

- енергозбереження. — Київ : Академперіодика, 2006. — С. 430–449.
5. Maystrenko A.Yu., Gummel P., Cross P.J. The Ukrainian Strategy — Combustion Test and Design Philosophy for a 200 MWe Power Plant Firing Antracite // Power-Gen Europe-96 (Budapest, Hungary, 1996). — 1996. — Vol. 2. — Track 5: Connects and Renewable Technologies.. — P. 1–20.
6. Korchevov Yu.P., Levin M.M., Maystrenko A.Yu., Yatskevich S.V. Adaptation of combustion technology in a circulating fluidized bed for coals with high ash contents in Ukraine // Proc. Workshop on Development of Clean Small-size Boilers for Industrial, Households and Farming Sectors. United Nations Economic Commission for Europe. — Szczyrk, Poland, 1995. — P. 159–172.

Поступила в редакцию 10.10.11

The Technology Implementation of High Ash Anthracite and its Rejects Combustion in Circulating Fluidized Bed at Starobeshevo Power Plant Power Unit № 4 (210 MW)

Bely G.V.¹, Ivanov V.I.², Korchevov Yu.P.³, Maystrenko A.Yu.³, Smirnov I.Ch.⁴, Topal A.I.³, Shevchenko V.A.²

¹ PSC «Centrenergo», Kiev

² PSC «Donbasenergo» Starobeshevo Power Plant, Donetsk

³ Coal Energy Technology Institute of NASU, Kiev

⁴ PSC «Donbasenergo», Donetsk

The experience of the first in Ukraine and Commonwealth of Independent States implementation of significant electric capacity power unit (210 MW) with circulating fluidized bed boiler (CFB) with steam capacity of 670 t/hour is considered. The CFB-boiler is designed for high ash anthracite (up to 55%) schlamm, anthracite, and coal rejects as well as their blend combustion. The technological scheme of CFB-process is described. The features of the boiler steam and water system and fuel handling systems are considered. The analysis of the main measures completed during CFB-technology commissioning of the technology modernization and improvement is executed.

Key words: coal, rejects, ash, schlamm, circulating fluidized bed.

Received October 10, 2011

УДК 621.18

Энергоэкологические аспекты применения роторных гидродинамических парогенераторов с внутренней сепарацией паровой фазы

Горпинко Ю.И., Кравченко О.В.

Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков

Представлены конструкции и рабочие режимы существующих парогенераторов гидродинамического нагрева с внутренней сепарацией паровой фазы. Предложены простейшие гидродинамические и тепловые модели процессов испарения жидкостей в них. Показана возможность создания эффективных и экономичных источников тепла малых мощностей на основе прямого преобразования возобновляемой энергии потоков воды. Обоснована целесообразность применения гидродинамических парогенераторов с электроприводом для теплоснабжения непрерывных химических производств попеременно с когенерационными установками в часы суточного падения потребления электроэнергии.

Ключевые слова: парогенератор, ротор, гидродинамический нагрев, кавитационные тепловыделения, вращающееся кольцо жидкости, возобновляемая энергия.

Представлено конструкції та робочі режими існуючих парогенераторів гідродинамічного нагріву з внутрішньою сепарацією парової фази. Запропоновано найпростіші гідродинамічні й теплові моделі процесів випаровування рідин у них. Показано можливість створення ефективних й економічних джерел тепла малих потужностей на основі прямого перетворення відновлюваної енергії потоків води. Обґрунтовано доцільність застосування гідродинамічних парогенераторів з електроприводом для теплопостачання неперервних хімічних виробництв по чергово з когенераційними установками у години добового зменшення споживання електроенергії.

Ключові слова: парогенератор, ротор, гідродинамічний нагрів, кавітаційні тепловиділення, обертове кільце рідини, відновлювана енергія.

Актуальними проблемами удешевлення екологічної ситуації в Україні являються освоєння ресурсів гідроенергії без будівництва великих гідроелектростанцій та зменшення надлишкових викидів продуктів спалення палива, що виникають внаслідок добових коливань споживання електроенергії.

Технічною базою для вирішення вказаних проблем можуть стати методи та пристрої генерації парової фази на основі використання гідродинамічного нагріву. Перевагами внутрішнього гідродинамічного нагріву є відсутність необхідності спалення палива, висока ефективність, компактність пристроїв, широка варіабельність у виборі форми енергозабезпечення.

До цих пор проблематика гідродинамічних парогенераторів обговорювалась в основному в патентній літературі. Тому у багатьох спеціалістів відсутнє уявлення про ці пристрої, реалізовані в них процеси та режими роботи. Нові потреби в енергії гідродинамічних парогенераторів тільки починають обговорюватися в літературі, а області їх застосування продовжують уточнюватися.

Проблема використання для виробництва пари звичайних гідродинамічних нагрівачів, наприклад, полягає в тому, що при підвищенні температури рідини в робочому зазорі до температур кипіння відбувається різке зменшення тепловиділення [1]. Основною причиною цього є витіснення рідини з робочого зазору паровою фазою. При цьому зменшується і тертя внаслідок ефекту газової смазки та кількості зароджуючихся і схлопуваних кавітаційних бульбашок.

Представлено два типи роторних пристроїв випаровування рідини з безпосереднім отриманням пари на виході з порожнини статора в патентній літературі [2–4]. Це парогенератори, дискові ротори яких оснащені венцями [2, 3], та пристрої з дисковим ротором і кільцем-статором [4]. Уже налажено їх єди-

не промислове виробництво з застосуванням в основному для випаровування рідини, що дозволяє розв'язати нові побутові потреби цих пристроїв.

Вода, проходячи через парогенератор, швидко нагрівається до 98–140 °С, початковий її підігрів не потрібен [2–4]. При цьому нагрівається невелика кількість рідини, ніж забезпечується швидкий вихід парогенераторів на робочий режим за 1–5 хв.

