

Алиев Н.А., докт. техн. наук, проф. (НИИГМ им. М.М. Федорова)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТЕРМОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН

Интенсификация потребления энергии современным обществом и соответственно истощение природных запасов невозобновляемого топлива, возрастающее загрязнение окружающей среды отходами генерирующих производств, глобальное воздействие парникового эффекта на климат Земли определяют факторы поиска нетрадиционных и возобновляемых источников получения энергии со снижением и полным отказом от использования углеводородного топлива.

В статье разработан и реализован принцип гидродинамического нагрева, генерируемого колебательными, кумулятивными процессами, формирующимися в движущейся жидкости, при механическом воздействии на жидкую или реологическую среду в турбулентном потоке. Разработаны и испытаны как на стенде, так и в промышленных условиях динамические турбомашины, в которых генерируется гидродинамический тепловой нагрев жидкой среды с постоянным коэффициентом преобразования энергии и теплопроизводительностью, позволяющей использовать агрегаты для создания температурных полей в автономных замкнутых системах теплоснабжения, теплофикации локальных стационарных объектов, а также в технологических процессах, требующих изменения реологических свойств обрабатываемых сред путем температурного воздействия на них.

Интенсификация потребления энергии современным обществом и соответственно истощение природных запасов невозобновляемого топлива, возрастающее загрязнение окружающей среды отходами генерирующих производств, глобальное воздействие парникового эффекта на климат Земли определяют факторы поиска нетрадиционных и возобновляемых источников получения энергии со снижением и полным отказом от использования углеводородного топлива.

В статье разработан и реализован принцип гидродинамического нагрева, генерируемого колебательными, кумулятивными процессами, формирующимися в движущейся жидкости, при механическом воздействии на жидкую или реологическую среду в турбулентном потоке. Разработаны и испытаны как на стенде, так и в промышленных условиях динамические турбомашины, в которых генерируется гидродинамический тепловой нагрев жидкой среды с постоянным коэффициентом преобразования энергии и теплопроизводительностью, позволяющей использовать агрегаты для создания температурных полей в автономных замкнутых системах теплоснабжения, теплофикации локальных стационарных объектов, а также в технологических процессах, требующих изменения реологических свойств обрабатываемых сред путем температурного воздействия на них.

The intensification of the energy consumption by the modern society and, correspondently, the decrease of the natural resources of the non-restored fuel, the increase of the pollution of the environment with the generating production wastes, global influence of the greenhouse effect upon the Earth climate define the factors of the search of the untraditional of the untraditional and renewable sources of the receiving energy with the decrease and full refusal from the hydrogen fuel usage.

Elaborated and put into practice the principle of the hydrodynamic heating, generated with fluctuative cumulative processes, which are formed in the moving liquid, with the mechanical impact upon the liquid or rheological sphere in turbulent stream. Elaborated and tested both on the board and in the conditions of the industrial enterprise dynamic turbo machines, where hydrodynamic heating of the liquid sphere with constant coefficient of the energy transformation is generated and thermal

productivity, allowing to use the aggregates for creating the temperature fields in the autonomy closed systems of the power supply, power-and-heat supply of the local stational objects and also in the technological processes, requiring the change of rheological properties if the processed environment with the help of the temperature impact.

КС: динамические турбомашинны, температурное воздействие, турбулентный поток, жидкая среда, коэффициент преобразования энергии.

Фундаментальными источниками генерации энергии большой мощности, основанными на современных физических представлениях, являются электрическая, тепловая, химическая, механическая, а также ядерная энергии [1]. Причем за последние тридцать лет минеральные энергоносители – нефть, газ, уголь, а также уран обеспечивали 97-98% мирового производства энергии. Из них 28% промышленного потребления так называемого невозобновляемого углеводородного топлива приходится на нефть, 20% – на долю природного газа и около 32% – каменного угля, являющегося экологически небезопасным топливом, добыча и сжигание которого наносят вред окружающей среде [2].

На долю гидроэнергетики и атомной энергии приходится не более 15%, остальные 5% - это малая энергетика, а также нетрадиционные и возобновляемые источники энергии (НВИЭ), в том числе – ветер, солнце, геотермальные источники, энергия биомассы, приливная и волновая энергетика [3, 4].

При этом прогрессирующее, скачкообразное увеличение мирового потребления энергии произошло за последние двести лет – оно возросло в 30 раз и составило в 2010 г. 14,3 Гт.у.т/год. По расчетам специалистов энергопотребление человечества к 2035 г. должно достичь величины, в полтора раза превосходящей затраты энергии периода 2010-2012 гг., а к 2050 г. производство энергии возрастет примерно в три раза по сравнению с нынешним уровнем [4].

В совокупности анализ темпов потребления энергоносителей, истощение природных запасов невозобновляемого топлива, техногенные катастрофы, опасность заражения радиацией больших природных массивов определяют один из главных факторов поиска и использования альтернативных, возобновляемых источников получения энергии со снижением (вплоть до полного отказа) использования углеводородного топлива и урана [2,4].

Вторым, не менее важным, фактором минимизации объемов выработки энергии за счет использования невозобновляемого топлива является возрастающее загрязнение окружающей среды отходами генерирующих производств. Эти отходы значительны по массе и насыщены большим количеством вредных компонентов, в том числе диоксида углерода CO_2 , диоксида серы SO_2 , окислов азота, метана CH_4 , соединений фтора, токсичных металлов (мышьяка, свинца, таллия, ванадия) и других элементов [2]. Все это приводит к глобализации парникового (оранжерейного) эффекта – повсеместному росту температуры, интенсивному таянию ледовых полей, увеличению числа разрушительных тайфунов, ураганов, сильных наводнений и засухи, нарушению жизнедеятельности биогенеза, миграции и исчезновению представителей фауны и флоры [4].

Доминирующими и развивающимися областями НВИЭ являются генерации: солнечная, ветровая, геотермальная и приливная энергетика, биологическое топливо, представленное в промышленных условиях биоэтанолом, вырабатываемом из кукурузы, сахарного и канарского тростника, рапса, мискантуса (серебряная или слоновья трава), проса прутьевидного (*Panicum virgatum*) и т.д. К биологической генерации энергии относятся также топливные элементы типа пеллет, брикеты из отходов древесины и подсолнечной лузги и т.д.

В 2009 г. совокупный объем рынка по указанным энергетическим технологиям превысил 77,3 млрд. долл., а на 2017 год прогнозируется его рост до 254 млрд. долл. При этом нельзя не принимать во внимание использование и таких источников генерации энергии, как малая

гидроэнергетика (мощностью до 30 МВт при мощности единичного агрегата не более 10 МВт) [2,3] и др.

Вышеперечисленные виды источников нетрадиционной и возобновляемой энергии при существенных преимуществах (экологической чистоте, неисчерпаемости, низких эксплуатационных затратах) имеют также и негативную сторону: нестабильность и бесконтрольность колебаний показателей, изменчивость во времени характеристик и, самое основное, – малую удельную мощность. Последний критерий – малая удельная мощность, по мнению академика П.Л.Капицы, является основополагающим при решении вопросов генерации больших мощностей и замены существующих, наиболее употребляемых видов энергии - электрической, тепловой, химической, механической, а также ядерной на НВИЭ [1]. Следует отметить, что к перечисленным видам энергии (в ранних публикациях, связанных с данной проблемой) академик П.Л.Капица добавлял возможное использование при получении, преобразовании и консервировании в системах энергетики больших мощностей кумулятивного эффекта как физического процесса, обладающего большой удельной мощностью[1].

