УДК 621.18

ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН В РОТОРНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРАХ С ВНУТРЕННЕЙ СЕПАРАЦИЕЙ ПАРОВОЙ ФАЗЫ

Горпинко Ю.И., Кравченко О.В.

Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

АННОТАЦИЯ

Представлена конструкция парогенератора гидродинамического нагрева с внутренней сепарацией паровой фазы, дисковый ротор которого снабжён наклонным венцом. Сопоставлены отличия устройства и режимов работы этого и других подобных парогенераторов. Предложены простейшие гидродинамические и тепловые модели процессов испарения, которые предполагают необходимость формирования парообразующей жидкости во вращающееся кольцо, по радиусу которого существенно нарастает давление. Гидродинамический нагрев осуществляется в периферийных зонах кольца, где кипение подавляется за счет повышенного давления и постоянного обновления жидкости. Интенсивное кипение нагретой жидкости происходит при её расширении в слои кольца минимальных радиусов.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальной проблемой разработки новых способов и устройств генерации пара с расширенными потребительскими возможностями является использование гидродинамического нагрева. Преимуществами внутреннего гидродинамического нагрева являются отсутствие принципиальной необходимости сжигания топлив, высокая эффективность, компактность устройств.

Проблема использования для производства пара обычных гидродинамических нагревателей, например [1], состоит в том, что при повышении температуры жидкости в рабочем зазоре до температур кипения происходит резкое снижение тепловыделений. Основной его причиной представляется вытеснение жидкости из рабочего зазора паровой фазой. При этом резко уменьшается и трение, в силу эффекта газовой смазки, и количество зарождающихся и схлопывающихся кавитационных пузырьков.

В патентной литературе [2,3] предложены различные роторные устройства для испарения жидкостей с непосредственным получением пара на выходе из полости статора: парогенераторы, дисковые роторы которых снабжены венцами [2], и устройства с дисковым ротором и кольцом-статором [3]. Уже налажено их единичное промышленное производство, показавшее новые потребительские возможности этих устройств.

Вода, проходя через парообразователь, сразу нагревается до 98 – 140 градусов, первоначальный её подогрев не требуется [2,3]. При этом нагревается небольшое количество жидкости, чем обеспечивается быстрый выход парогенераторов в рабочий режим за 1–5 минут. Нагрев воды способом её вращения с высокими скоростями даёт возможность избежать соляных отложений на теплообменных поверхностях, что позволяет смягчить требования к химической подготовке, а также получать пар с различными химическими добавками и реагентами [3].

Экспериментально установлено [4], что эффективность тепловыделений кавитационных теплогенераторов на основе вихревых труб при повышении температуры в рабочем зазоре монотонно убывает. Качественный характер указанной зависимости, справедлив и для роторных устройств. Вода в эмульсионных технологических средах с температурой кипения ~100 ºС вскипает после снижения избыточного давления при небольших [5], по сравнению с чистыми жидкостями, перегревах. Парогенераторы [2], также позволяют создавать устойчивые эмульсии воды и углеводородов; при их испытаниях были зафиксированы изменения характеристик кипения чистой воды и водно-спиртовых растворов, в том числе и снижение температур кипения [6].

В работе [7] рекомендуется использование математической аналогии между расчётами установившегося движения жидкости в поле сил тяжести и в полях иных потенциальных массовых сил. Наиболее широко используемые данные о термодинамических и переносных свойствах воды представлены в [8]. В работе [9] предложены аналитическое выражение для расчета распределения давления во вращающемся кольце жидкости постоянной плотности и способ

уточнения проскальзывания создавшего это кольцо ротора по измеренной величине давления в рабочем зазоре. Вместе с тем, в литературе пока широко не обсуждались ни конструкции гидродинамических парогенераторов, ни реализованные в них процессы и режимы работы, позволившие преодолеть проблему поддержания эффективности внутреннего нагрева после закипания парообразующей жидкости.

Целью работы было создание простейших гидродинамических и тепловых моделей процессов в роторных парогенераторах с внутренней сепарацией паровой фазы, их грубая верификация и начальные исследования.