Нагрів рідини способом її обертання з високими швидкостями дозволяє уникнути соляних відкладень на теплообмінних поверхнях, що дозволяє знизити вимоги до хімічної обробки, а також отримувати пар з різними хімічними домішками та реагентами [4].

Експериментально встановлено, що ефективність тепловиділення кавітаційних парогенераторів на основі вихревих труб при підвищенні температури в робочому зазорі монотонно зменшується. Якісний характер вказаної залежності справедливий і для роторних пристроїв [5].

Вода в емульсійних технологічних середовищах при температурі кипіння близько 100 °С вскипає після зменшення надлишкового тиску при невеликих порівняно з чистими рідинками перегревах [6]. Парогенератори, крім випаровування рідини, також дозволяють створювати стійкі емульсії води та вуглеводородів [2, 3]. При їх випробуваннях були зафіксовані зміни характеристик кипіння чистої води та водно-спиртових розчинів, в тому числі зменшення температур кипіння [7].

В роботі [8] рекомендується використання математичної аналогії між розрахунками усталеного руху рідини в полі сили тяжіння та в полі інших потенціальних масових сил. Найбільш широко використовуються дані про термодинамічні та переносні властивості води, представлені в [9].

В роботі [10] запропоновано аналітичне вираження для розрахунку розподілу тиску

во вращающемся кольце жидкости постоянной плотности и способ уточнения проскальзывания создавшего это кольцо ротора по измеренной величине давления в рабочем зазоре. Кроме того, обосновано применение гидродинамических парогенераторов для повышения конкурентоспособности автономных источников тепла на основе использования ресурсов гидроэнергии. При создании микро-гидроэлектростанций отработаны технологии эффективного и надежного привода электрогенерирующих агрегатов малых мощностей от потоков воды, установлены необходимые уровни капитальных затрат в зависимости от их мощности [11].

В технологиях переработки нефти, производства кремния, гидрирования монокарбонных и дикарбонных кислот, дистилляции жирных кислот, мыловарения используется теплоснабжение водяным паром повышенного давления [12–14]. Производство пара обеспечивают энергоемкие топливные системы, создающие значительную экологическую нагрузку. При этом ночной избыток электрогенерирующих мощностей Украины составляет более 1100 МВт, и для сглаживания суточного графика потребления наиболее эффективна работа энергоемких промышленных предприятий в ночное время. Аккумуляция электроэнергии сопряжено со значительными тепловыми и гидравлическими потерями, которые могут достигать 35 % [15].

В литературе пока широко не обсуждались конструкции гидродинамических парогенераторов, реализованные в них процессы и режимы работы, а также области наиболее целесообразного применения, особенно с учетом экологической составляющей.

Цель работы — создание простейших гидродинамических и тепловых моделей, описывающих процессы в роторных парогенераторах с внутренней сепарацией паровой фазы, а также исследование энергоэкологических аспектов их возможного применения.

Конструктивные и технологические схемы существующих роторных гидродинамических парогенераторов

На рис.1 изображены конструктивные и технологические схемы парогенераторов, роторы которых снабжены венцами. Конструкции таких роторов обеспечивают гидродинамический режим, необходимый для испарения жидкостей и сепарации паровой фазы внутри статорной полости. Парообразующая жидкость подается под малым относительно давления вырабатываемого пара избыточным давлением, на-

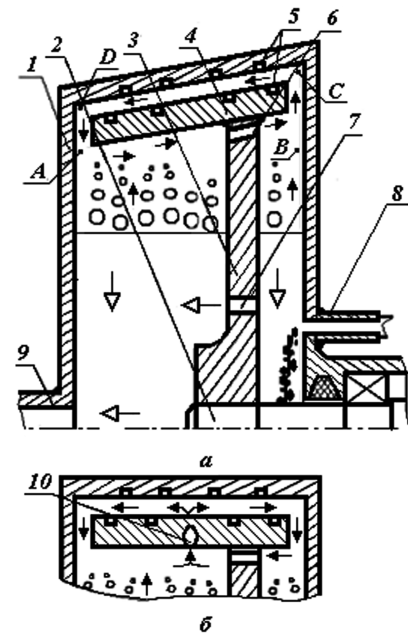


Рис.1. Схема генерации пара в устройствах, роторы которых снабжены наклонным к диску ротора (а) и установленным консольно на диск ротора (б) венцами: 1 — статор; 2 — приводной вал; 3 — диск ротора; 4 — венец ротора; 5 — углубление для активизации кавитации; 6, 7 — перепускные отверстия для жидкости и пара соответственно; 8 — патрубок для ввода жидкости; 9 — патрубок отвода пара; 10 — наклонные каналы в венце ротора. ABCD

пример, за счет напорного бака, установленного выше парогенератора.

Парогенератор с дисковым ротором, снабженным наклонным венцом, представлен на рис.1, а. Другим вариантом конструкции подобного парогенератора является устройство с цилиндрической формой статорной полости и консольным закреплением на диске ротора венца в виде отрезка трубы (рис.1, б). В этом случае венец ротора обязательно оснащается сквозными наклонными каналами, соединяющими рабочий зазор и полость внутри венца ротора примерно напротив середины венца. Ротор в целом выполняется таким образом, чтобы он одновременно обеспечивал нагнетание парообразующей жидкости из слоев внутри венца в среднюю часть рабочего зазора. В самом простом случае конструкции проточные каналы выполнены наклонными, причем с наклоном, отстающим от вращения [2, 3].

Конструкция парогенератора с дисковым ротором, на периферии торцевых поверхностей и на радиальной поверхности которого расположены завихрители (канавки), отличается малым объемом статорной полости вдали от оси вращения [3]. Кольцо-статор противостоит 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 патрубков-конус. Внутренний объем конуса сопоставим с объемом дископодобной части полости статора.