Принцип генерации тепловой энергии с использованием эффекта кумуляции [2,4], по предложению автора этой статьи, реализован в конструкции агрегата аномальной генерации тепла (агрегат термодинамический многосекционный – далее АТМ) с последующим переходом на более высокотехнологичный способ использования НВИЭ.

Разработанный агрегат представляет собой установку, в которой реализован способ гидродинамического теплового нагрева, генерируемого в динамических турбомашинах колебательными, кумулятивными процессами, формирующимися в движущейся жидкости, на встречных потоках с помощью механического воздействия на жидкую или реологическую среду. Теоретические расчеты показывают, что скорости встречи движущихся вращающимся фронтом струй могут достигать величин, превышающих сотни метров в секунду. В результате кинетическая энергия соударяющихся частиц жидкости вызывает кумулятивный эффект, чередующийся с местными гидравлическими ударами, сопровождающимися забросами давления и температуры в локальном объеме [2,4].

Эффективность и практическое применение разработанных агрегатов, а также выявление детерминизма процессов, формирующих как аномальную генерацию тепла, так и обеспечение различных высокотемпературных технологических процессов, возможны при прохождении ими цикла стендовых, опытно-исследовательских, а также эксплуатационных испытаний, осуществляемых непосредственно на тепловых станциях объектов жилого и социального назначения.

Общий вид испытательного стенда СдАТМ для исследования рабочих характеристик и температурных режимов агрегатов АТМ представлен на рис.1, гидравлическая схема и информационно-метрологическое обеспечение приведены в [3] (рис.2, 3). Стендовые испытания проводились с широкой вариацией рабочих характеристик агрегатов, в том числе тепловой



Рис.1. Стенд СдАТМ для комплексных испытаний термодинамических многосекционных установок. Вид на агрегат аномальной генерации тепла и вакуумный узел вращающегося фронта кумулятивных струй

мощности, при близких внешних условиях и легли в основу разработки типоразмерного ряда при условии повторяемости их параметров для технологически аутентичных машин.

Конструктивно стенд обеспечивает как условия нагружения агрегатов, так и метрологический контроль всего варьируемого диапазона рабочих параметров и рабочих характеристик, в том числе тепловой мощности, напоров, производительности, вибрации, чисел оборотов, температурных режимов основных узлов, мощности, тока, скоростей перемещения рабочей среды в проточной части, температуры всасывающего и нагнетательного трактов, а также накопительного ресивера.

Для динамических машин и агрегатов целью стендовых испытаний являются воспроизводство и подтверждение повторяемости технических характеристик во временном интервале, оптимальных режимных зонах для аутентичных сборок с минимизацией влияния величины погрешности, вносимой в процесс износом и эрозией их рабочих элементов.

В разработанных и испытанных на стенде СдАТМ (рис. 1), а также на объектах жилого и социального назначения АТМ (рис. 2,3,4) на всасывающем тракте установлен вакуумирующий узел с формированием вращающегося потока, сечение которого изменяется от периферии к центру проточной части машины, а каждый из круговых потоков сформирован конечным числом струй, разделенных между собой промежуточными перемычками. Агрегаты описанного типа



Рис. 2. Термодинамический многосекционный агрегат большой мощности на теплоцентрали одной из школ Украины. Вид на узел генерации тепла и вакуумирующую систему



Рис. 3. Агрегат термодинамический трехступенчатый на одной из тепловых станций Украины. Вид сбоку на установку и частотный преобразователь ATV-21

предназначены для систем отопления, работающих на химически нейтральной воде, имеющей

водородный показатель pH 7-8,5, с массовой долей механических примесей не более 0,2%, размером твердых частиц не более 0,2 мм, микротвердостью не более 1,47 ГПа.

Конструктивная схема агрегата представляет собой турбодинамическую установку, соединенную посредством упруго-втулочной пальцевой муфты с электродвигателем, работающую от сети с напряжением $U=380$ вольт, вариацией числа оборотов частотным преобразователем с диапазоном регулирования частоты тока, соответствующим вращению вала электродвигателя от 0 до 3200 мин^{-1} .

Широкомасштабные испытания описываемых АТМ проведены на различных объектах жилого и социального назначения в Украине при различных природных условиях и внешних температурах с



Рис. 4. Комплекс термодинамических многосекционных агрегатов при их совместной работе на сеть в теплоцентрали одного из лечебно-профилактических пансионатов Украины. Компоновка комплекса при параллельной коммутации трех- и четырех-ступенчатых машин на нагнетательный трубопровод

построением трендов изменения основных параметров агрегатов – температуры рабочей среды, мощности, производительности, тепловой мощности, теплопроизводительности, напора, градиентов температуры в направлении от всасывающего до нагнетательного трактов, комплекса вибропараметров. Вариация скороподъемности и прироста температур в агрегате осуществлялась как компоновкой ротора с изменением числа рабочих колес, модификациейточной части, так и

частотой вращения ротора при изменении частоты тока. Важнейшим является факт получения в агрегате верхнего, заранее заданного граничного значения температуры, достижение которого при любом временном интервале работы установки становится асимптотическим. Тем самым обеспечиваются безопасность работы машины, ее герметичность, постоянство рабочих и технологических зазоров, что является одним из важных преимуществ разработки [4]. Агрегаты минимизированы по вибронегруженности и звуковому давлению, так как все элементы ротора подвергнуты динамической балансировке на рабочих оборотах и детерминированному их распределению на роторе [5, 6, 7].

В основу оценки тепловой мощности и теплопроизводительности агрегатов положена методика, отработанная и стандартизированная DIN 4701 (ч. 3) «Расчет установок для обогрева помещений» и DIN EN 442 «Радиаторы для помещений. Нормируемая отопительная нагрузка». В основу расчета тепловой мощности агрегата положены пропорциональность тепловой мощности массовому расходу рабочей среды и разности теплоносителя в подающем и нагнетательном трубопроводах системы в единицу времени, то есть

$$Q = m_{\omega} \cdot C_{\omega} \cdot (t_{nm} - t_{om}), [\text{Вт}], \quad (1)$$

где m_w – массовый расход воды, кг/с; $C_w=4,1868$ кДж/кг; K – удельная теплоемкость воды, $K=4186,8$ Дж/кг; $t_{nm} - t_{om}$ – действительная разность температур теплоносителя в подающем и нагнетательном трубопроводах.

Проведены многопараметрические испытания агрегатов на стендах и тепловых станциях отопления объектов жилого и социального назначения с вариацией конструктивных, геометрических и кинематических параметров проточной части созданного типоразмерного ряда позволили получить величины тепловой мощности и теплопроизводительности машин, выявить особенности их работы и эксплуатации. Тренды изменения температур во временных интервалах, а также их градиентов приведены на рис. 5-11, где кроме полученных результатов эксперимента (рис. 5) нанесены уравнения аппроксимации зависимости «температура-время» с выделением характерных участков или точек изменения условий эксперимента. На основе экспериментальных данных для характерных участков тренда определены коэффициенты угла наклона аппроксимирующих зависимостей, являющиеся характеристикой скороподъемности компоновки, и путем сравнения их между собой проведена оптимизация теплопроизводящих сборок температурных блоков.

