изб}$ – теплота перехода $B_1 \rightarrow B_2$, а

ΔQ – количество тепла, полученного водой в результате прямого преобразования работы в теплоту.

Феноменологическую оценку количества тепла $Q_{изб}$, выделяющегося в воде при высвобождении ее собственной внутренней энергии в результате фазового превращения, можно получить, учитывая интенсивность механоактивации, степень различия между собой молярных теплоемкостей воды в свободном и активированном состояниях, а также начальную температуру воды:

$$Q_{изб} = k_1 m / \mu (C_{в1} - C_{в2}) (T_1 - T_{пл}), \quad (4)$$

где $C_{в1}$ и $C_{в2}$, соответственно, – удельные теплоемкости при постоянном давлении свободной воды B_1 и механоактивированной воды в фазе B_2 ; величину $C_{в2}$ удобно представить в виде $C_{в2} = k_2 C_{л}$, где безразмерная по-

стоянная $1 \leq k_2 < 2$ характеризует степень отличия теплоемкости $C_{в2}$ частично упорядоченной фазы воды B_2 от теплоемкости $C_{л}$ кристаллографически упорядоченной фазы воды в твердом состоянии;

k_1 – коэффициент механоактивации – безразмерная величина $0 < k_1 \leq 1$, характеризующая массовую парциальную долю частично упорядоченной фазы B_2 в механоактивированной воде: $k_1 = m_{B2} / (m_{B1} + m_{B2})$;

m – масса воды, подвергнутой механоактивации;

T_1 и $T_{пл}$, соответственно, – температура воды до механоактивации и точка плавления льда;

$\mu = 18,015$ – молярная масса жидкой воды.

В идеальном случае полной механоактивации, когда $k_1 = k_2 = 1$, выражение (4) упрощается:

$$Q_{изб} = km (T_1 - T_{пл}),$$

где k – постоянная, $k \cong 2,1 \cdot 10^3$ Дж/К·кг.

В зависимости от начальной температуры, температура воды на выходе теплогенератора в идеальном случае должна составлять

$$T_2 = T_1 + Q_{изб} / m \cdot C_{в}.$$

Как следует из последнего выражения, в случае, если положить $C_{в} = C_{в1}$, то для получения на выходе теплогенератора кипящей воды необходимо, чтобы начальная температура воды, подвергаемой механоактивации, составляла около $T_1 = 66,5$ °С, что согласуется с результатами, приведенными в [3], [4], [5].

Таким образом, описанные тепловые эффекты позволяют получить в рабочей камере генератора весьма существенное дополнительное тепло-выделение $Q_{изб}$.

Однако, сам факт наличия дополнительной теплоты $Q_{изб}$ еще не означает, что она может быть использована для существенного увеличения теплопроизводительности генератора.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим две схемы функционирования гидродинамических теплогенераторов: первую, с замкнутым контуром циркуляции рабочего тела, и вторую, с открытым контуром.

В первой схеме выделение теплоты $Q_{изб}$ при переходе воды из стабильного низкотемпературного состояния в метастабильное высокотемпературное происходит без изменения общего энергосодержания системы «теплогенератор – контур».

При этом теплота, временно выделенная в контуре водой при фазовом переходе, будет вновь поглощена в пределах того же контура водой,

самопроизвольно возвращающейся в свое исходное низкотемпературное состояние по прошествии времени релаксации.

Очевидно, что в этом случае вначале выделяемая, а затем поглощаемая теплота является как бы виртуальной и не может изменить производительность генератора таким образом, чтобы его эффективность превысила единицу.

Работа теплогенератора с замкнутым контуром поясняется рис. 5.

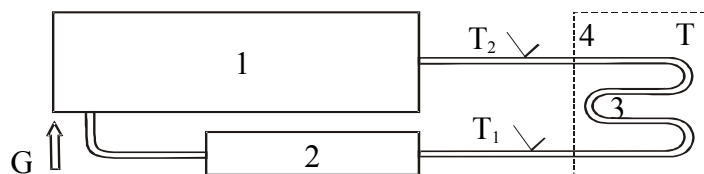


Рис. 5

Контур циркуляции рабочего тела теплогенератора 1 состоит из соединенных между собой гидромагистралей нагнетательного электронасоса 2 и теплообменника 3.