КОНСТРУКТИВНЫЕ И РЕЖИМНЫЕ ОТЛИЧИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

На рис.1 изображены конструктивные и технологические схемы парогенераторов с роторами специальной формы, занимающими небольшую долю объёма статорной полости. Парогенератор с дисковым ротором, снабженным наклонным венцом, представлен на рис.1,а. Другим вариантом конструкции подобного парогенератора (рис.1,б) является устройство с цилиндрической формой статорной полости и консольным закреплением на диске ротора венца в виде отрезка трубы. В этом случае венец ротора обязательно оснащается сквозными каналами *10*, соединяющими рабочий зазор и полость внутри венца ротора примерно напротив средины венца. Ротор в целом выполняется таким образом, чтобы он одновременно обеспечивал нагнетание парообразующей жидкости из слоёв внутри венца в среднюю часть рабочего зазора. В самом простом случае конструкции [2] проточные каналы выполнены наклонными, причем с наклоном, отстающим от вращения.

Конструкция парогенератора с дисковым ротором, на периферии торцевых поверхностей и на радиальной поверхности которого расположены завихрители (канавки) [3], отличается малым объёмом статорной полости вдали от оси вращения. Кольцо-статор, противолежит радиальной поверхности диска. Передняя и задняя боковые крышки корпуса, на которых оппозитно завихрителям диска выполнены собственные аналогичные завихрители, совместно с кольцом-статором образуют дископодобную статорную полость. Ближе к оси вращения статорная полость расширяется в центральное цилиндрическое отверстие передней крышки корпуса, радиус которого составляет меньше половины радиуса диска. Далее полость переходит в сужающийся выходной патрубок-конус. Внутренний объём конуса сопоставим с объёмом дископодобной части полости статора. Подача жидкости производится под давлением внешнего насоса непосредственно в периферийный рабочий зазор, образованный всеми завихрителями статора и ротора. Высота зазора составляет примерно четверть радиуса диска.

Конструкции парогенераторов, в отличие от аналогичных нагревателей жидкости, имеют значительный свободный объём статорной полости, не занятый конструктивными элементами. Это необходимо для размещения вырабатываемого пара, плотность которого низка.

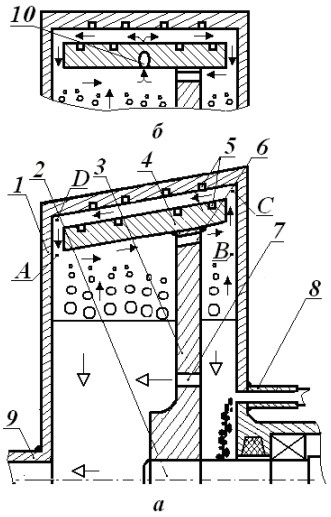

Рис.1 Схема генерации пара в устройствах, роторы которых снабжены венцом
а – венец имеет наклон к диску ротора;
б – венец установлен консольно диску
1– статор, 2 – приводной вал, 3 – диск ротора, 4 – венец ротора, 5 – углубления для активизации кавитации, 6, 7 – перепускные отверстия, соответственно, для жидкости и пара, 8 – патрубок для ввода жидкости, 9 – патрубок отвода пара, 10 – наклонные каналы в венце

Парообразующая жидкость при работе роторных конструкций формируется во вращающееся кольцо с паровой воронкой внутри. Наличие устойчивой поверхности раздела фаз обеспечивает внутреннюю сепарацию пара. Поэтому во всех конструкциях патрубок выхода пара установлен вблизи условной оси вращения, где вероятность попадания в него жидкости минимальна.

Гидродинамический нагрев происходит на удалении от оси вращения при повышенном давлении, созданном за счет вращения толстого слоя парообразующей жидкости. Подача подпитывающей жидкости в статорную полость осуществляется без её предварительного подогрева.

В парогенераторах по рис.1 необходимое количество первоначально заливаемой жидкости устанавливается предварительно и отмеряется. В дисковых парогенераторах это количество самоустанавливается при уравновешивании давления насоса подпитки. Отличиями в режимах работы дисковых парогенераторов являются кипение парообразующей жидкости внутри зазора, обеспечивающего гидродинамический нагрев, и принудительная подача подпитывающей жидкости непосредственно в зону рабочего зазора.

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В РОТОРНОМ ПАРОГЕНЕРАТОРЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ВЕНЦОМ РОТОРА

Пусковой период парогенератора состоит в совместном разогреве его конструктивных элементов и первоначально залитой жидкости до её закипания, о котором свидетельствует поток пара небольшого избыточного давления на выходе из устройства. Если обеспечить компенсирующую подпитку жидкости, парогенератор выходит на установившийся режим работы. Процессы в статорной полости аналогичны тем, которые представлены на рис.1,а; с отличием в двусторонней циркуляции нагреваемой жидкости вокруг венца ротора в направлении, поперечном вращению (рис.1,б).