На рис. 6 приведены для сравнения два тренда изменения температуры от времени для двух аутентичных сборок при вариации исходных условий работы вакуумирующего узла— к примеру, числа включений количества гидроэлеваторов, частоты вращения ротора, геометрии проточной части и т.д. В целом такой метод анализа позволяет оценивать и анализировать эффективность теплопроизводящих сборок как по временным интервалам, так и при вариации параметров.

К примеру, для условной роторной сборки № 1 (схема №27-29.07) с включенным вакуумирующим узлом и выключенными гидроэлеваторами во временном интервале с момента пуска до 950-ой минуты работы АТМ (рис. 7) уравнение аппроксимации температуры нагнетательного тракта от времени представляет линейную зависимость

$$t=0,0222 T+38,031, \quad (2)$$

где t – температура рабочей среды в термодинамическом агрегате;

T – время работы системы.

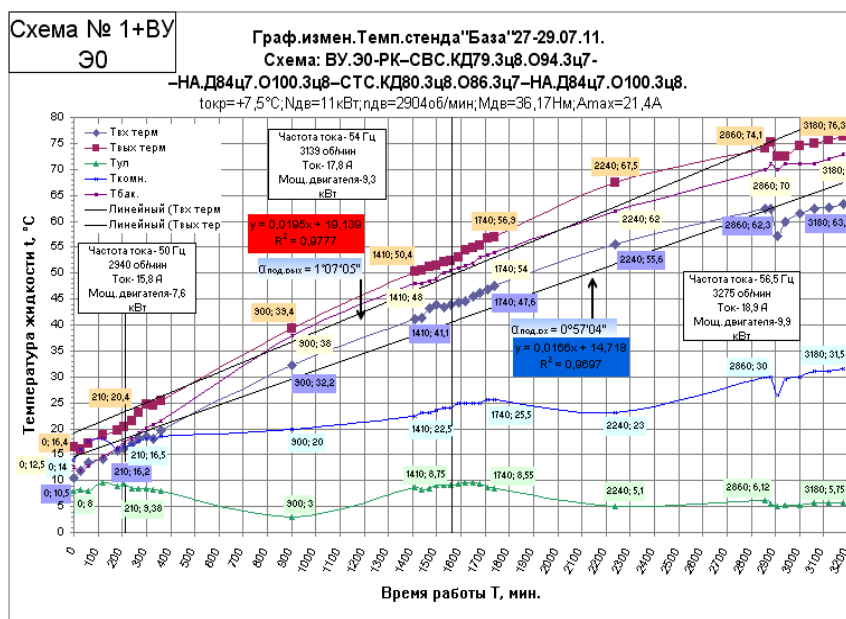


Рис. 5. Тренд температуры термодинамического трехсекционного агрегата во временном интервале с момента пуска до 3200 мин. работы для условной роторной сборки №27-29.07.11

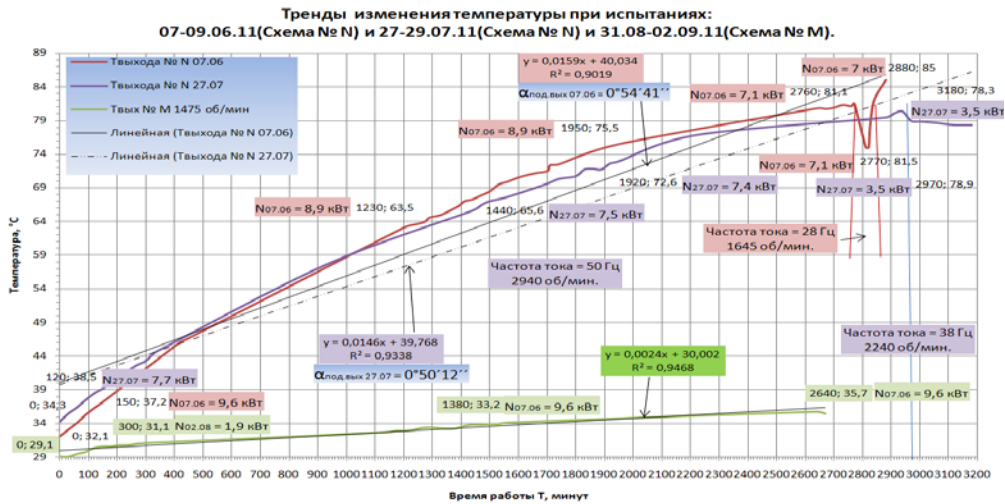


Рис. 6. Тренды температур агрегата термодинамического трехступенчатого. Сопоставление схемы № 07-09.06 с вакуумирующим узлом без гидроэлеваторов 1-4 с трендом температур схемы №27-29.07 с вакуумирующим узлом при включении гидроэлеваторов 1-4



Рис.7. Тренд температуры агрегата термодинамического трехступенчатого во временном интервале от момента пуска до 960 мин. при различных компоновках проточной части. Сопоставление схемы №1 с вакуумирующим узлом с трендом температур схемы № 1 с ВУ при включении элеваторов 1-4

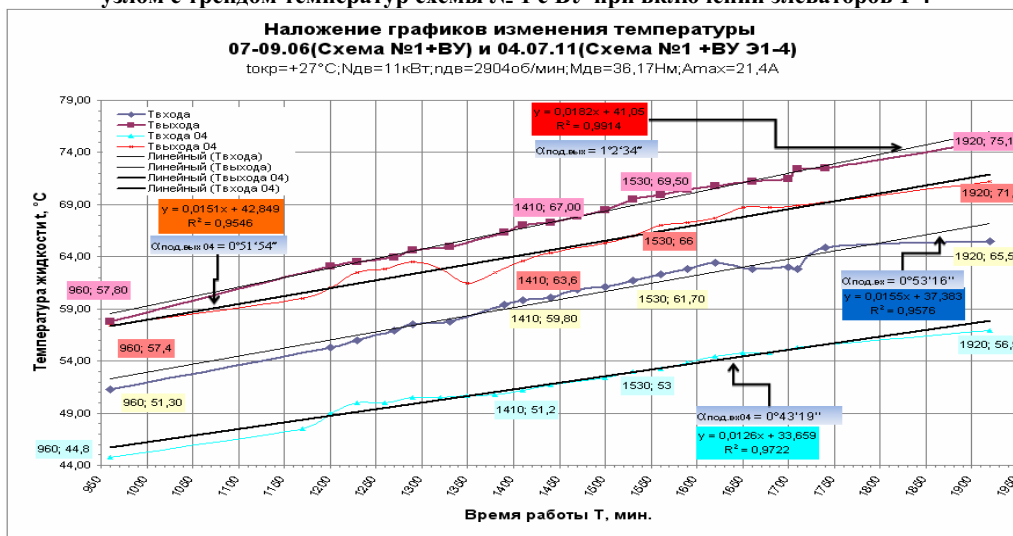


Рис. 8. Тренд температуры агрегата термодинамического трехступенчатого во временном интервале от момента пуска от 960 мин. до 1960 мин. при различных компоновках проточной части. Сопоставление схемы №1 с вакуумирующим узлом с трендом температур схемы № 1 с ВУ при включении элеваторов 1-4