С помощью насоса вода с температурой T_1 подается на вход теплогенератора, нагревается в нем до температуры T_2 , поступает в теплообменник, где охлаждается до температуры T_1 , и через насос вновь подается на вход теплогенератора.

Теплопроизводительность генератора за время τ , как правило, определяют по перепаду температуры на теплообменнике $\Delta T = T_2 - T_1$ и расходу G воды в контуре:

$$Q = k \Delta T G \tau \quad (5)$$

где k – коэффициент пропорциональности.

При этом эффективность работы теплогенератора, в пренебрежении рассеянием тепла гидромагистральями и элементами 1,2 контура, оценивают отношением

$$\eta = Q / U, \quad (6)$$

где U – электроэнергия, потребляемая насосом за время τ .

Однако оценка (6) может быть достоверной только в том случае, когда вся вырабатываемая генератором теплота Q передается во внешнюю среду, например, потребителю.

Фактически же, как это следует из (3), теплота Q представляет собой сумму двух составляющих, из которых первая, $Q_{изб}$, вызвана экзотермическим превращением воды, а вторая, в конечном итоге, получена путем преобразования электроэнергии U в эквивалентную ей теплоту ΔQ . При непрерывном производстве теплоты генератором потребитель может получить только ту ее часть, которая поступает к нему посредством теплопередачи, т.е. теплоту ΔQ , причем всегда $\Delta Q \leq U$.

Другая часть теплоты Q , теплота $Q_{изб}$, обусловлена временным тепловыделением; т.к. по истечении времени релаксации τ_r эта часть теплоты вновь поглощается водой, она недоступна для передачи потребителю.

Следовательно, перепад температуры ΔT на теплообменнике нельзя использовать в качестве представительного информативного параметра для оценки эффективности работы теплогенератора по схеме рис. 5.

Указанный перепад вызван двумя причинами: во-первых, – охлаждением воды при теплоотдаче, и, во-вторых, – охлаждением воды при теплопоглощении, из которых только первая причина характеризует теплопроизводительность генератора и может использоваться для оценки его эффективности.

Таким образом, процедура оценки теплопроизводительности генератора на основе параметра ΔT является некорректной, а значение эффективности – завышенным.

Для достоверной оценки эффективности теплогенератора можно рекомендовать другую метрологическую процедуру, процедуру, позволяющую контролировать только ту часть произведенной генератором теплоты, которая передается потребителю. Подобный подход можно осуществить, например, с использованием калориметра, представляющего собой резервуар 4 с образцовой жидкостью, в котором размещен теплообменник 3 (на рис. 5 резервуар изображен пунктирной линией).

Зная, насколько изменится температура T образцовой жидкости в резервуаре за время τ , можно определить количество тепла ΔQ , отданного теплообменником образцовой жидкости за это время, и достоверно оценить эффективность генератора с помощью соотношения

$$\eta_1 = \Delta Q / U, \quad (7)$$

где всегда $\eta_1 \leq 1$, поскольку, как уже отмечалось, $\Delta Q \leq U$.

В соответствии с (7) приходим к окончательному выводу: эффективность гидродинамического теплогенератора с замкнутым контуром не может превосходить единицу.

Анализируя вышеизложенное, естественно предположить, что причиной завышенной оценки эффективности теплогенераторов может служить внешняя убедительность калориметрических операций, выполненных в соответствии с выражениями (5) и (6).

Правдоподобность этих операций способна ввести в заблуждение даже вполне объективного исследователя.

Возможно, именно поэтому значения эффективности, полученные авторами [3], [4], [5], [6], [7], представляются им вполне достоверными и экспериментально обоснованными.

По нашему мнению, гидродинамические генераторы с замкнутым контуром могут найти применение не столько благодаря своей эффективности, сколько в связи с техническими особенностями, отсутствующими у альтернативных теплогенераторов.

Так, например, весьма перспективным может стать использование гидродинамических генераторов тепла в качестве простейших преобразователей работы непосредственно в теплоту при наличии дешевых источников механической энергии (энергии ветра, падающей воды и др.).

В генераторе подобного типа можно было бы, например, на выходе ветронасоса с активатором сразу же получать горячую, в т.ч. кипящую воду.