Обеспечение необходимого для испарения парообразующей жидкости гидродинамического режима достигается ее подачей под давлением внешнего насоса. Жидкость нагнетается 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 объем статорной полости, не занятый конструктивными элементами. Это необходимо для размещения вырабатываемого пара, плотность которого низка. 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 патрубков выхода пара установлен вблизи условной оси вращения, где вероятность попадания в него жидкости минимальна.

Гидродинамический нагрев во всех рассмотренных конструкциях 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 ее предварительного подогрева.

В парогенераторах (см. рис.1) необходимое количество первоначально заливаемой жидкости устанавливается предварительно и отмеряется. В дисковых парогенераторах это количество самоустанавливается при уравнивании 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 парогенераторе с цилиндрическим венцом ротора

Для вывода холодного агрегата любой конструкции на рабочий режим парогенерации не-

обходим пусковой режим. Его задачей является совместный разогрев приводного электродвигателя, конструктивных элементов технологического блока и первоначально залитой жидкости до ее закипания. Об окончании пускового периода свидетельствует поток пара небольшого избыточного давления на выходе из устройства. Если обеспечить компенсирующую подпитку жидкости, парогенератор выходит на установившийся рабочий режим.

Процессы в статорной полости роторного парогенератора с цилиндрическим венцом в основном аналогичны тем, которые представлены на рис.1, а. Отличием является двусторонняя циркуляция нагреваемой жидкости вокруг венца ротора в направлении, поперечном его вращению (см. рис.1, б).

Плотная парообразующая жидкость из вращающегося внутри венца ротора кольца за счет более высокой скорости вращения ротора интенсивно нагнетается в рабочий зазор. Здесь она нагревается до температур, существенно более высоких, чем температуры нормального кипения. Вытесненная из рабочего зазора жидкость поднимается к поверхности раздела фаз за счет 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, охлаждаемых кипением, а также за счет подачи подпитывающей жидкости без ее предварительного подогрева. По мере опускания к венцу ротора нисходящие потоки сжимаются и несколько нагреваются за счет встречных восходящих потоков. Этот подогрев предположительно незначителен, поскольку основную долю тепла нагретых потоков уносит выходящая из устройства паровая фаза. Сепарация парообразующей жидкости по плотности обеспечивает постоянный подвод охлажденной жидкости к входным отверстиям наклонных каналов внутри венца ротора.

Устойчивые режимы испарения возможны только при нагнетании жидкости в рабочий зазор с расходом, который обеспечивает полный вынос выработанного тепла. Необходимую подачу можно подобрать экспериментально, изменяя количество нагнетательных каналов в венце ротора. Если оно недостаточно, 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 счет его выпуска из статорной полости из-за большого гидравлического сопротивления. 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 различались по геометрическим размерам, скоростям вращения, достигнутым перепадам давлений и температур. Отличия в реализованных процессах определяются различием в конструкции устройств (см. рис.1). Наклонная форма внутренней поверхности венца ротора при достаточном количестве перепускных отверстий для жидкости в диске ротора создает необходимые условия для перемещения на максимальное удаление от оси вращения (глубину) наиболее холодной парообразующей жидкости.

Напротив этой зоны охлажденной жидкости параллельно оси вращения находится сообщенный канал рабочего зазора, в котором жидкость интенсивно нагревается. При быстром вращении ротора приводным электродвигателем (около 3000 об./мин) возможно вытеснение нагретой жидкости из рабочего зазора за счет сепарации парообразующей жидкости по плотности. Несмотря на то, что вращательное движение жидкости происходит под непосредственным воздействием ротора, указанную сепарацию обеспечивает физический механизм свободной конвекции парообразующей жидкости.

Темп испарения позволяет удалить жидкость из статорной полости лишь за время не менее 5 мин. Центробежная сила препятствует перемещению жидкой фазы к оси вращения. Ес-

ли за счет сепарации парообразующей жидкости происходит ее 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 намного более интенсивна по сравнению с силой тяжести. Логично предположить, что влияние разности плотностей жидкости на характеристики ее конвекции в поле центробежных сил 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 с учетом следующих предположений. 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 создает градиент давления по радиусу и влияет на ее поперечное движение только через два следующих фактора: обеспечение условий для сепарации плотной и холодной жидкости в зону наибольших глубин внутри круга вращения точки С (см. рис.1, а) и значение коэффициента трения.

Побудительная сила циркуляции, аналогично свободной конвекции в поле сил тяжести, определяется разницей давлений, созданных столбами нагреваемой и охлажденной жидкости с различной плотностью. Предположительно, 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 ее 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 следующем виде

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

где 1,4 — коэффициент, учитывающий местные гидравлические сопротивления; ζ — коэффици-

ент гидравлического сопротивления; ρ_{liq} — средняя плотность циркулирующей через рабочий зазор жидкости; w — линейная скорость поперечной циркуляции.

Учитывая геометрию системы, линейная скорость w может быть определена выражением

$$w = G_{\text{cir}} / (2 \pi h^{\text{cp}} \delta \rho_{\text{liq}}), \quad (2)$$

где G_{cir} — весовой расход поперечной циркуляции; h^{cp} — средний радиус статорной полости; δ — характерная ширина рабочего зазора.

Значения приращений давлений определим при помощи рекомендованной в [10] формулы, справедливой и для ситуаций вращения слоя жидкости глубже уровня, параллельного оси вращения, на котором давление постоянно:

$$P(h) = P_{\text{gas}} + 2 \pi^2 \rho^{\text{cp}} N_{\text{ст}}^2 (h^2 - h_{\text{min}}^2), \quad (3)$$

где ρ^{cp} — средняя плотность вращающейся жидкости; $N_{\text{ст}}$ — частота вращения столба жидкости; h — расчетное расстояние от оси вращения; h_{min} — расстояние до зеркала жидкости.

