

CONSUMER POWER SUPPLY SYSTEM IN THE LOW VOLTAGE NETWORK BY USING DIFFERENT TYPES OF SOURCES OF GENERATION AND MANAGEMENT OF ELECTRICITY GENERATION

S. Lapshin

Annotation. *The use of renewable and non-renewable sources of generation in local and closed electrical low voltage networks provide an opportunity to reduce the cost of produced kWh of electric power and increase system reliability. To improve the efficiency of power generation is carried out in a closed system the operational management of the generation, depending on the power consumption and the possibility of using renewable energy sources. As a physical medium for transmitting broadband generation of control signals in such a system is planned the use of physical power transmission medium.*

Key words: *renewable energy sources, generating power, the control system, the low voltage network, PLC, distributed generation, the generation of the control system, broadband access and efficiency*

УДК 662.995

ВИХРЕВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТЕПЛОГЕНЕРАТОР

**Р. А. Серебряков, кандидат технических наук
ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт
электрификации сельского хозяйства», г. Москва, Россия
e-mail: viesh@dol.ru**

Аннотация. *Изложены основные принципы работы вихревых гидравлических теплогенераторов (ВГТ), предложен вариант теоретических основ работы ВГТ и разработана методика оценки эффективности работы ВГТ.*

Ключевые слова: *альтернативный источник энергии, вихрь, кавитатор, теплогенератор, эффективность*

В настоящее время в сельском хозяйстве существует задача широкого внедрения энергосберегающих технологий, которые позволят снизить затраты материальных средств при создании новой продукции и уменьшить энергетические затраты в данном процессе. Перспективным направлением для этого являются альтернативные источники энергии. Одним из альтернативных видов возобновляемой энергетики является вихревая энергетика [1, 2, 3, 4, 5, 6], представляющая собой технологии использования закрученных потоков сплошной среды (например, жидкости

© Р. А. Серебряков, 2016

и газа) – для преобразования их в тепловую энергию, работу, в градиент температуры и давления.

Одним из перспективных направлений в решении этой задачи является использование вихревых гидравлических теплогенераторов (ВГТ) –роиств, вырабатывающих тепло посредством изменения физико-механических параметров жидкостной среды при её течении под комплексным воздействием ускоренного и заторможенного движения [7, 8, 9, 10].

Цель исследований – разработка теоретических основ работы ВГТ и методики оценки эффективности их работы.

Материалы и методика исследований. За счет трения о поверхность корпуса скорость жидкости снижается, температура растёт. Дополнительный подогрев жидкости происходит также и за счет внутреннего трения слоев жидкости, находящихся на различных радиусах от оси корпуса и имеющих разные окружные скорости. Но основную роль в подогреве играет кавитация. За счет кавитации часть воды переходит в упорядоченное, коллоидоподобное, близкое к жидкокристаллическому состоянию, причем этот переход сопровождается интенсивным тепловыделением. Переход такого рода можно определить как фазовый переход в широком смысле и предположить, что в процессе кавитационного воздействия вода испытывает экзотермический фазовый переход с выделением избыточного тепла. Экспериментально показано [11,12], что фазовый переход (гидродинамический разрыв) происходит, когда достигается величина скорости потока, при которой статическое давление в жидкости достигает величины давления её насыщенного пара. Величина этой скорости для вихревого потока вычисляется по формуле:

$$VG = \sqrt{2PG(PN - P) / P\rho},$$

где PG – давление насыщенного пара, Па;
 PN – исходное давление жидкости, Па;
 P – статическое давление на периферии вихря, Па;
 $P\rho$ – статическое давление в жидкости.

Величина энергии, затрачиваемая на сжатие пузырька, рассчитывается из уравнения [13]:

$$WC \approx \frac{4}{3}\pi Pr^3G,$$

где P – давление жидкости, при которой происходит коллапс пузырька, Па;

rG – радиус пузырька, м.