Что же касается второй схемы исполнения генератора, – схемы с открытым контуром, то в этом случае, в принципе, можно обеспечить такой режим работы, при котором часть теплоты $Q_{изб}$ будет непрерывно извлекаться из проточной воды, испытывающей прямое фазовое превращение в пределах контура и релаксирующей уже после выхода за его пределы. Поскольку при этом избыточное тепло извлекается из внешней по отношению к генератору среды, то принципиальные ограничения значения эффективности работы теплогенератора в подобном режиме, по видимому, отсутствуют.

Для результативного использования теплогенератора с открытым контуром необходимо подсоединить его вход к внешней системе водоснабжения и обеспечить такой режим работы, при котором холодная вода, поступившая на вход генератора, нагревается в его рабочей камере, передается с выхода генератора в теплообменник, принудительно охлаждается в нем, отдавая потребителю, во-первых, теплоту ΔQ , во-вторых, некоторую часть теплоты $Q_{изб}$, после чего сбрасывается во внешнюю систему; во внешней системе по прошествии времени релаксации τ_r вода дополнительно самопроизвольно охлаждается в результате самопоглощения тепла при эндотермическом фазовом переходе.

Описанный режим работы генератора с открытым контуром был осуществлен нами при работе активного ротационного теплогенератора с активатором турбинного типа, снабженного электронасосом мощностью 5,5 кВт; вход рабочей камеры генератора был подсоединен к водопроводной системе, а выход теплообменника – к резервуару-отстойнику.

При испытаниях теплогенератора в его рабочую камеру подавалась порция водопроводной воды с температурой около $T_1 \cong 20$ °С, нагревалась в ней до температуры около $T_2 \cong 55$ °С, после чего поступала в теплообменник, где за время около $\tau \cong 1,5$ мин отдавала часть своего тепла калориметру, охлаждаясь при этом до температуры около $T \cong 25$ °С, а затем сбрасывалась в теплоизолированный отстойник.

Через время около $\tau \cong 10$ мин после сброса вода в отстойнике самопроизвольно охлаждалась до температуры $T = (12 - 15)$ °С.

Эффективность теплогенератора в этом эксперименте, вычисленная как отношение измеренного количества тепла, переданного теплообменником калориметру в течение заданного времени, к измеренной энергии, потребляемой электронасосом за то же время, существенно превысила единицу.

По нашему мнению, такой результат объясняется тем, что для производства теплоты были использованы не только внешняя электроэнергия, но и внешняя теплота, извлекаемая из водопроводной воды при ее охлаждении от начальной температуры $T_1 \cong 20$ °С до температуры, которая, в конечном итоге, составила $T = (12 - 15)$ °С.

Таким образом, хотя на вопрос, поставленный в заглавии статьи, можно дать и положительный ответ: гидродинамические теплогенераторы могут работать с эффективностью, превышающей единицу, тем не менее, режим, при котором достигается подобная эффективность, строго говоря, обеспечивается не столько генератором, сколько методом отбора тепла от внешнего низкотемпературного источника – системы водоснабжения.

Идея такого метода была впервые предложена еще В.Томсоном (лордом Кельвином) и детально развита В.А. Михельсоном [64].

В наше время способ извлечения теплоты из внешней среды путем перекачки рассеянного низкотемпературного тепла от природного или промышленного источника к сосредоточенному высокотемпературному теплоприемнику получил наименование метода теплового насоса [65] и широко применяется в теплоэнергетике с использованием тепловых преобразователей, в основном, негидродинамического типа [66], [67].