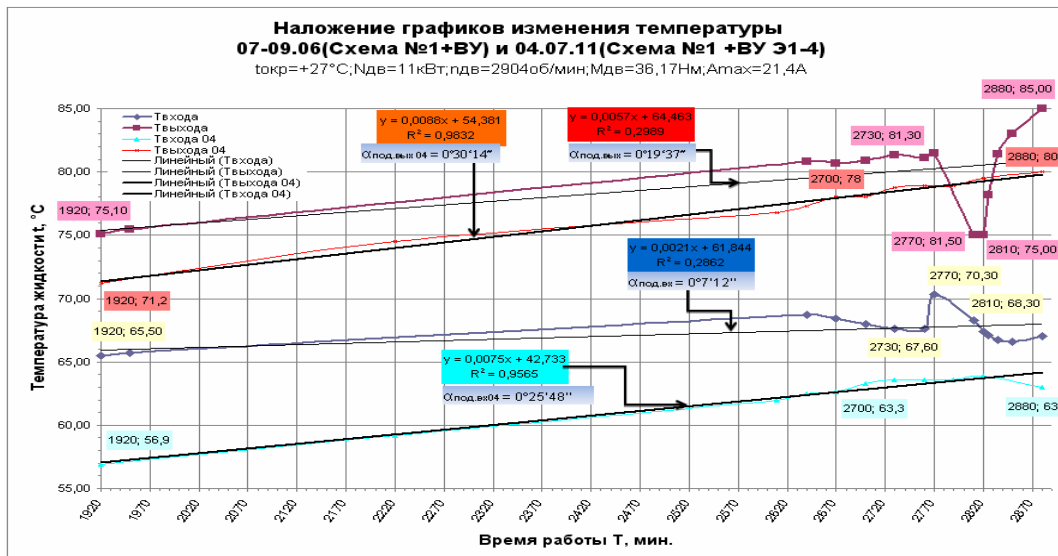


Рис. 9. Тренд температуры агрегата термодинамического трехступенчатого во временном интервале от 1960 мин. до 2870 мин. при различных компоновках проточной части. Сопоставление схемы №1 с вакуумирующим узлом с трендом температур схемы №1 с ВУ при включении гидроэлеваторов 1-4

Для сборки №1 с включенным вакуумирующим узлом и работой четырех гидроэлеваторов (рис. 8, схема №07-09.06) во временном интервале от 960 до 1960 минут уравнение аппроксимации температуры нагнетательного тракта во времени представлено также линейной зависимостью

$$t = 0,0182 T + 41,050. \quad (3)$$

Сравнение и анализ эффективности работы аутентичных по компоновке схем и оценка повторяемости технических характеристик во временном интервале проводились сопоставлением их трендов (рис. 6–9) в равных интервалах времени.

Анализ полученных зависимостей (для сборок № 07-09.06.и №04-07.11) показывает, что в момент разгона системы и стабилизации процесса угол подъема $\alpha_{под.вых.1} = 1^{\circ}16'20''$ (интервал времени 0...950 мин.) больше угла подъема $\alpha_{под.вых.2} = 1^{\circ}2'34''$ (интервал времени 950...1950 мин.), то есть скороподъемность на данном интервале максимальная и достигает осредненной величины 2...1,5 °С в час. По мере увеличения температуры скороподъемность падает, в интервале времени 950... 1960 мин. составляет 1,04 °С (рис.8) и по мере роста температуры до 84...85°С стабилизируется в пределах 0,75...0,8 °С (рис.9).

Проведенные в течение ряда лет эксперименты показали, что в зависимости от компоновки проточной части агрегатов, конструктивных особенностей вакуумирующего узла, количества специальных гидроэлеваторных систем осредненная величина градиента температур построенных агрегатов генерации тепла варьируется от 0,6 до 3⁰ С. Причем подъем, как и достижение максимальных температур в системе, происходил при 2/3 номинальной величины мощности электродвигателя. После выхода системы к граничным (предельным) температурам для данной компоновки снижение оборотов на 25...35% и их варьирование позволяют установить температуру, соответствующую комфортным условиям в отапливаемом помещении при потребляемой мощности в 30...35 % от номинальной мощности приводного электродвигателя. Дальнейшая эксплуатация агрегатов и поддержание необходимого градиента и температуры в системе производится при минимальной мощности, составляющей 30% от номинальной. При этом тепловая мощность для построенных агрегатов, определенная по DIN 4701 ч. 3 «Расчет установок для обогрева помещений» и DIN EN 442 «Радиаторы для помещений. Нормируемая отопительная нагрузка» с учетом полученных экспериментальных данных (рис. 5–9) может изменяться в довольно широких пределах при коэффициенте преобразования энергии (КПЭ), достигающем величин 3,5...5,5.

Подтверждение полученным величинам КПЭ и минимизации мощности относительно номинальной основано на экспериментальных данных и подтверждено метрологическими измерениями при широком спектре вариации параметров агрегатов как на стенде, так и на различных объектах социального назначения.

Для примера приведем несколько расчетных данных с определением теплопроизводительности агрегатов и КПЭ при вариации проточной части различными компоновками сборки ротора, частоты тока и, соответственно, частоты вращения, количеством гидроэлеваторов вакуумирующего узла и т.д., полученных по экспериментальным данным.

По данным испытаний имеем: объемный расход рабочей среды по расходомеру на нагнетательном трубопроводе: $Q=13 \text{ м}^3/\text{час}=0,00361 \text{ м}^3/\text{с}$; При этом массовый расход рабочей среды: $m_w=3,61 \text{ кг/с}$, дельта температур на нагнетательном и всасывающем трактах: $\Delta t=2,67^\circ\text{C}$. С учетом соотношения (1) для тепловой мощности получаем

$$Q_{\text{цкэн}} = m_w \cdot C_w \cdot (t_{\text{нм}} - t_{\text{ом}}) = 3,61 \text{ кг/с} \cdot 4186,8 \text{ Дж/кгК} \cdot 2,67^\circ\text{C} = 40355,31 \text{ Вт} = 40,36 \text{ кВт}.$$

Так как $1 \text{ кВт} \cdot \text{час} = 860 \text{ ккал/час}$, то теплопроизводительность в калориях в час: $Q_t = 40,36 \text{ кВт} \cdot 860 \text{ ккал/час} = 34705,56583 \text{ ккал/час}$. Данный расчет приведен при мощности потребляемой в системе $N_{\text{пот}}=7,9 \text{ кВт}$, относительно номинальной мощности электродвигателя $N_{\text{эл}}=11,0 \text{ кВт}$, при $n_{\text{эл}}=2950 \text{ об/мин}$. Для сравнения: по параметрам эффективности работы агрегатов АТМ и ТЭК-4 [2] – гидродинамического нагревателя при мощности в $N_{\text{эл}}=45 \text{ кВт}$, $n_{\text{эл}}=2950 \text{ об/мин}$, теплопроизводительность равна $Q_{\text{тэк}}=36000 \text{ ккал/час}$, т.е. приблизительно такое же, как для АТМ с мощностью двигателя в $N_{\text{эл}}=11,0 \text{ кВт}$. Коэффициент преобразования энергии $K_{\text{п.э.}} = Q_{\text{цкэн}} / N_{\text{пот}} = 40,36/7,9 = 5,1$.

Проведем расчет тепловой мощности АТМ для некоторых варьируемых режимов отработанных экспериментально на стенде.

Дата проведения эксперимента: 12.04.2011 г.

Время суток: 8.00.