Сравнение величин энергий образования и сжатия пузырька водяного пара радиусом $r = 1 \cdot 10^{-3}$ м и поверхностным натяжением $\sigma = 7,28 \cdot 10^{-4}$ Дж/м² при 293 К показывает, что энергия образования пузырька $WP = 9 \cdot 10^{-6}$ Дж при давлении разрыва (насыщенного пара) потока воды $PG = 1 \cdot 10^3$ Па меньше энергии сжатия пузырька $Wc = 4 \cdot$

10^{-4} Дж жидкостью, находящейся под давлением, равным атмосферному, в 45 раз. Данное обстоятельство позволяет сделать вывод о том, что если гидравлическая система, в которой работает теплогенератор, открыта по давлению, то сжатие пузырька происходит под давлением окружающей среды. Т. е., происходит приток энергии к жидкости из окружающей среды. В открытой по давлению системе для получения 1 Дж энергии достаточно превратить при температуре 293 К в насыщенный пар $7,84 \cdot 10^{-8}$ кг жидкости, а затем подвергнуть его инверсии при атмосферном давлении. Основой вихревого гидравлического теплогенератора (ВГТ) является вихревой гидрокавитатор (рис.1), содержащий входное устройство, завихритель, кавитационную трубу, развихритель и выходное устройство.

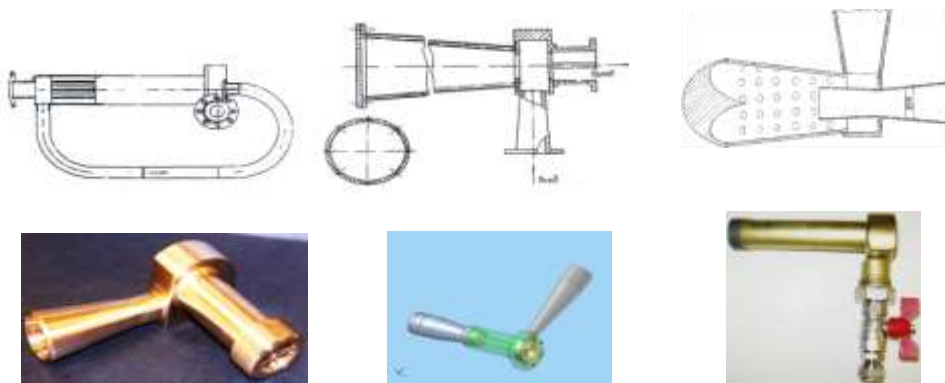


Рис.1. Вихревой гидрокавитатор – варианты конструктивных схем и конструкций

Система теплоснабжения на базе вихревого теплогенератора (рис. 2, 3) состоит из вихревой кавитационной трубы 1, теплопередающего устройства (теплообменник, батареи, калориферы и т. п.) 2, гидронасоса 3 с электродвигателем 4 и пульта управления работой вихревого теплогенератора 5.

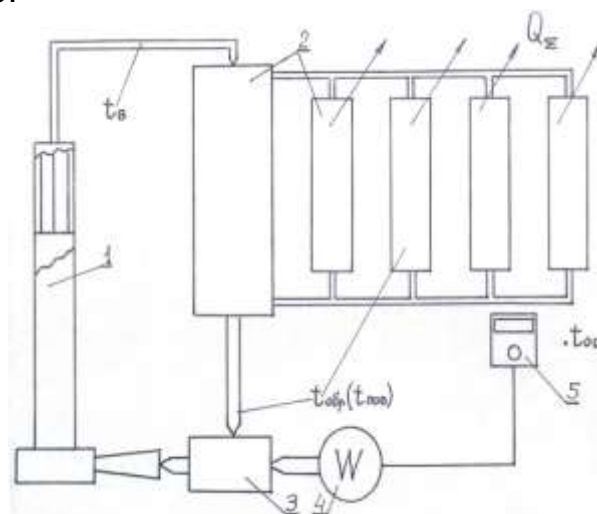


Рис. 2. Блок-схема системы теплоснабжения

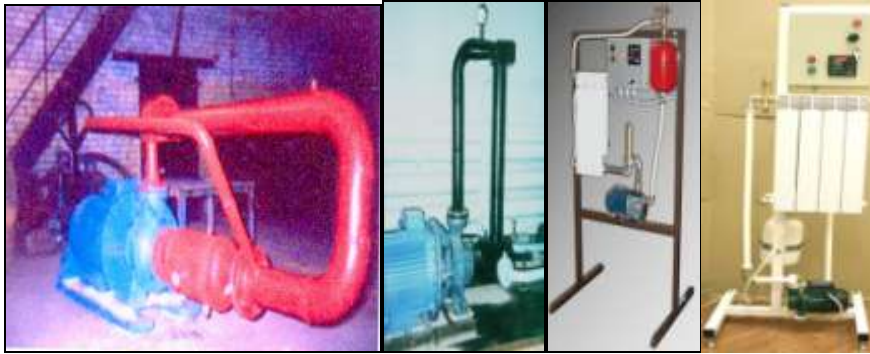


Рис. 3. Варианты ВГТ

Особенности вихревых гидравлических теплогенераторов (ВГТ):