Поэтому наиболее правильным следует считать отрицательный ответ: нет, не могут.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дж.Л. Григгс. Патент США US 5188090, 1993 г.
2. Ю.С. Потапов. Теплогенератор и устройство для нагрева жидкости. Патент РФ RU 2045715, 1995 г.
3. Л.П. Фоминский. Как работает вихревой теплогенератор Потапова. РАЕН, Черкассы, «ОКО-Плюс», 2001 г.
4. Ю.С. Потапов, Л.П. Фоминский. Успехи тепловой энергетики. В сб. «Фундаментальные проблемы естествознания и техники», том I, СПб, 2002 г.
5. Ю.С. Потапов и др. Способ получения тепла. Патент РФ RU 2165054, 2000 г.
6. Л.Г. Сапогин, Ю.С. Потапов и др. Устройство для нагрева жидкости. Патент РФ RU 2162571, 2000 г.
7. Г. Ранк. Патент США US 1952281, 1934 г.
8. В.А. Горлов. Теплогенератор Горлова. Заявка на патент РФ № 200110 5711/06, 2001 г.
9. Л.Н. Бритвин. Теплогенератор кавитационного типа. Патент РФ по заявке 99110396/06, 2001 г.
10. Л.Н. Бритвин, В.М. Паршиков. Гидродинамический кавитационный теплогенератор. Патент РФ по заявке 99110779/06, 2001 г.
11. И.Б. Быстров и др. Теплогенератор гидравлический. Патент РФ по заявке 2000129736/06, 2002 г.
12. Р.И. Мустафьев. Теплогенератор и устройство для нагрева жидкости. Патент РФ RU 2132517, 1999 г.
13. Н.Е. Курносов. Термогенерирующая установка. Патент РФ RU 2190162, 2001 г.
14. Ю.С. Потапов, Л.П. Фоминский. Вихревая энергетика. Кишинев – Черкассы, 2000 г.
15. В.М. Еськов-Сосковец и др. Устройство для нагрева жидкости. Патент РФ RU 2171435, 2000 г.
16. В.А. Кудашкина и др. Вихревой нагреватель. Патент РФ RU 2129689, 1999 г.
17. В.С. Подопригоров и др. Теплогенератор и устройство для нагрева жидкости. Заявка на патент РФ № 96124293106, 1996 г.
18. Н.Е. Курносов. Термогенератор. Патент РФ RU 2177591, 2000 г.

19. H.G. Flynn. Устройства для нагрева жидкости. Патент США US 4333796, 1982 г.
20. Р.К. Чуркин, Д.Р. Чуркин. Вихревая система отопления. Патент РФ RU 2089795, 1997 г.
21. Б.В. Елин, В.В. Терехин. Установка для нагрева жидкости и теплогенератор. Патент РФ RU 2135903, 1999 г.
22. Н.П. Лунин и др. Теплогенератор. Патент РФ по заявке 98105105/06, 1999 г.
23. Н.В. Юрков. Теплогенератор и его части, применяемые самостоятельно. Патент РФ по заявке 2001107321/06, 2001 г.
24. А.И. Колдамасов. Плазменное образование в кавитирующей диэлектрической жидкости. ЖТФ, т.61, в.2, 1991 г.
25. Х.Хасанов. Термоэффект в текучих средах. В сб. «Структурно-динамические процессы в неупорядоченных средах». Изд. СГУ, Самарканд, 1992 г.
26. Л.И. Пищенко, Ю.А. Меренков. Кавитационный тепловой генератор. Патент РФ RU 2131094, 1999 г.
27. С.Н. Чувашев и др. Способ тепловыделения в жидкости и устройство для его осуществления. Патент РФ RU 2177121, 1999 г.
28. И.С. Медведев и др. Гидродинамический кавитационный аппарат. Патент РФ по заявке 98114517/06, 2000 г.
29. Л.Н. Бритвин и др. Кавитатор гидродинамического типа. Патент РФ по заявке 99113709/06, 2003 г.
30. Л.В. Ларионов и др. Кавитатор для тепловыделения в жидкости. Патент РФ по заявке 97118384/06, 1999 г.
31. С.В. Цивинский. Автономная система отопления для здания. Патент РФ RU 2162990, 2001 г.
32. Л.Н. Бритвин и др. Кавитационный энергопреобразователь. Патент РФ по заявке 2001104604/06, 2003 г.
33. Л.Н. Бритвин. Теплогенератор кавитационно-вихревого типа. Патент РФ по заявке 99110397/06, 2001 г.
34. Л.Н. Бритвин и др. Теплогенератор приводной кавитационный. Патент РФ по заявке 99110538/06, 2003 г.
35. А.Д. Петраков. Зонанный насос-теплогенератор. Патент РФ RU 2142604, 1999 г.
36. Н.И. Селиванов, С.В. Агеев. Способ нагревания жидкости и устройство для его осуществления. Патент РФ по заявке 96104366/06, 1998 г.
37. С.С. Кочкин и др. Кавитационно-вихревой теплогенератор. Патент РФ по заявке 2002119773/06, 2003 г.