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

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

$$\Delta P_{\text{BC}} - \Delta P_{\text{CDA}} = 2 \pi^2 [\rho_{\text{BC}} (T_{\text{BC}}^{\text{cp}}) - \rho_{\text{CDA}} (T_{\text{CDA}}^{\text{cp}})] N_{\text{лиq}}^2 (h_{\text{max}}^2 - h_{\text{AB}}^2). \quad (4)$$

Различие в расчетных величинах 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 приближенной формулой

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

где l — длина венца; α — угол наклона венца ротора.

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

$$G_{\text{cir}} = 4 \pi^2 h^{\text{cp}} \delta N_{\text{лиq}}^2 \text{sqrt} [2 \rho_{\text{лиq}} h_{\text{max}} l \times \times \sin \alpha [\rho_{\text{BC}} (T_{\text{BC}}^{\text{cp}}) - \rho_{\text{CDA}} (T_{\text{CDA}}^{\text{cp}})] / (1,4 \zeta)]. \quad (6)$$

Наклон венца реального ротора составлял 5 %. Коэффициент гидравлического сопротивления оценивался по формуле Вейсбаха без учета влияния шероховатости стенок. Для расчетов была принята его величина 0,1 при значении критерия Рейнольдса $Re = 240000$. 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 расчетной величины этого давления, получаемого при подстановке в (3) оборотов ротора, определяется проскальзыванием жидкости. Частота вращения столба жидкости $N_{\text{лиq}}$ в указанном предположении составила примерно 31,2.

На рис.2 изображены две пары расчетных зависимостей характеристик поперечной циркуляции воды в безразмерных координатах. Аргументом для обеих зависимостей является относительное увеличение температуры воды по рабочему зазору. Кривые 1 и 2 на этих зависимостях соответствуют двум давлениям жидкости в рабочем зазоре: 0,35 и 1,0 МПа. Относительные увеличения температуры рассчитаны по приращениям к определенным фиксированным разным температурам $T_{\text{вх}}^{(1,2)}$, различным для разных давлений:

$$\Delta T_{\text{отн}} = (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}^{(1,2)}) / T_{\text{вх}}^{(1,2)}.$$

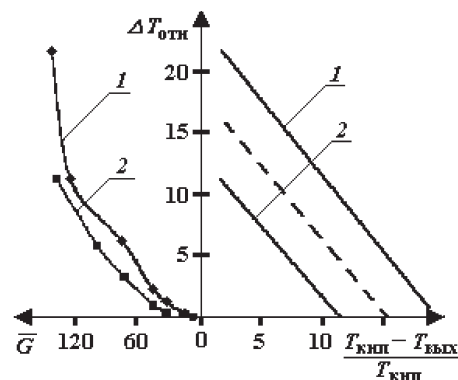


Рис.2. Расчетные зависимости нарастания приведенного массового расхода воды при поперечной циркуляции и уменьшения ее относительного недогрева до температур закипания в рабочем зазоре от относительного увеличения температуры воды после прохождения через рабочий зазор при давлении жидкости в рабочем зазоре 0,35 МПа и давлении производственного пара 0,1 МПа (кривая 1); соответственно 1,25 и 1,0 МПа (кривая 2); перепад давлений 0,25 МПа.

В левом квадранте рис.2 представлен прогноз (формула (6)) по характеру нарастания приведенного расхода вытесняемой из рабочего зазора воды, в правом — уменьшение относительного недогрева воды до температур ее закипания в рабочем зазоре $T_{\text{кип}}$, рассчитанное как $(T_{\text{кип}}(P) - T_{\text{вых}}) / T_{\text{кип}}(P)$. Перепады давлений по высоте вращающегося кольца жидкости, определяющие давление продукционного пара, приняты равными для обеих расчетных ситуаций. В качестве нормирующей величины для обезразмеривания расхода была выбрана массовая производительность устройства по сухому пару, также принятая неизменной.

Для определения температур на выходе из рабочего зазора задавались уменьшения средней плотности воды в нем. Каждому значению пониженной средней плотности ставилась в соответствие величина повышения температуры воды по ее реальным свойствам. При этом среднее значение температуры воды в канале CDA определялось как среднеарифметическое ее температур на входе в рабочий зазор и на выходе из него $T_{\text{CDA}}^{\text{CP}} = (T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}) / 2$. Кривые левого квадранта рис.2 свидетельствуют о том, что вытеснение за счет свободной конвекции может превышать массовую продуктивность по сухому пару на два порядка. Повышение давления пара формально слабо влияет на достижимые величины расходов циркуляции.

С целью получения сопоставимых расчетных данных кривые 1 и 2 на рис.2, соответствующие разным давлениям в рабочем зазоре, были построены специальным образом. Величина наименьшего относительного недогрева циркулирующей воды на выходе из рабочего зазора до температуры ее кипения, соответствующей давлению в рабочем зазоре, была подобрана одинаковой, около 2 %, (см. рис.2, правый квадрант). При этом выявлено качественное различие в процессах испарения при разных давлениях. Температура воды на входе в рабочий зазор для расчета кривой 1 составила 112 °С, что намного выше температуры ее кипения при давлении продукционного пара 0,1 МПа. Для кривой 2 входная температура составила 167,4 °С, что намного ниже температуры кипения воды при давлении 1,0 МПа. Кипение воды при давлении около 1,0 МПа не способно охладить ее до температур ниже 179,9 °С. Это означает, что процесс эффективного испарения при высоких давлениях физически не возможен без использования внешнего холода.

На рис.2 изображены зависимости относительного недогрева воды до температур кипения от величины относительного подъема тем-

пературы воды после прохождения рабочего зазора $\Delta T_{\text{отн}}$ при разных давлениях в нем. Чем интенсивнее нагрев воды, тем меньше ее недогрев до температур кипения. Минимальные величины относительного недогрева для кривых 1 и 2 равны между собой.