- устройство экологически чистое, отсутствует необходимость сжигания углеводородных топлив (уголь, нефть, газ);
- отсутствуют электронагревательные элементы;
- электроэнергия используется только для питания привода гидронасоса;
- отсутствует необходимость в водоподготовке;
- исключено появление отложений на внутренних поверхностях теплогенератора;
- могут подключаться к любой системе отопления;
- совмещают в одном устройстве функции нагрева и перекачивания;
- обеспечивают автоматическое поддержание температуры теплоносителя в заданном диапазоне температур;
- отсутствуют движущиеся элементы;
- экономичны в эксплуатации и обслуживании.

Результаты исследований. Закономерности течения закрученных потоков жидкостей существенно отличаются от хорошо изученных осевых потоков [6, 14, 15]. Именно эти отличия обуславливают перспективы широкого применения закрученных потоков для решения инженерных задач, в частности, для систем теплоснабжения [16, 17].

В основе расчета вихревого гидравлического теплогенератора лежит дифференциальное уравнение движения и неразрывности. Уравнение вязкой несжимаемой жидкости, в основу которого положен закон внутреннего трения Ньютона, в применении к жидкой частице имеет вид:

$$dC/dt = F - 1/\rho \cdot \text{grad} \cdot P + 1/\rho \cdot \text{div} Tn,$$

где C – скорость жидкой частицы;

t – текущее время;

F – ускорение от действия внешних массовых сил;

ρ – плотность жидкости;

P – давление, определяющее инвариантное к ориентации в пространстве площадки, на которую оно действует, значение нормального напряжения;

Tn – тензор напряжений.

Дополняя уравнением неразрывности $\text{div}C = 0$ и считая, что массовые силы обладают потенциалом Π , т. е. $F = -\text{grad} \Pi$, получим:

$$\partial C/\partial t + \text{rot} V \cdot V = -\text{grad}(\theta^2/2 + \Pi + P/\rho) - \theta \text{rot} V.$$

В тензорной форме уравнение движения турбулентного потока представляется в виде уравнений Рейнольдса с осредненными компонентами скорости и их пульсационными составляющими $C' = \{C'1, C'2, C'3\}$.

При отсутствии внешних массовых сил эти уравнения имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_i}{\partial t} + C_j \frac{\partial C_i}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 C_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \theta_i \theta_j), \\ \frac{\partial C_i}{\partial x_j} = 0, \end{aligned}$$

где ρ – осредненное во времени значение давления;
 $\rho \theta_i \theta_j$ – тензор осредненных турбулентных напряжений;
 ∇^2 – оператор Лапласа.

Это уравнение для случая движения закрученного потока в горизонтальной цилиндрической трубе удобно представить в цилиндрической системе координат Q (рис. 4) с осредненными компонентами скорости w (по радиусу) и θ (по углу Θ), θ (по оси) и пульсационными компонентами скорости θ', u', w' .

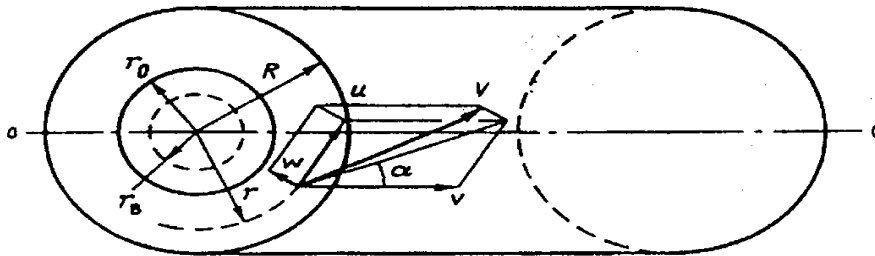


Рис. 4. Составляющие скорости и характерные радиусы в поперечном сечении закрученного потока в теплогенераторе

При стационарном ($\partial/\partial t = 0$) и осесимметричном ($\partial/\partial \Theta = 0$) течении закрученного потока дифференциальные уравнения Рейнольдса в цилиндрических координатах могут быть представлены в виде:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial r} (r w^2) + \rho \frac{\partial}{\partial z} (r \theta w) - \rho u^2 &= \frac{\partial}{\partial z} (r \tau_{rz}) + \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_{rz}) - \sigma_{\theta\theta}; \\ \rho \frac{\partial}{\partial r} (r^2 u w) + \rho \frac{\partial}{\partial z} (r^2 \theta u) &= \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (r^2 \tau_{\theta z}); \\ \rho \frac{\partial}{\partial r} (r \theta w) + \rho \frac{\partial}{\partial z} (r \theta^2) &= \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{\partial}{\partial z} (r \sigma_{zz}); \\ \frac{w}{r} + \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial \theta}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\}$$