Режим понижения оборотов от номинального: для двигателя $N_{\text{эл}}=11 \text{ кВт}$. от $n_{\text{эл}}=2950 \text{ об/мин}$ и частоты $\nu = 50 \text{ Гц}$ обороты ротора снижены до $n_p=2640 \text{ об/мин}$ (частота $\nu = 45 \text{ Гц}$). Температура: в подающем тракте $T_{\text{вх.}}=42,0^\circ\text{C}$; на нагнетательном тракте $T_{\text{вых.}}=44,4^\circ\text{C}$; температура машинного зала $T_{\text{м.зала}}=28,4^\circ\text{C}$; температура окружающей среды $T_{\text{ул.}}=20,7^\circ\text{C}$; давление в сети $P_{\text{вых.}}=2,5 \text{ атм}$; мощность потребляемая: $N_{\text{пот}}=6,5 \text{ кВт}$; Ток: $A_{\text{эл.}}=12,4 \text{ А}$. Закрыты все гидроэлеваторы вакуумирующего узла. Разница температур теплоносителя в подающем и нагнетательном тракте $\Delta t = 2,4^\circ\text{C}$.

Производительность агрегата $Q=10,6 \text{ м}^3/\text{час}=0,002944 \text{ м}^3/\text{с}$. При этом массовый расход рабочей среды $m_w=2,94 \text{ кг/с}$.

Тепловая мощность

$$Q_{\text{цкэн}} = m_w \cdot C_w \cdot (t_{\text{нм}} - t_{\text{ом}}) = 2,94 \cdot 4186,8 \cdot 2,4 = 29542,06 \text{ Вт} = 29,5421 \text{ кВт}.$$

Теплопроизводительность $Q_{\text{тэк}} = 29,54 \cdot 860,0 = 25406,2 \text{ ккал/час}$.

Коэффициент преобразования энергии $K_{\text{п.э.}} = Q_{\text{тэк}}/N_{\text{пот}} = 25,4/6,5 = 3,908$.

Дата проведения эксперимента: 18.07.2011 г.

Время суток: 16.00.

Режим понижения оборотов от номинального: от $n_{\text{эл}}=2950 \text{ об/мин}$ и частоты $\nu = 50 \text{ Гц}$ обороты ротора снижены до $n_p=2240 \text{ об/мин}$ (частота $\nu = 38 \text{ Гц}$). Температура: в подающем тракте $T_{\text{вх.}}=76,7^\circ\text{C}$; на нагнетательном тракте $T_{\text{вых.}}=78,3^\circ\text{C}$; температура машинного зала $T_{\text{м.зала}}=44,0^\circ\text{C}$; температура окружающей среды $T_{\text{ул.}}=31,0^\circ\text{C}$; давление в сети $P_{\text{вых.}}=2,9 \text{ атм}$; мощность потребляемая $N_{\text{пот}}=3,5 \text{ кВт}$; Ток $A_{\text{эл.}}=8,9 \text{ А}$. Закрыты все гидроэлеваторы вакуумирующего узла. Разница температур теплоносителя в подающем и нагнетательном тракте $\Delta t = 1,6^\circ\text{C}$.

Производительность агрегата $Q=8,4 \text{ м}^3/\text{час}=0,002333 \text{ м}^3/\text{с}$; при этом массовый расход рабочей среды: $m_w=2,333 \text{ кг/с}$.

$$\text{Тепловая мощность } Q_{\text{ц.э.н.}} = m_w \cdot C_w \cdot (t_{\text{нм}} - t_{\text{ом}}) = 2,333 \cdot 4186,8 \cdot 1,6 = 15606,89 \text{ Вт} = 15,61 \text{ кВт}.$$

$$\text{Теплопроизводительность } Q_{\text{т.э.к.}} = 15,61 \cdot 860,0 = 13424,6 \text{ ккал/час.}$$

$$\text{Коэффициент преобразования энергии } K_{\text{п.э.}} = Q_{\text{ц.э.н.}} / N_{\text{пот}} = 13,425/3,5 = 3,84.$$

Разброс рабочих параметров для однородных сборок с одинаковым количеством ступеней агрегатов АТМ не превышает 2,5...3%, скороподъемность температуры в выделенных временных интервалах равнозначная – отклонение не превышает 2...2,2%, вибрационные показатели соответствуют нормируемым пределам категории «хорошо» стандарта ISO 2372 и VDI 2056 (см. также ГОСТ ИСО 10816-1-97. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Часть 1.).

К примеру, для условной роторной сборки схема № 07-09.06 с включенным вакуумирующим узлом и выключенными гидроэлеваторами во временном интервале с момента пуска до 3200-ой минуты работы АТМ уравнение аппроксимации температуры нагнетательного тракта от времени представляет линейную зависимость (рис. 9)

$$t=0,0159 T+40,034, \quad (4)$$

где t – температура на нагнетательном тракте, в градусах Цельсия (ось ординат); T – время непрерывной работы агрегата с момента пуска, в минутах (ось абсцисс). При этом потребляемая мощность электродвигателя $N_{\text{пот.мощ}}=9,6 \text{ кВт}$ при номинальной мощности $N_{\text{ном.мощ}}=11 \text{ кВт}$, частоте тока $V=54 \text{ Гц}$, частоте вращения ротора $n=3139 \text{ мин}^{-1}$.

При разбиении тренда на участки (интервал 1) {0...950мин.}, 2) {950...1960мин.}, 3) {1960...2870мин.}) уравнения аппроксимации приобретают следующий вид:

$$1) t=0,0274T+32,920; \quad (5)$$

$$2) t=0,0182T+41,050; \quad (6)$$

$$3) t=0,0057T+64,463. \quad (7)$$

Величины достоверности аппроксимации зависимостей (4-7) температуры потока от времени в системе для всех интервалов лежат в пределах: $R^2=(0,9019 \dots 0,9468)$.

Для сборки № 27-29.07 с включенным вакуумирующим узлом и работой четырех гидроэлеваторов во временном интервале с момента пуска до $T=3200$ минуты работы агрегата АТМ уравнение аппроксимации температуры нагнетательного тракта во времени представлено также линейной зависимостью (рис. 9)

$$t=0,0146 T+39,768. \quad (8)$$

При этом потребляемая мощность электродвигателя $N_{\text{пот.мощ}} = 9,3 \text{ кВт}$ при номинальной мощности $N_{\text{ном.мощ}}=10,6 \text{ кВт}$., частоте тока $V=53,2 \text{ Гц}$, частоте вращения ротора $n=3074 \text{ мин}^{-1}$.

При разбиении тренда на участки (интервал 1){0...950мин.}, 2) {950...1960мин.}, 3) {1960...2870мин.}) уравнения аппроксимации приобретают следующий вид:

$$1) t=0,0204T+36,607; \quad (9)$$

$$2) t=0,0153T+46,182; \quad (10)$$

$$3) t=0,0049T+70,585. \quad (11)$$

Величины достоверности аппроксимации зависимостей (9-11) температуры потока от времени в системе для всех интервалов лежат в пределах $R^2=(0,9741 \dots 0,9868)$.

Сравнение коэффициента угла наклона линейной зависимости к оси абсцисс для двух схем при близких величинах свободного члена показывает отклонение их друг от друга не более 3 % и соблюдается при всех экспериментах на аутентичных сборках. Причем его величина, как и его порядок, в зависимостях типа (2-11) определяет дополнительно и степень асимптотического приближения к предельному значению температуры, которую можно получить для данной компоновки теплопроизводящих сборок. Скороподъемность температуры определена для данных сборок как угол наклона линейной зависимости к оси абсцисс(как было указано ранее): для

первой сборки №07-09.06 указанный угол равен $\alpha_{под.вых.1} = 1^{\circ}16'20''$, для сборки № 27-29.07 этот угол $\alpha_{под.вых.2} = 1^{\circ}2'34''$.