Плотная парообразующая жидкость из вращающегося кольца, за счёт более высокой скорости вращения ротора, интенсивно нагнетается в рабочий зазор и нагревается в нём до температур, существенно более высоких от температуры нормального кипения. Вытесненная из зазора, она поднимается к поверхности раздела фаз за счёт разницы плотностей и инерции движения. При расширении в мелкие слои вращающегося кольца перегретая жидкость закипает. Пузырьки пара сепарируются на поверхности раздела фаз, создавая продукционный его поток. Температура восходящих потоков жидкости снижается за счет расширения, кипения при пониженных давлениях, охлаждения встречными нисходящими потоками.

Нисходящие потоки образуются в силу повышения плотности парообразующей жидкости в мелких слоях, а также за счёт подачи подпитывающей жидкости без её предварительного подогрева. По мере опускания к венцу ротора нисходящие потоки сжимаются и несколько нагреваются за счёт встречных восходящих потоков. Этот подогрев предположительно не существенен, поскольку основную долю тепла нагретых потоков уносит выходящая из устройства паровая фаза. Сепарация парообразующей жидкости по плотности обеспечивает постоянный подвод охлаждённой жидкости к входным отверстиям каналов *10* внутри венца ротора.

Устойчивые режимы испарения возможны только при нагнетании жидкости в рабочий зазор с расходом, обеспечивающим полный вынос выработанного тепла. Необходимую подачу можно подобрать экспериментально, изменяя количество нагнетательных каналов в венце ротора. Если оно не достаточно, парогенератор работает в пульсирующем режиме кратковременной выработки пара, сменяющейся длительной паузой с существенным падением мощности, потребляемой приводным двигателем. Мы считаем, что пульсирующий режим соответствует следующей цепочке процессов. Вскипание жидкости в рабочем зазоре – вытеснение из него жидкой фазы – резкое падение тепловыделений и выработки пара – медленное повторное заполнение рабочего зазора жидкой фазой и т.д.

Экспериментальная проверка показала возможность повышения давления вырабатываемого пара за счёт его выпуска из статорной полости через большое гидравлическое сопротивление. При повышении давления в паровой воронке, во вращающемся кольце жидкости происходят процессы, аналогичные представленным выше, но появляются ухудшающие факторы. Более подробно сходные процессы будут рассмотрены в следующем разделе, в том числе с количественной оценкой.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ И ТЕПЛОВАЯ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ В ПАРОГЕНЕРАТОРЕ С НАКЛОННЫМ ВЕНЦОМ РОТОРА

Созданные образцы парогенераторов с наклонным и прямым венцом ротора мало отличались по геометрическим размерам, скоростям вращения, достигнутым перепадам давлений и температур. Отличия в реализованных процессах определяются различием в конструкции устройств (см. рис.1 *а,б*). Наклонная форма внутренней поверхности венца ротора при достаточном количестве перепускных отверстий *6* в диске ротора создают необходимые условия для перемещения на максимальноё удаление от оси вращения (глубину) наиболее холодной парообразующей жидкости. Этой зоне охлажденной жидкости параллельно оси вращения противолежит сообщенный канал рабочего зазора, в котором жидкость интенсивно нагревается. При быстром вращении ротора приводным электродвигателем (~ 3000 об/мин) возможно вытеснение нагретой жидкости из рабочего зазора

непосредственно за счёт сепарации парообразующей жидкости по плотности.

Темп испарения позволяет удалить жидкость из статорной полости лишь за время не менее 5 мин; центробежная сила препятствует перемещению к оси вращения. Если за счёт сепарации парообразующей жидкости происходит её вытеснение из рабочего зазора, то внутри вращающегося кольца должна происходить циркуляция жидкой фазы вокруг венца ротора по некоторым замкнутым линиям.

Результаты испытаний различных парогенераторов свидетельствуют о создании значительных перепадов давления вращающимися кольцами жидкости малой толщины. Действующая массовая сила является намного более интенсивной по сравнению с силой тяжести. Логично предположить, что влияние разности плотностей жидкости на характеристики её конвекции в поле центробежных сил достаточно резко усиливается.