38. А.Д. Петраков и др. Роторный насос-теплогенератор. Патент РФ RU 2159901, 2000 г.
39. А.Д. Петраков, Г.П. Маспанов. Насос-теплогенератор. Патент РФ RU 2160417, 2000 г.
40. А.Ф. Кладов. Способ получения энергии. Патент РФ RU 2054604, 1996 г.
41. Н.П. Лунин. Способ нагрева жидкости. Патент РФ RU 2125215, 1998 г.
42. А.Л. Душкин и др. Способ тепловыделения в жидкости. Патент РФ по заявке 95110302/06, 1996 г.
43. Л.Н. Бритвин. Способ интенсификации рабочего процесса в вихревых кавитационных аппаратах. Патент РФ по заявке 99110398/06, 2001 г.
44. В.Н. Кириленко, С.О. Брулев. Способ гидродинамического нагрева жидкости. Патент РФ RU 2156412, 2000 г.
45. С.А. Лебедева. Способ нагрева жидкости с помощью ультразвука. Патент РФ по заявке 97106275/06, 1999 г.
46. В.М. Еськов-Сосковец. Способ нагрева жидкости. Патент РФ по заявке 97111474/06, 1999 г.
47. П.В. Ефремкин и др. Способ тепловыделения в жидкости. Патент РФ по заявке 99111474/06, 1999 г.
48. А.Ю. Бауров и др. Способ получения энергии в жидкости. Патент РФ по заявке 2001121071/06, 2003 г.
49. П.Д. Пруссов. Эффект Кочеткова. В сб. «Фундаментальные проблемы естествознания и техники». ч. III, СПб, 2003 г.
50. Г.И. Шипов. Теория физического вакуума. М., изд. НТ-Центр, 1993 г.
51. Л.Г. Сапогин и др. Некоторые аспекты эволюции нетрадиционной энергетики с позиций унитарной квантовой теории. В сб. «Труды Ин-та машиноведения РАН», М., ИМАШ, 1999 г.
52. Ю.Н. Бажутов и др. Регистрация трития, нейтронов и радиоуглерода при работе гидроагрегата «Юсмар». Труды III Российской конф. по холодному ядерному синтезу и трансмутации ядер. М., «Эрзион», 1996 г.
53. Е.Ф. Фурмаков. Диэлектрические явления в каплях, пленках и нитях жидкостей. Труды отрасли, вып. 2, изд. ОЦАОНТИ, М., 1988 г.
54. Е.Ф. Фурмаков. Аномальные свойства тонких пленок и капель полярных жидкостей. Труды отрасли, вып. 1, изд. ОЦАОНТИ, М., 1990 г.
55. Е.Ф. Фурмаков. Размерный диэлектрический эффект в тонких пленках полярных жидкостей. В сб. «Структурно-динамические процессы в неупорядоченных средах», ч. I, изд. СГУ, Самарканд, 1992 г.
56. Г.Н. Зацепина. Свойства и структура воды. Изд. МГУ, М., 1974 г.

57. А.И. Русанов, В.А. Прохоров. Межфазная тензиометрия. СПб, изд. «Химия», 1994 г.
58. Е.Ф. Фурмаков. Выделение тепла при изменении фазового равновесия в струе воды. В сб. «Фундаментальные проблемы естествознания», том I, РАН, СПб, 1999 г.
59. М.А. Маргулис. Сонолюминесценция. Успехи физических наук, т. 170, № 3, 2000 г.
60. М.А. Маргулис, И.М. Маргулис. Новое экспериментальное доказательство электрической природы многопузырьковой сонолюминесценции. Журнал физической химии, т. 75, № 10, 2001 г.
61. Физический энциклопедический словарь. М., изд. «БРЭ», 1995 г., стр. 200.
62. Е.Ф. Фурмаков, Н.Н. Голубев. Термоэлектрические явления при полиморфных превращениях твердых тел. Труды отрасли, вып. 42, изд. ОЦАОНТИ, М., 1968 г.
63. Ф.Д. Овчаренко. Исследование механизма взаимодействия воды с поверхностью твердых тел. М., изд. ИКХ, 1978 г.
64. М.П. Вукалович и др. Техническая термодинамика. «Энергия», М., 1961 г.
65. А.Н. Алабовский и др. Техническая термодинамика и теплопередача. К., ВИЩА Школа, 1990 г.
66. Л.Л. Васильев. Экономические, социальные и экономические перспективы применения тепловых насосов. В сб. Труды международного конгресса «Демографические проблемы Белоруси», Минск, 1999 г.
67. Stibel Eltron предлагает альтернативу. Проспект фирмы. ЦРЖ № 3, 2003 г.