Сопоставление всех приведенных параметров, полученных при испытаниях, характеризует достаточно близкую воспроизводимость по тепловой генерации сборок и аутентичность их между собой. При этом разница по времени испытаний анализируемых схем составляла пятьдесят дней с полной заменой элементов теплопроизводящих сборок на вновь изготовленные. Полученные зависимости (2-11) являются основными соотношениями, определяющими рабочие характеристики АТМ при построении типоразмерного ряда агрегатов и вероятностные границы вариации их трендов.

Анализируя достаточно большую выборку полученных трендов температуры от времени в виде зависимостей типа (2-11), отмечено следующее.

1. На всех исследованных интервалах времени работы термодинамических установок трендовые характеристики температур описываются линейными зависимостями с величинами достоверности аппроксимации $R^2 \cong 1$ и при вариации их конструктивных, геометрических и кинематических параметров системы генерации тепла не приводят к возникновению нелинейной составляющей.

2. Работа и функционирование проточной части установок АТМ характеризуют систему обладающей в достаточной мере устойчивостью и саморегулируемостью, не формирующих при генерации тепла таких сложных нелинейных процессов, как кавитационные спонтанные процессы, холодный термоядерный синтез, ядерный распад, энергия "физического вакуума", «теплород» и т.д.

3. Построенные термодинамические установки генерации тепла АТМ обладают стабильностью при подъеме температуры для всех случаев испытаний и заданной компоновки, аутентичны по критериям «повторяемость» и «воспроизводимость». При этом подъем температуры рабочей среды происходит без резких скачков и, соответственно, не вызывает больших термических напряжений в деталях агрегата. Система обладает живучестью и адаптацией к переменным величинам зазоров, процессиям производительности и предельных величин напоров.

4. В построенную систему агрегатов аномальной генерации тепла заложены большой задел для ветвления системы и потенциал возможных будущих модернизаций - привода машины от специальных конических роторов с использованием эффекта Магнуса, ветродвигателей на основе волновых мультипликаторов, ветроэнергетических установок.

Под уровнем модернизационного потенциала в данном случае понимается также возможность выполнения агрегатов с увеличенным числом оборотов ротора, вариации угла раструба и глубины кумулятивной воронки, диаметра сопел, угла конфузора и т.д. К примеру, на рис. 6 приведены аппроксимации температур на входном тракте с вращением вала при $n=3139$ мин⁻¹(верхний) и при $n=1475$ мин⁻¹(нижний) графики. Скороподъемность верхней аппроксимации на порядок выше нижней при той же компоновке теплопроизводящих сборок. То есть при одной и той же сборке имеется возможность применять агрегаты для низкотемпературных технологических процессов с минимизацией оборотов. При необходимости тот же агрегат может быть использован в высокооборотной зоне при соответствующей трансформации узлов и деталей агрегата. В свою очередь высокооборотные роторы АТМ, как необходимость, требуют перехода на опорные узлы с подшипниками скольжения. Подшипники качения для такого случая должны быть заменены на подшипники скольжения, материалом для которых должен быть выбран высокопрочный модифицированный чугун, который может быть использован для примененных в конструкции выносных опорных кронштейнов и т.д. Вариация (уменьшение) температуры в системе при необходимости может осуществляться последовательным наращиванием (сокращением) числа теплопроизводящих сборок при увеличении (или уменьшении) вала ротора на необходимую длину без замены корпусных деталей. Компоновка АТМ может быть выполнена

многоэтажной, последовательной и параллельной, что также определяет уровень модернизационного потенциала разработанной системы.

К особенностям созданных агрегатов относится и то, что они могут быть встроены в параллельную работу с тепловой станцией, работать как в режиме производства тепла, так и в режиме подхвата температуры с возможностью отключения их при необходимости. Причем их воздействие на рабочую среду может осуществляться непосредственно в отапливаемом помещении, как это было сделано при испытаниях на некоторых объектах Украины (рис. 2,4).

Экспериментально была проверена также идея использования агрегатов в компоновке бустерной или параллельной коммутации нескольких машин с возможностью варьирования температурным режимом обогреваемого объекта. Проведенные испытания показали перспективность такого проектного решения (в необходимых случаях) и возможность управления температурным градиентом на нагнетательном тракте машин.

Конструктивными особенностями построенных установок АТМ и проведенными экспериментами подтверждено, что производительность проточной части от всасывающего до нагнетательного тракта и напоры являются переменными величинами. Поэтому предварительным расчетом их оценить не представляется возможным и соответственно предсказать и детерминировано определить температурные поля, как и градиенты температур исследуемых агрегатов, однозначно – проблемная задача. Требуется большая серия экспериментальных исследований, которая позволит при компоновке ротора с абсолютно идентичными сборками определить рабочие характеристики и параметры комплексов с параллельными и последовательными коммутациями машин и влияние их на температурный режим АТМ.

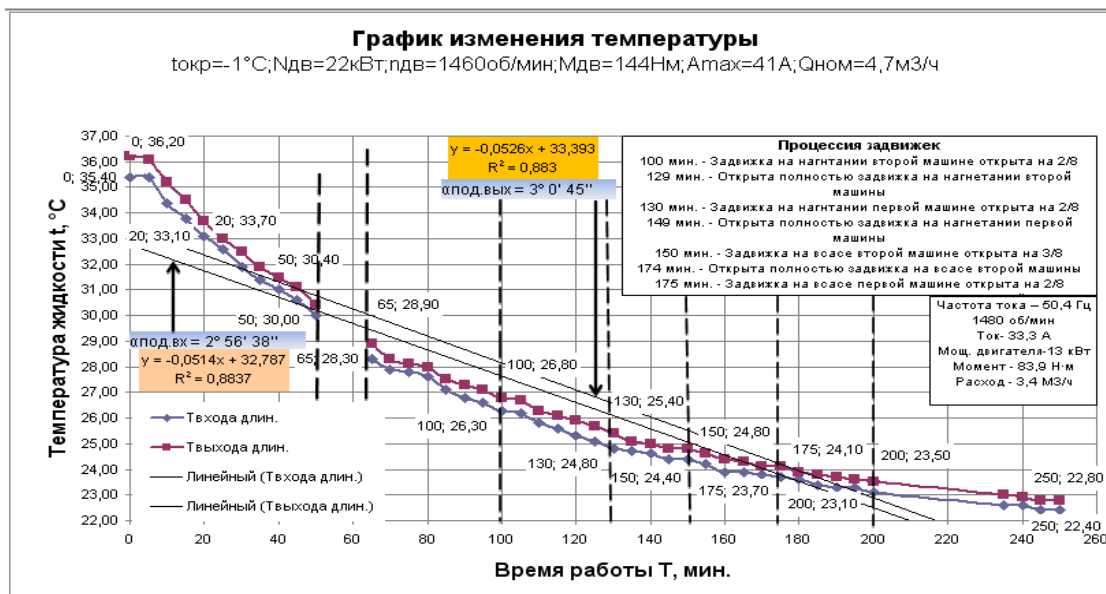


Рис. 10. Тренд температуры при параллельной коммутации машин на теплоцентрали одного из лечебно-профилактических пансионатов Украины (рис.4). Дата проведения эксперимента – 16.01.2011 г. Параллельная коммутация двух АТМ – трех- и четырехступенчатых агрегатов. Замеры температур произведены на входе и выходе четырехступенчатого агрегата