Количественную оценку расхода поперечной циркуляции будем производить аналитическими методами, с опорой на геометрические размеры реальных устройств и их измеренные характеристики при испарении воды, в следующих предположениях. Уровень поверхности раздела фаз одинаков в правой и левой относительно диска ротора частях статорной полости, сечение канала между венцом ротора и статором имеет постоянную величину. Перемещение жидкости в направлении вращения ротора создаёт градиент давления по радиусу и влияет на её поперечное движение только через два следующих фактора. Обеспечивает сепарацию плотной и холодной жидкости в зону наибольших глубин внутри круга вращения точки *C* (рис.1, *а*) и определяет величину коэффициента трения.

Побудительная сила циркуляции, аналогично свободной конвекции в поле сил тяжести, определяется разницей давлений созданных столбами нагреваемой и охлаждённой жидкости с различной плотностью. Эта сила мало изменяется при появлении поперечного перемещения жидкости, по сравнению с модельной квазистатической ситуацией, когда соединительный канал между этими столбами перекрыт запорным элементом. Данное предположение базируется на том, что зависимость плотности от давления любой жидкости, кроме гелия, намного слабее, по сравнению с её зависимостью от температуры. Примем, что побудительная сила движения жидкости вокруг венца ротора полностью уравновешивается гидравлическим сопротивлением замкнутого канала *ABCD*, которое определяется сопротивлением рабочего зазора. Тогда основную формулу процесса можно записать в виде:

$$\Delta P_{BC} - \Delta P_{CDA} = 1{,}4 \cdot \zeta \cdot \rho_{liq} \cdot w^2 / 2 \qquad (1)$$

где 1,4 – коэффициент, учитывающий местные гидравлические сопротивления; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления; w – линейная скорость поперечной циркуляции, ρ_{liq}.–средняя плотность циркулирующей через рабочий зазор жидкости.

Учитывая геометрию системы, линейная скорость w может быть определена выражением:

$$w = G_{cir} /(2\pi \cdot \overline{h} \cdot \delta \cdot \rho_{liq}) , \qquad (2)$$

где G_{cir} – весовой расход поперечной циркуляции; δ – характерная ширина рабочего зазора; $\overline{h}$ – средний радиус статорной полости.

Значения приращений давлений, определим при помощи рекомендованной в [9] формулы, справедливой и для ситуаций вращения слоя жидкости глубже уровня, параллельного оси вращения, на котором давление постоянно.

$$P_{(h)} = P_{gas} + 2\pi^2 \overline{\rho} \cdot N_{\text{ст}}^2 \cdot (h^2 - h_{\min}^2) , \qquad (3)$$

где: $\overline{\rho}$ - средняя плотность вращающейся жидкости; $N_{\text{ст}}$ - частота вращения столба жидкости; h – расчётное расстояние от оси вращения; h_{min}- расстояние до зеркала жидкости.

Для выполнения оценки расхода циркуляции по минимальному его значению было принято, что плотность парообразующей жидкости отличается лишь по высоте, соответствующей наклону образующей венца ротора, влияние подпитывающей жидкости не учитывалось.

В указанных предположениях левая часть уравнения (1) с использованием (3) может быть выражена в форме.

$$\Delta P_{BC} - \Delta P_{CDA} = 2\pi^2 (\overline{\rho}_{BC} - \overline{\rho}_{CDA}) \times \\ \times N_{liq}^2 \cdot (h_{\max}^2 - h_{AB}^2) \qquad (4)$$

Отличие в расчётной величине приращений давлений определяется только значениями средней плотности вещества в соответствующих столбах. В ситуации малого наклона венца ротора к оси вращения разница квадратов максимального и минимального расстояний от оси вращения в (4) может быть выражена приближённой формулой:

$$h_{\max}^2 - h_{AB}^2 = h_{\max}^2 - (h_{\max} - l \cdot \sin\alpha)^2 \\ \approx 2h_{\max} l \cdot \sin\alpha , \qquad (5)$$

где α – угол наклона венца ротора, l – длина венца.