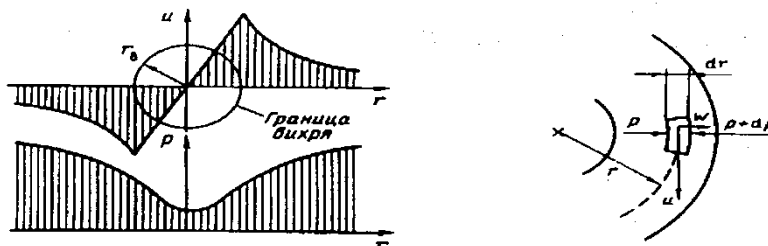


Рис. 5. Окружная составляющая скорости и давление в поперечном сечении закрученного потока

Соотношения между пульсационными компонентами скорости турбулентного закрученного потока задается в рамках одной из полуэмпирических теорий турбулентности. При ламинарном движении закрученных потоков тензор $\theta'\theta' = 0$ и уравнение в форме Рейнольдса переходят в уравнения Навье-Стокса. В этом случае, уравнение (2) в векторной форме не изменяет вида, однако записывается в виде:

$$dC/dt + (C \cdot V)C = F - 1/\rho \cdot \text{grad}p + \nu V^2 C.$$

Система совместно с уравнением неразрывности жидкости в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} w \frac{\partial w}{\partial r} + \vartheta \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{u^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - \frac{w}{r^2} \right); \\ w \frac{\partial u}{\partial r} + \vartheta \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{wu}{r} &= \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} \right); \\ w \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \vartheta \frac{\partial \vartheta}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial}{\partial r}(rw) + \frac{\partial}{\partial z}(r\vartheta) &= 0. \end{aligned} \right\}$$

В первых трех уравнениях системы полагаем $w = 0$ (т.к. $w \ll \theta$ и $w \ll u$). Отбрасывая члены с $\partial^2/\partial z^2$, поскольку производные по z существенно меньше производных по r .

Используя решение Озеена, заменим оператор $\theta \cdot \partial/\partial z$ на $\theta^- \cdot \partial/\partial z$, где θ^- – среднее значение осевой компоненты скорости на входе в трубу. Тогда получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{u^2}{r} &= \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r}; \\ 1) \vartheta \frac{\partial u}{\partial z} &= \nu_r \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} \right); \\ 2) \vartheta \frac{\partial \vartheta}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu_r \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right); \\ 3) \frac{\partial}{\partial r}(rw) + \frac{\partial}{\partial z}(r\vartheta) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Вводя осевую компоненту вихря $wz\vartheta = d/r \partial r (ru)$, получим, после некоторых преобразований, решение уравнения:

$$\partial wz\vartheta/\partial z = \eta m (\partial^2 wz\vartheta/\partial r^2 + 1/r \cdot \partial wz\vartheta/\partial r),$$

где $\eta m = R \cdot \text{Re} \tau^{-1}$;

R – радиус трубы.

Решением этого уравнения является выражение:

$$wz\vartheta = \Gamma_H(r)/2\eta m z \cdot \text{txp}(-r^2/4\eta m z),$$

где $\Gamma_H(r)$ – циркуляция на входе в трубу.

Соответственно, распределение окружной скорости:

$$U = \Gamma_H(r)/r [1 - \text{exp}(-r^2/4\eta m z)],$$

и циркуляция

$$\Gamma = ru = \Gamma_H(r)[1 - \exp(r^2/4\eta mz)].$$

Анализ этих уравнений показывает, что при различных начальных условиях, задаваемых функцией $\Gamma_H(r)$, можно получить и различные функции изменения окружных скоростей по длине трубы. Например, при потенциальном свободном вихре на входе имеем:

$$\Gamma_H(r) = \text{Const} = \Gamma_H, \text{ тогда } u = \Gamma_H/r[1 - \exp(r^2/4\eta mz)].$$

Тогда видно, что: при $r \ll (4\eta tz)^{-2}$ в приосевой зоне жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью $\Gamma_H/(4\eta tz)$, при $r \gg (4\eta tz)$ ближе к стенкам трубы движение безвихревое.