Пунктиром примерно обозначена верхняя граница режимов испарения, для реализации которых необходим внешний холод. Указанные режимы испарения соответствуют давлениям продукционного пара на уровне 0,4–0,5 МПа. Существенным источником холода низкого температурного потенциала в рассматриваемой системе есть только подпитывающая вода. Количество вводимого холода пропорционально ее расходу и разности между температурой кипения воды при давлении генерации пара и температурой воды на входе в устройство.

Таким образом, одной из причин целесообразности подпитки парогенераторов внутреннею нагрева холодной водой может быть достижение стабилизации необходимых тепловых и гидродинамических режимов их работы. Это объяснение представляется логичным и для парогенераторов с дисковыми роторами. Поданная непосредственно в рабочую камеру холодная подпитывающая вода отбрасывается на периферию устройства и подавляет кипение у радиальной поверхности диска, где кавитационные тепловыделения наиболее эффективны. Другой причиной целесообразности подачи холодной воды является понижающаяся зависимость эффективности тепловыделений от температуры в рабочем зазоре.

С использованием полученных выше аналитических моделей произведена оценка способности циркулирующей вокруг венца ротора воды к восприятию гидродинамических тепловыделений реального устройства. На рис.3 представле-

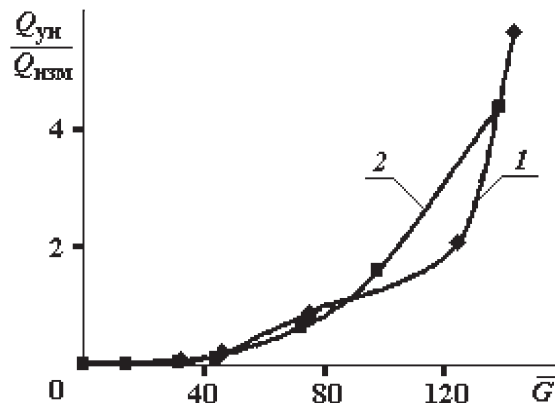


Рис.3. Изменение способности к теплосъему воды, вытесняемой из рабочего зазора, с различными приведенными расходами при давлении пара 0,1 (1) и 1,0 МПа (2).

на зависимость приведенного количества теплоты $Q_{\text{ун}}$, уносимого из рабочего зазора циркулирующей водой, от ее приведенного расхода. В качестве нормировочного множителя для обезразмеривания количества теплоты $Q_{\text{ун}}$ были использованы измеренные тепловыделения моделируемого устройства по выходящему из него пару $Q_{\text{изм}}$.

Количество теплоты, уносимое из рабочего зазора потоком поперечной циркуляции, рассчитывалось по формуле

$$Q_{\text{ун}} = G_{\text{сиг}} c_p^{\text{ср}} (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}), \quad (7)$$

где $c_p^{\text{ср}}$ — средняя теплоемкость жидкости в рабочем зазоре.

Способность потока парообразующей жидкости к теплосъему гидродинамических тепловыделений, согласно (7), пропорциональна произведению ее массового расхода на перепад температуры по рабочему зазору. Физическое объяснение крутизны кривых на рис.3 состоит в нарастании массового расхода поперечной циркуляции, прогнозируемого (6), вместе с увеличением этого перепада температур. Расход увеличивается за счет снижения средней плотности парообразующей жидкости в рабочем зазоре.

Горизонтальные пересечения линии $Q_{\text{ун}}/Q_{\text{изм}} = 1$ с расчетными кривыми 1 и 2 соответствуют расходам циркуляции, необходимым для подавления кипения. Используя рис.2, можно графически определить относительные перепады температур по рабочему зазору, обеспечивающие необходимые уровни расхода. Они составляют 5–8 % от температуры воды на входе в рабочий зазор. При этом недогрев воды до температур закипания, согласно рис.2, составляет 7–12 %.

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

Применение гидродинамических парогенераторов для повышения экономичности использования ресурсов гидроэнергии

До сих пор технологии роторных парогенераторов развиваются небольшими внедренческими фирмами, не обладающими достаточным ресурсом для создания крупных установок и

отработки технологии массового производства. Производительность созданных агрегатов по водяному пару не превышает 100 кг/ч; давление пара — 0,4 МПа. Тем не менее, достигнутые технико-экономические характеристики являются достаточной базой для нового направления в освоении малых ресурсов движения природных потоков воды.

Это создание автономных источников тепла, вырабатываемого прямым преобразованием механической энергии, транспортируемого без использования перекачивающих насосов и передаваемого потребителю с малыми потерями потенциала температуры. У предлагаемых технологий производства тепла есть и важные экологические преимущества: отсутствие продуктов сгорания топлив и зольных остатков, необходимость создания крупных гидросооружений.

Для проведения экономических оценок перспектив предлагаемого направления необходимо опорное значение капитальных затрат на создание гидродинамических парогенераторов. Оно было рассчитано на основании практического опыта изготовления роторных парогенераторов с электрическим приводом в условиях их единичного производства. Величина удельных капитальных затрат не превышает 1000 грн/кВт потребляемой мощности.

Срок окупаемости капитальных затрат за счет замещения электроэнергии при выработке тепла был оценен по формуле

$$t_0 = K_{\text{зв}}(P) / \Pi_{\text{эт}}, \quad (8)$$

где t_0 — срок окупаемости, ч работы; $K_{\text{зв}}(P)$ — удельные капитальные затраты на создание гидросооружения привода и парогенератора грн/кВт; $\Pi_{\text{эт}}$ — тарифная цена электроэнергии, грн/кВт·ч.