Подставим в (1) выражения для линейной скорости (2) и перепада приращения давлений (4). С учётом (5), из полученного уравнения выразим весовой расход поперечной циркуляции:

$$G_{cir} = 4\pi^2 \overline{h} \cdot \delta \cdot N^2 liq \cdot sqrt(2\rho_{liq} \cdot h_{\max} \cdot l \times \\ \times \sin\alpha \cdot (\overline{\rho}_{BC}(\overline{T}_{BC}) - \overline{\rho}_{CDA}(\overline{T}_{CDA}))/1{,}4 \cdot \zeta) \qquad (6)$$

Реальный наклон венца ротора составлял 5%. Коэффициент гидравлического сопротивления оценивался по формуле Вейсбаха без учёта влияния шероховатости стенок. Для расчётов была принята его величина 0,1 при значении критерия Рейнольдса в 240000. Учитывая заведомое несоблюдение гидродинамического подобия, погрешность оценки может быть значительной.

Частота вращения столба жидкости была определена по измеренному давлению в рабочем зазоре, в предположении, что завышение расчётной величины этого давления, полученного подстановкой в (3) оборотов ротора, определяется проскальзыванием жидкости. Частота вращения столба жидкости составила примерно N_{liq}=31,2.

На рис.2 изображены зависимости приведенного расхода вытесняемой из рабочего зазора воды от относительного перепада её температуры по рабочему зазору при разных давлениях жидкости в нём.

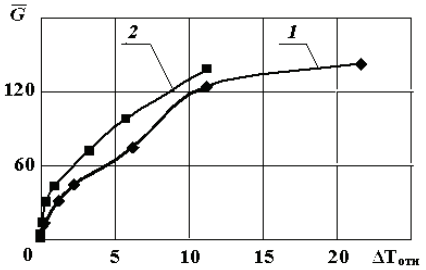

Рис.2 Зависимости приведенного весового расхода воды при поперечной циркуляции воды от относительного увеличения её температуры после прохождения через рабочий зазор. Кривая *1* соответствует давлению в рабочем зазоре 0,35 МПа, *2* – 1,25 МПа. перепад давлений – 0,25 МПа

Перепады давлений по высоте вращающегося кольца приняты равными для обоих давлений. В качестве нормирующей величины для обезразмеривания расхода выбрана весовая производительность устройства по сухому пару, также принятая неизменной. Относительные перепады температуры рассчитывались по приращениям к фиксированным входным температурам $\Delta T_{отн} = (T_{вых} - T_{вх})/T_{вх}$.

Для определения выходной температуры заданное изменение средней плотности ставилось в соответствие повышению температуры воды по её реальным свойствам. Кривые рис.2 свидетельствуют о том, что вытеснение за счёт сепарации может превышать весовую продуктивность по сухому пару на два порядка. Повышение давления пара формально слабо влияет на достижимые величины расходов.

С целью получения сопоставимых расчётных данных кривые *1* и *2* были построены специальным образом. Минимальный относительный недогрев воды до температур её кипения в рабочем зазоре при разных давлениях для кривых *1* и *2* был подобран одинаковым, величиной около 2%. Входная температура для расчёта кривой *1* составила 112 ºС, что намного выше температуры кипения при давлении продукционного пара 0,1 МПа. Для кривой *2* входная температура – 167,4 ºС, что намного ниже температуры кипения воды при давлении 1,0 МПа, равной 179,9 ºС.

Реализация процессов соответствующих кривой *2* физически невозможна без использования внешнего холода. Холод необходим для понижения температуры на входе в рабочий зазор до уровня более низкого, чем 179,9 ºС. Источником холода в рассматриваемых системах есть подпитывающая жидкость; его количество пропорционально расходу подпитки и разности температур жидкости в мелких слоях и на входе в устройство.

На рис.3 сопоставлены измеренные тепловыделения моделируемого устройства $Q_{изм}$ по выходящему пару и способность циркулирующей воды к восприятию этих тепловыделений $Q_{ун}$.

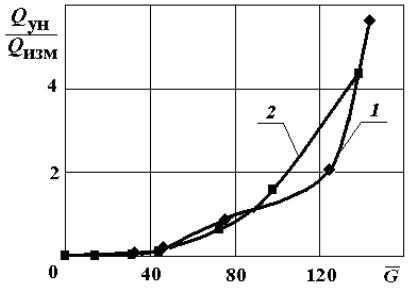

Рис.3 Изменение способности к теплосъёму воды, вытесняемой из рабочего зазора с различными приведенными расходами. *1* – давление пара 0,1 МПа, *2* – давление пара 1,0 МПа