Согласно классическим воззрениям [8], последовательное соединение динамических нагнетательных турбомашин применяется для повышения напора, а параллельное – для повышения производительности. При крутой характеристике сети производительность совместно работающих параллельно турбомашин повышается до некоторой величины Q_s при небольшом росте напора. Однако эта производительность значительно меньше суммы производительности каждой из машин, работающих в одиночку, то есть $Q_s < Q'_s$, где $Q'_s = Q_1 + Q_2$; Q_1 – производительность первой, а Q_2 – производительность второй турбомашин. При последовательном (бустерном) соединении динамических турбомашин напор увеличивается до некоторой величины H_s , которая соотносится с суммарной величиной напоров двух машин как

$H_s < H'_s$, где $H'_s = (H_1 + H_2)$; H_1 –напор первой, H_2 –напор второй турбомашин. При этом следует отметить, что при последовательной работе динамических турбомашин повышение производительности бывает небольшим. С этой целью были построены агрегаты с постоянной величиной производительности на входе: трех- и четырехступенчатые с возможностью мобильной переналадки компоновочной схемы и использования ее как в последовательной, так и параллельной коммутации их на нагнетательный тракт (рис. 4). Установленные на теплоцентрали одного из лечебно-профилактических пансионатов Украины агрегаты испытывались как в параллельной, так и последовательной их коммутации с испытанием в течение времени выхода каждой из машин в стационарный режим. Компоновки исследовались в течение 24...30 часов с фиксацией производительности, напоров, вибрации и температурных полей каждого из агрегатов. Испытания проводились при отрицательной температуре окружающей среды ($-1^0...-8^0C$) с приводом на каждый агрегат минимально возможной (по характеристикам лопаточных решёток) частоты вращения ротора- $n=(1480...1490) \text{ мин}^{-1}$.

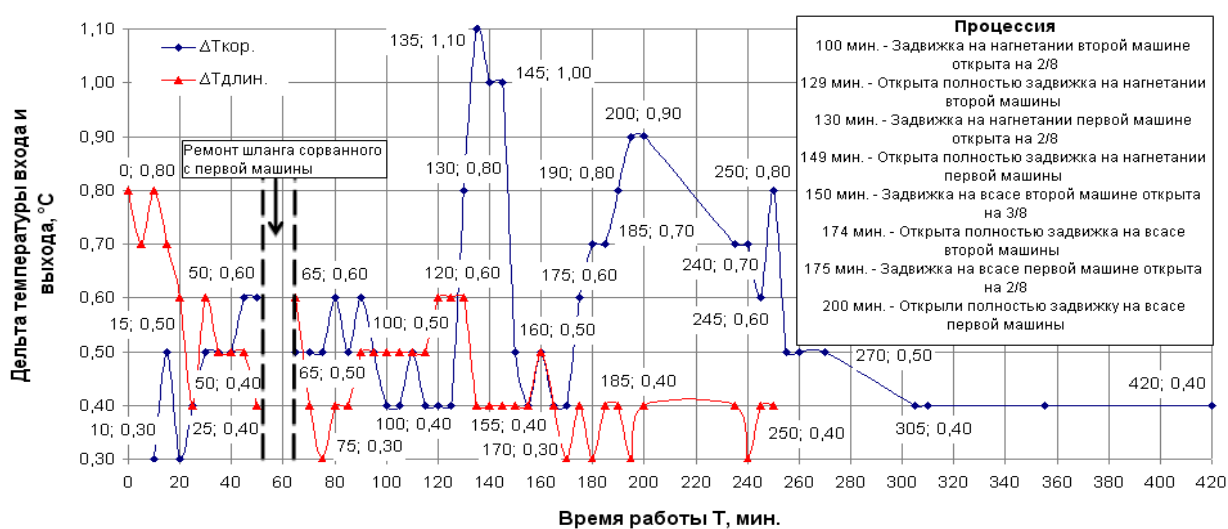


Рис. 11. Градиенты температур при параллельной коммутации

машин на теплоцентрали одного из лечебно-профилактических пансионатов Украины(рис. 4). Дата проведения эксперимента – 16.01.2011 г. Параллельная коммутация двух АТМ – трех- и четырехступенчатых агрегатов

Как показали исследования, в полном соответствии с [8] при параллельной работе машин (рис. 10) выполняется вышеприведенное условие: $Q_s = 4,7 + 3,2 = 6,9 [\text{м}^3/\text{час}] < Q'_s = Q_1 + Q_2 = 12,4 + 12,4 = 24,8 [\text{м}^3/\text{час}]$, при напоре $H_s = 7,8 \text{ кг/см}^2$. Соответственно должны наблюдаться градиенты температур в пределах $\Delta t = 1,8...2^0C$ согласно замерам по каждой отдельно взятой машине. Однако, как показали замеры на общем нагнетательном тракте (рис. 11), процесс роста градиентов температур до вышеуказанных значений не наблюдается. При последовательной работе машин величина напоров увеличивается в соответствии с [8], но порядок градиентов температур (рис.12) установить (в рамках данной постановки эксперимента) достаточно точно не удалось. Анализ всей совокупности экспериментов по работе параллельной и последовательной коммутации машин на сеть требует постановки комплексного исследования равных по производительности и напору машин на специальном стенде, подготавливаемом в настоящее время.

Применением кумулятивного эффекта в построенных АТМ объясняется высокий КПЭ системы по сравнению со многими тепловыми агрегатами, разработанными и исследуемыми как в ближнем, так и дальнем зарубежье.

Следует отметить, что к объяснению принципа работы таких машин нецелесообразно применение каких-то несуществующих физических явлений, что тормозит как изучение, так и внедрение этих систем в промышленность. С другой стороны, предложенные агрегаты в действительности осуществляют генерацию тепла, и попытка замалчивать или не обращать

внимание на результаты таких экспериментов неправомерна. Достаточно отметить, что достоверная информация о величинах КПЭ, имеющая место в сообщениях по испытаниям в ближнем и дальнем зарубежье, теплогенераторов типа «Славия» (Саратов) КПЭ=1,49-1,57; АО "АБИОС" (г. Миядзаки, Япония) с КПЭ=1,95-2,184, корейской фирмы DHP (Daum Hydrogen Power), имеющей в своих агрегатах КПЭ до 1,8-2,5, требует серьезного и планомерного изучения работы таких машин [3].