Капитальные затраты на создание микро-ГЭС мощностью до 250 кВт составляют менее 4000 долл./кВт установленной электрической мощности. При использовании только приводных элементов микро-ГЭС без электрической части и систем регулирования оборотов величина капитальных затрат снизится примерно вдвое.

Добавка к стоимости за счет технологического блока парогенерации меньше погрешности оценки уменьшения капитальных затрат. Таким образом, для оценки окупаемости по замещению капитальных затрат экономией расходов на электроэнергию может быть использована величина мощности установок 2000 долл./кВт (16 000 грн/кВт). Для малых ГЭС мощностью от 0,25 до 1 МВт эта величина в формуле (8) может быть снижена не менее, чем в 1,5 раза.

Величина действующего тарифа для основной массы потребителей электроэнергии 2-го класса составляет 0,72 грн/кВт·ч. Расчетное значение срока окупаемости в зависимости от мощности установок составляет от 3,5 до 1,7 года.

При этом следует учитывать, что присоединение новых крупных потребителей электроэнергии, особенно в малонаселенной местности, не всегда технически осуществимо в силу малого резерва мощности и изношенности источников электроэнергии и сетей. В ситуации необходимости реконструкции электрических сетей сроки окупаемости проектов альтернативного теплоснабжения уменьшатся.

Срок окупаемости по замещению газового топлива от сети газопроводов может быть рассчитан по формуле:

$$t_o = K_{зв} (P) / (3,6/R) (C_{гг} / \eta_{котл}), \quad (9)$$

где R — объемная теплота сгорания природного газа, МДж/м³; $C_{гг}$ — цена природного газа, грн/м³; $\eta_{котл}$ — КПД газового котла.

При тарифе 2,4 грн/м³ и КПД газового котла 0,9 срок окупаемости для установок микромощности составит около 6,7 года. Для более мощных установок, согласно (9), он уменьшится до 4,5 лет. В этой связи применение бесплодной гидродинамической технологии производства пара наиболее целесообразно для объектов, удаленных от сети газопроводов. Дополнительные затраты на газификацию объектов либо закупку и транспортировку для них угля (дров) значительны. Соответственно сроки окупаемости гидросооружений уменьшаются.

Малая величина доли затрат на технологические блоки парогенерации в удельных капитальных затратах гидроэнергетических агрегатов тепло- или пароснабжения является позитивной для их экономических характеристик. Возможная в начале развития новых технологических блоков по сравнению с ресурсом гидроэнергетических приводных систем будет слабо сказываться на сроках окупаемости.

Проведенные выше оценки свидетельствуют о конкурентоспособности освоения малых ресурсов гидроэнергии при внедрении гидродинамических парогенераторов, которое может обеспечить сроки окупаемости в несколько раз ниже, чем для существующих микро-ГЭС. На территориях, имеющих большой гидропотенциал малых рек, сеть автономных источников тепла и пара способна эффективно удовлетворять энергетические запросы небольших промышленных и сельскохозяйственных потребителей.

Более целесообразным представляется их применение для теплоснабжения инфраструктуры отдыха (турбазы, сауны, плавательные бассейны). За редким исключением гористые местности являются привлекательными для туристического бизнеса, но энергетические и газовые сети в таких регионах развиты слабо.

Для уменьшения времени окупаемости гидроэнергетических систем тепло- и пароснабжения целесообразно увеличение их мощности. Для понижения уровня удельных капитальных затрат необходимо создание гидродинамических парогенераторов мощностью 250 кВт и выше.

Применение гидродинамических парогенераторов для утилизации потерь электроэнергии во время суточных падений ее потребления

Достигнутые технико-экономические характеристики роторных парогенераторов при условии создания более мощных образцов (1 МВт и выше) и давления пара до 1,0 МПа и выше, позволяют прогнозировать в перспективе применение в энергоёмких химических производствах непрерывного цикла. В подобных технологиях широко используется теплоснабжение глущим водяным паром высокого давления. В условиях Украины непрерывное получение технологического пара простым сжиганием топлива в котлах высокого давления или более эффективным — в когенерационных установках, представляется нерациональным и сопряжено с излишней экологической нагрузкой. Природный газ является дефицитным, и его цена постоянно возрастает. В Украине имеется в наличии большой ночной избыток электрогенерирующих мощностей, а значительные потери энергии при аккумуляровании приводят к излишней экологической нагрузке.

Капитальные затраты на 1 кВт установленной электрической мощности когенерационных установок, вырабатывающих одновременно с электроэнергией примерно такое же количество тепла в виде водяного пара, составляют более 1000 долл. Поскольку величина удельных капитальных затрат на 1 кВт выработанного тепла для роторных систем с электрическим приводом на порядок меньше, можно предположить экономическую целесообразность дооснащения ими систем теплоснабжения химических производств. Поочередное применение когенерационных и роторных парогенераторов в течение 1 сут может существенно снизить эксплуатационные расходы на выработку пара за счет использования электроэнергии в ночное время (при наличии льготного тарифа) и включения

когенерационных установок на время пиковых нагрузок энергосистемы.

Экономические оценки были проведены на основе предположения о сохранении энергетической эффективности парогенерации при увеличении мощности гидродинамических агрегатов. В качестве базы для сопоставления было выбрано теплофикационное теплоснабжение по существующему тарифу (482,9 грн/Гкал), что в пересчете составляет 0,4139 грн/кВт·ч. Эксплуатационный выигрыш существенно зависит от класса потребителя электроэнергии и может быть рассчитан по формуле

$$\Delta E_{\text{экс}} = T_{\text{теп}} - K_{\text{пон}} T_{\text{эп}}^{\text{кл}}, \quad (10)$$

где $\Delta E_{\text{экс}}$ — эксплуатационный выигрыш за счет льготного тарифа на электроэнергию; $T_{\text{теп}}$ — тариф на теплоснабжение, грн/кВт·ч; $K_{\text{пон}}$ — ночной понижающий коэффициент, $K_{\text{пон}} = 0,4$; $T_{\text{эп}}^{\text{кл}}$ — тариф на электроэнергию.