Тепло, уносимое из рабочего зазора потоком поперечной циркуляции, рассчитывалось по формуле

$$Q_{ун} = G_{cir} \cdot \overline{c}_p \cdot (T_{вых} - T_{вх})) \qquad (7)$$

В соответствии с (6), расход поперечной циркуляции нарастает вместе с увеличением перепада температур по рабочему зазору, который приводит к увеличению разности средних плотностей. Это дает физическое объяснение крутизны кривых рис.3, поскольку способность потока жидкости к теплосъёму, согласно (7), пропорциональна произведению её расхода на перепад температуры по рабочему зазору. Горизонтальные пересечения линии $Q_{ун}/Q_{изм}$ = 1 с расчётными кривыми *1* и *2* соответствуют расходам циркуляции, необходимым для подавления

кипения. Используя рис.2, можно графически определить относительные перепады температур по рабочему зазору, необходимые для достижения увеличенных величин расхода.

Допустим, при определении коэффициента гидравлического сопротивления была допущено его занижение в 7 раз. Тогда весовой расход циркуляции, согласно (6), был завышен в 3,7 раза. Построив на рис.3 горизонтальную кривую с координатой 3,7 можно восстановить уточнённое значение расходов. По рис.2 определим, что необходимое повышение расходов будет обеспечено перепадами температур по рабочему зазору, повышенными с 6–8% до 10–15%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одной из причин целесообразности подачи воды в гидродинамические парогенераторы без предварительного её подогрева является то, что таковая обеспечивает или стабилизирует необходимый гидродинамический режим работы, другой – понижающаяся зависимость эффективности тепловыделений от температуры в рабочем зазоре.

Это объяснение представляется логичным и для парогенератора с дисковым ротором. Поданная непосредственно в рабочую камеру холодная подпитывающая вода отбрасывается на периферию устройства и подавляет кипение у радиальной поверхности диска, где кавитационные тепловыделения наиболее эффективны.

Подводя итоги проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

- Предложены простейшие гидродинамические и тепловые модели процессов испарения в роторных парогенераторах, предполагающие, что парообразующая жидкость формируется во вращающееся кольцо, по радиусу которого существенно нарастает давление.
- Показано, что в периферийных зонах кольца возможен эффективный гидродинамический нагрев, при условии подавления в них кипения за счет повышенного давления и постоянного замещения нагретой жидкости на более холодную. В такой ситуации интенсивное кипение нагретой парообразующей жидкости может происходить при её расширении в слои кольца минимальных радиусов, в процессе которого одновременно снижается температура.
- Предложенные модели процессов нуждаются в экспериментальной проверке, желательно с визуализацией процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент РФ на изобретение RU № 2267717. Фоминский Л.П. Нагреватель жидкости. F24J3/00 от 22.04.2004 г, опубликован 10.01.2006, – 9 с.
2. Патент УкраЇни на винахід UA №85851, Посмітний Б.М., Горпинко Ю.І. Пристрій для нагрівання рідини (парогенератор). F22B3/00, F24J3/00 від 19.04.2006 року, опублікований 10.03.2009 року , Бюл. № 5, –12 с.
3. Патент РФ на полезную модель RU № 52976. Архипов А.П., Горякин В.Н. Роторный кавитационный парогенератор. U1 F22B3/06, F22B27/00 от 23.12.2005 года, опубликован 27.04.2006 года, – 7 с.
4. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Активизация дополнительных энерговыделений в вихревых теплогенераторах на основе трубы Ранка // Вестник ХНАДУ – 2005. – Вып. №29. – С. 181 – 183.
5. А.А. Долинский, А.М. Павленко, Б.И. Басок, Теплофизические процессы в эмульсиях. Получение использование утилизация. К.: Наукова думка, – 2005, – 264 с.
6. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Необычные физические эффекты, выявленные при работе сверхъединичных теплогенераторов // Вестник ХНАДУ – 2005. – Вып. №30. – С. 143 – 145.
7. Теплотехнический справочник. Под общ ред. В.Н. Юрьева и П.Д. Лебедева., в 2х томах, т.2 изд-е 2-е, перераб. М.: Энергия, –1976, – 896 с.
8. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара / Вукалович М.П. – М.: Энергия, – 1965. – 399 с.
9. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Проблемы повышения конкурентоспособности роторнокавитационных нагревателей жидкости // Вестник ХНАДУ –2005, – Вып. №30. – С. 136 – 138.