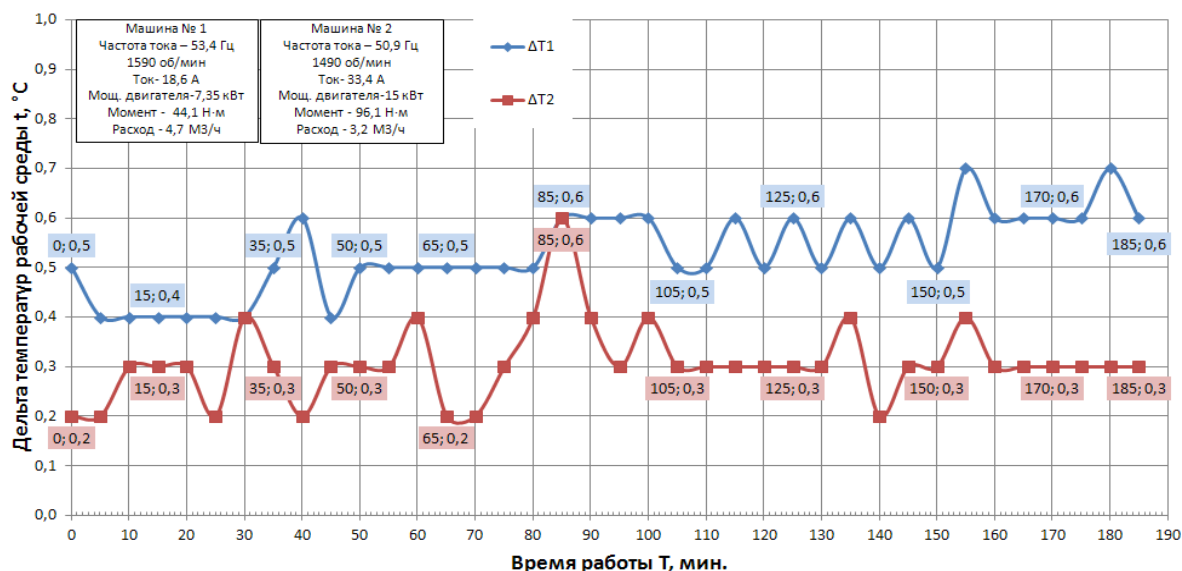


Рис. 12. Градиенты температур при последовательной коммутации машин на теплоцентрали одного из лечебно-профилактических пансионатов Украины (рис.4). Дата проведения эксперимента –16.01.2011 г. Последовательная коммутация двух АТМ – трех- и четырехступенчатых агрегатов

Преимуществами значительной величины КПЭ = 3,5...5,5 созданных агрегатов по сравнению с известными дело не ограничивается. К ним следует отнести безопасность, отсутствие затрат на проведение теплотрасс, затрат на водоподготовку, экологическую чистоту проводимого процесса и отсутствие загрязняющих окружающую среду веществ в виде топлива, выделения продуктов горения и распада воздуха, самоочистку отопительной системы. Созданные агрегаты не требуют специальной разрешительной документации и могут устанавливаться в любом помещении, служить как станцией для поддержания заданного температурного режима после достижения его стационарными газовыми котлами, так и для самостоятельного теплопроизводства [2,3].

Выводы.

1. Современные темпы интенсификации потребления энергоносителей, ограниченность и истощение месторождений и природных запасов невозобновляемого топлива определяют один из главных факторов поиска и использования альтернативных, возобновляемых источников получения энергии со снижением и полным отказом от использования углеводородного топлива. Анализ методов получения экологически чистой и относительно низкой по себестоимости электроэнергии - энергии приливов, морских волн, геотермальных источников, энергии, получаемой от разности температур в океане, морских течений и т.п. на ближайшую перспективу, не могут рассматриваться в качестве альтернативной замены нефти, газу, углю, доступные запасы которых могут быть исчерпаны в ближайшие десятилетия.

2. Разработаны агрегаты, в которых реализован принцип аномальной генерации тепла, обусловленный кумулятивными процессами и исследованиями их на специальном стенде, с постоянным коэффициентом преобразования энергии, позволяющим создавать температурные поля в автономных замкнутых системах теплоснабжения, теплофикации локальных стационарных объектов, в технологических процессах, требующих изменения реологических свойств обрабатываемых сред путем температурного воздействия на них, а также в установках для

процессов смешения, диспергирования, очистки и гидроразрыва добычного пласта при разработке полезных ископаемых.

3. Испытания различных теплогенерирующих сборок с вариацией параметров и числа ступеней предложенных агрегатов показали постоянство и возобновляемость в них генерации тепла при минимизации мощности для поддержания стационарного процесса после выхода системы в оптимальный режим.

4. На всех исследованных интервалах времени работы термодинамических установок трендовые характеристики температур описываются линейными зависимостями с величинами достоверности аппроксимации $R^2 \cong 1$ и при вариации их конструктивных, геометрических и кинематических параметров системы генерации тепла не приводят к возникновению нелинейной составляющей. Работа и функционирование проточной части установок характеризуют систему, обладающую устойчивостью, не формирующих при генерации тепла сложных нелинейных процессов, таких как кавитационные спонтанные процессы, холодный термоядерный синтез, ядерный распад, энергия "физического вакуума", «теплород» и т.д.

5. Построенные термодинамические установки генерации тепла АТМ обладают стабильностью при подъеме температуры для всех случаев испытаний и заданной компоновки, аутентичны по критериям «повторяемость» и «воспроизводимость». При этом подъем температуры рабочей среды происходит без резких скачков и, соответственно, не вызывает больших термических напряжений в деталях агрегата. Система обладает живучестью и адаптацией к переменным величинам зазоров, процессам производительности и предельных величин напоров.

6. В построенную систему агрегатов аномальной генерации тепла заложены большой задел для ветвления системы и потенциал возможных будущих модернизаций - привода машины от специальных конических роторов с использованием эффекта Магнуса, ветродвигателей на основе волновых мультипликаторов, ветроэнергетических установок.

Литература

1. Капица П.Л. Энергия и физика / П.Л.Капица // Вестник АН СССР: Успехи физических наук. 1976. – Вып.2. – Т. 118. – № 1. – С. 34-43.
2. Алиев Н.А. Проблемные вопросы альтернативы углеводородной генерации энергии / Н.А. Алиев // Матеріали міжнар. конф.: Форум Гірників-2011 (Дніпропетровськ, 12-15 жовтня 2011 р.) / Нац. гірн. ун-т. – Дніпропетровськ: НГУ, 2011. – С. 59-74.
3. Ворожбицький О.С. Дослідження та стендові випробування термогенеруючих агрегатів / О.С.Ворожбицький, Н.А.Алієв // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Сер.: Машинобудування і машинознавство. – 2012. – Вип. 9(205).- Донецьк, 2012. – С. 230-242.
4. Алиев Н.А. Исследование альтернативных путей развития систем и источников возобновляемой энергетики / Н.А. Алиев // Матеріали міжнар. конф.: Форум Гірників-2012 (Дніпропетровськ, 3-6 жовтня 2012 р.) / Нац. гірн. ун-т. – Дніпропетровськ: НГУ, 2012. – С. 218-234.
5. Алиев Н.А. Особенности снижения неуравновешенности роторов и рабочих колес высокооборотных погружных средств откачки / Н.А.Алиев, А.Ю.Дудченко, Ю.В.Бондарь, А.Е.Исаев, Д.Н.Алиев // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: сб. научн. тр. НИИГМ им. М.М.Федорова. – 2003. – Вып. 96. – Донецк, НИИГМ им. М.М.Федорова, 2003. – С. 124-133.
6. Алиев Н.А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов / Н.А.Алиев // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Сер. гірничо-електромеханічна. – 2002. – Вып. 51. – Донецк, 2002. – С. 3-9.
7. Пат. 70192А Украина, F04D29/00, F04D29/24, G01M15/00. Спосіб складання та балансування корпусносекційних турбомашин / Алієв Н.А., Алієв Д.Н., Алієв П.Н. – Заявитель и патентообладатель Алиев Н.А., Алиев Д.Н., Алиев П.Н.; заявл. 12.02.2003; опубл.15.09.2004.
8. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропривод / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

*Статья рекомендована к публикации
докт. техн. наук Гнесиным В.И.*