Согласно (10), для потребителей 1-го класса (тариф 0,5 грн/кВт·ч) эксплуатационный выигрыш составляет 0,2139 грн/кВт·ч, для потребителей 2-го класса (тариф 0,72 грн/кВт·ч) — 0,1259 грн/кВт·ч.

Цена тепла, подводимого паром постоянно и более высокого температурного потенциала, имеет более высокий уровень по сравнению с заложенной в формулу (10) величиной тарифа на теплофикационное теплоснабжение. Эта разница в ценах входит в запас расчетных экономических характеристик.

Из приведенного в первых разделах анализа следует, что повышение давления пара снижает энергетическую эффективность его выработки гидродинамическими парогенераторами. Эффективность любой топливной нагревательной системы при повышении давления вырабатываемого пара также снижается. В первом приближении можно предположить, что снижение эффективности гидродинамической и котловой парогенерации происходит в одинаковой степени. Тогда сроки окупаемости, рассчитанные для парогенераторов малого избыточного давления пара, сохранятся и при более высоких давлениях парогенерации.

Для повышения точности расчетов экономических характеристик была проведена оценка капитальных затрат на создание электрических парогенераторов в условиях массового производства электродвигателей и технологических блоков.

На рис.4 представлены обобщенные данные о цене, приведенной к 1 кВт мощности, с учетом налога на добавленную стоимость различ-

ных электрических двигателей, производимых и реализуемых в Российской Федерации.

Капитальные затраты на создание роторных парогенерирующих агрегатов приняты вдвое более высокими по сравнению с затратами на их приводные электродвигатели. Переводной коэффициент гривна : рубль принят равным 1 : 4. Для расчета сроков окупаемости электрических парогенераторов по экономии расходов на энергообеспечение была использована следующая формула:

$$\tau_0 = K_{\text{з}}(P_{\text{эд}})/\Delta E_{\text{экс}}. \quad (11)$$

Величины $\Delta E_{\text{экс}}$, необходимые для расчетов по (11), были определены выше. Согласно рис.4, в зоне их минимума капитальные затраты на единицу мощности электродвигателей (и соответственно парогенераторов) равны в среднем примерно 350 грн/кВт·ч. Срок окупаемости по экономии на стоимости потребляемого энергоносителя составляет для потребителей электроэнергии 1-го класса 1600 ч, 2-го класса — 2780 ч. В зонах повышенных капитальных затрат (в среднем 425 грн/кВт·ч) (см. рис.3) для потребителей электроэнергии 1-го класса — примерно 2000 ч, 2-го класса — 3380 ч. Количество ночных часов на протяжении года принято равным 2500. При расчете сроков окупаемости не учитывалось снижение эксплуатационных затрат за счет меньшего расхода моторесурса газотурбинной или газопоршневой установки в составе когенерационной системы производства пара. Это снижение идет в запас оценок.

Таким образом, срок окупаемости дооснащения когенерационных систем теплоснабжения парогенераторами, использующими ночные потери электрогенерирующих предприятий, по оптимистичной оценке уровня капитальных затрат на парогенераторы массового производства, составляет от 1 года до 1,5 лет. Расчетные величины срока окупаемости парогенераторов еди-

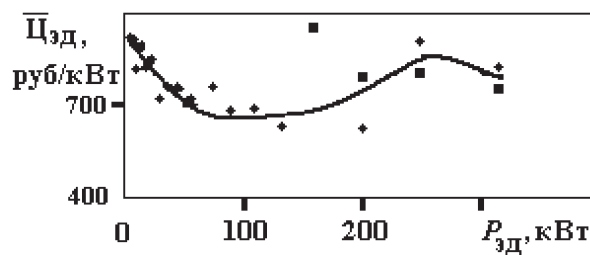


Рис.4. Приведенная к 1 кВт мощности цена электродвигателей производства РФ типа АИР (звездочки) и АН (квадратики).

ничного производства в 2–3 раза выше. Для достижения низких сроков окупаемости необходимо развитое национальное производство электродвигателей и создание специализированных технологических линий массового производства парогенераторов.

Рассмотренный вариант производства пара имеет экологические преимущества по сравнению с существующими котловыми системами теплоснабжения химических производств. Прямой экологический эффект состоит в уменьшении времени работы когенерационных установок в течение суток и, следовательно, уменьшении количества сжигаемого топлива в городах, где расположены химические производства. Косвенный экологический эффект состоит в уменьшении потерь электрогенерирующих предприятий единой энергосистемы, имеющих место при аккумулировании электроэнергии в ночное время.

Испарение жидкостей за счет механического вращения ротора базируется на сложных гидродинамических и тепловых процессах, которые только начинают изучаться. В данной работе предложено физическое объяснение сохранению эффективных гидродинамических тепловыделений в роторных парогенераторах после закипания парообразующей жидкости.

Новые способы испарения могут стать основой для создания теплоэнергетических систем с принципиально новыми потребительскими свойствами. Экономически целесообразным является создание автономных источников тепла малых мощностей с прямым преобразованием кинетической энергии потоков воды. Экологические преимущества подобных систем — это отсутствие загрязняющих дымовых газов и зольных остатков, а также отсутствие необходимости в создании крупных гидросооружений.

Применение роторных парогенераторов с электрическим приводом позволяет диверсифицировать энергоснабжение химических производств непрерывного цикла. Вместо природного газа предполагается использование электроэнергии в периоды суточного падения ее потребления. Снижение затрат на топливо и относительно малые дополнительные капитальные затраты определяют возможность быстрой окупаемости. За счет уменьшения объемов сжигания органического топлива и уровня потерь электрогенерирующих мощностей прогнозируется экологический эффект.

Выводы

Предложены простейшие гидродинамические и тепловые модели процессов испарения в роторных парогенераторах с внутренней сепарацией паровой фазы.

Указанные модели предполагают необходимость формирования парообразующей жидкости во вращающееся кольцо, по радиусу которого существенно нарастает давление.

Гидродинамический нагрев осуществляется в периферийных зонах вращающегося кольца, где кипение подавляется за счет повышенного давления и постоянного обновления жидкости. Интенсивное кипение нагретой жидкости происходит при ее расширении в слое кольца наименьших радиусов.

Применение роторных парогенераторов, приводимых энергией движения потоков воды, а также роторных парогенераторов с электрическим приводом, в ночное время имеет экономические, ресурсосберегающие и экологические преимущества.

Список литературы

1. Пат. 2267717 РФ, МКИ⁸ F 24 J 3/00. Нагреватель жидкости / Л.П.Фоминский. — Оpubл. 10.01.06.
2. Пат. 85851 Укр., МКИ⁸ F 22 В 3/00, F 24 J 3/00. Пристрій для нагрівання рідини (парогенератор) / Б.М.Посмітний, Ю.І.Горпинко. — Оpubл. 10.03.09, Бюл. № 5.
3. Пат. на корис. модель 41290 Укр., МКИ⁸ F 22 В 3/00, F 24 J 3/00. Парогенератор / Ю.І.Горпинко, Б.М.Посмітний, О.В.Кравченко. — Оpubл. 12.05.09, Бюл. № 9.
4. Пат. на полез. модель 52976 РФ, МКИ⁸ U1, F 22 В 3/06, F 22 В 27/00. Роторный кавитационный парогенератор / А.П.Архипов, В.Н.Горянин. — Оpubл. 27.04.06.
5. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Активизация дополнительных энерговыделений в вихревых теплогенераторах на основе трубы Ранка // Вестн. Харьк. нац. автотор. ун-та. — 2005. — Вып. 29. — С. 181–183.
6. Долинский А.А., Павленко А.М., Басок Б.И. Теплофизические процессы в эмульсиях. Получение, использование, утилизация. — Киев : Наук. думка, 2005. — 264 с.
7. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Необычные физические эффекты, выявленные при работе сверхъединичных теплогенераторов // Вестн. Харьк. нац. автотор. ун-та. — 2005. — Вып. 30. — С. 143–145.
8. Теплотехнический справочник / Под общ. ред. В.Н.Юрьева, П.Д.Лебедева. — М. : Энергия, 1976. — Т. 2. — 896 с.
9. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. — М. : Энергия, 1965. — 399 с.
10. Посметный Б.М., Горпинко Ю.И. Проблемы повышения конкурентоспособности роторно-кавитационных нагревателей жидкости // Вестн. Харьк. нац. автотор. ун-та. — 2005. — Вып. 30. — С. 136–138.

11. Исследование отрасли альтернативной энергетики Республики Казахстан. Том 3 : Перспективные сегменты отрасли альтернативной энергетики // www.nif/kz/download/1189/ТомIII.pdf.
12. Справочник нефтехимика / Под ред. С.К.Огородникова. — Л. : Химия, 1978. — 592 с.
13. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. — М. : Госхимиздат, 1961. — 832 с.
14. Арутюнян Н.С., Аришева Е.А., Янова Л.И. и др. Технология переработки жиров. — М. : Агропромиздат, 1985. — 368 с.
15. Патон Б.Е., Халатов А.А. Помогут ли газовые турбины преодолеть проблемы энергосистемы Украины? // Зеркало недели. — 2008. — 12 дек.

Поступила в редакцию 07.04.11

The Ecological Aspects of Rotary Hydrodynamic Steam Generators with Vapour Phase Internal Separation

Gorpinko Yu.I., Kravchenko O.V.

Institute for Mechanical Engineering Problems of NASU, Kharkov

The designs and operating modes of existing steam generators of hydrodynamic heating with vapour phase internal separation is presented. The simplest hydrodynamic and thermal models of liquids evaporation in them are proposed. The possibility of effective and economic low power heat sources development based on renewable energy direct conversion of water flows is displayed. The expediency of application of hydrodynamic steam generators with electric drive for heat supply of uninterrupted chemical plants alternately with cogeneration units in daily electricity consumption drop hours is proved.

Key words: steam generator, rotor, hydrodynamic heating, cavitation thermal emissions, rotating liquid annulus, renewable energy.

Received April 7, 2011

UDK 662.69

Biofuel as Alternative Energy Carrier : Current Status, European Policies, Market and Production Level

**Sharma V.K.¹, Braccio G.¹, Freda C.¹, Antoshchuk T.²,
Pyanykh K.³, Karp I.³, Zinoviev S.⁴**

¹ *Technical Unit for Technologies, ENEA Research Centre Trisaia, Italy*

² *Fellow of ICS-UNIDO Fellowship Programme, ICS-UNIDO, Trieste, Italy*

³ *The Gas Institute of NASof Ukraine, Kiev, Ukraine*

⁴ *ICS-UNIDO, AREA Science Park, Trieste, Italy*

Biofuels could be an appropriate way to reduce green house gas (GHG) emissions and to reduce the amount of fossil fuels burned. Two most common types of biofuels which are being developed and presently available on a commercial basis, are Ethanol and Biodiesel along with their derivatives. Biodiesel is the biofuel with the most rapid rate of market growth. European biodiesel industry is well established with a significant continuous increase in its production. In order to support the use of biodiesel and biofuel World-wide, especially, in developing countries where fossil energy use GHG emission will rise exponentially, there is a utmost necessity for international co-operation. The questions of biofuel industrial production, financial incentives, legislation, investment potential et. al. will be discussed in this publication.

Key words: ethanol, biodiesel.