Таким образом, при любом промежуточном состоянии жидкости на входе, какими бы законами ни задавался входящий в трубопровод закрученный поток, через определенное расстояние от начального створа вследствие вязкой диффузии и диссипации энергии сформируется течение, внутренне присущее закрученному потоку. Для окончательного определения $U(R, z)$ примем граничные условия: $U = 0$ и $v_r = v$ при $r = R$ – условие прилипания жидкости на стенках трубопровода:

$$u(R, r) = \Gamma_H(R)/K[1 - \exp\{-(R - r)^2/4\eta mz\}],$$

где $\eta = \nu/\theta = R \cdot \text{Re}^{-1}$.

В качестве граничного условия на поверхности ядра допустимо принять значения касательных напряжений равными нулю. Общее решение вида функции $U(r, z)$ получается при применении процедуры метода скрещивания асимптотических разложений, реализуемого способом мультипликативного составления:

$$u(r, z) = \frac{\Gamma_H(r)}{r} \left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4\eta_T z}\right) \right] \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{(R - r)^2}{4\eta_T z}\right) \right].$$

$$u(r, z) = \frac{\Gamma_H(r)}{r} \left[1 - \exp\left(-\text{Re}_T \frac{r^2}{4Rr}\right) \right] \cdot \left[1 - \exp\left(-\text{Re}_T \frac{(R - r)^2}{4Rr}\right) \right].$$

В принятой модели определенную сложность при инженерных расчетах вызывает назначение турбулентного числа $\text{Re}_T = \theta R/\nu_T$, где ν_T определяется из эксперимента. Часто принимают $\nu_T = \nu a \text{Re}$, где $a = 2,46 \cdot 10^{-3}$. Тогда получим распределение в сечении потока:

$$P(r, z) = P_{\text{я}} + \rho \int_{r_0}^r \frac{u^2}{r} dr = P_{\text{я}} + \rho \int_{r_0}^r \frac{\Gamma_H^2(r)}{r^3} \left[1 - \exp\left(-\text{Re} \frac{r^2}{4Rz}\right) \right] \times \\ \times \left[1 - \exp\left(-\text{Re} \frac{(R - r)^2}{4Rz}\right) \right]^2 dz.$$

Здесь $P_{\text{я}}$ – давление в полном вихревом жгуте закрученного потока;
 r_0 – радиус цилиндрического разрыва сплошности вблизи оси вращения;
 при $r < r_0$ давление $P(r) = P_H = \text{const}$.

По известным значениям $p(r,z)$ и $w(z)$, а также из начального условия, задаваемого функцией распределения по радиусу удельной энергии частиц жидкости во входном сечении трубопровода $H_n(r)$, определяется функция распределения осевой компоненты скорости потока по длине и текущему радиусу трубопровода $v(r,z)$. Таким образом, для кольцевого вязкого турбулентного закрученного потока несжимаемой жидкости в горизонтальном цилиндрическом трубопроводе при заданных граничных (условие прилипания жидкости на стенке) и начальных условиях на входе при $z = 0$, задаваемых функции $G_n(r)$ $bH_n(r)$ в каждом конкретном случае могут быть получены распределения всех компонент скорости, давления и радиуса вихревого жгута в функции расстояния от начального створа и текущего радиуса: $v(r, z)$, $u(r, z)$, $w(r, z)$, $p(r, z)$, $ro(z)$. Интенсивность закручивания потока в точке определяется углом скоса L между направлениями осевой и полной скорости $A = \arccos(\theta/v) = \arctg(u/\theta)$.

По оси потока формируется вихрь, который наблюдается по всей длине водовода в виде вихревого шнура радиусом g_v . Вихрь может быть полым или полностью заполненным жидкостью. Исходя из математического описания жидкости в сечении, проведенном нормально оси потока, выделяют область вихревого движения $r < g_v$ и вне вихревого шнура область невихревого кругового движения $r > g_v$.

Особенностью вихревого движения является вращение элементарных частиц жидкости вокруг своих мгновенных осей. При круговом движении такое вращение отсутствует, и, следовательно, оно является потенциальным. В действительности, поток реальной жидкости всюду вихревой. В пределах вихревого шнура все частицы жидкости вращаются вокруг собственных осей с угловой скоростью Ω . Закон распределения окружных скоростей выражается законом вращения твердого тела:

$$U = \Omega \cdot r .$$

Для определения давления p в закрученном потоке используется уравнение Эйлера:

$$u^2/r = 1/\rho \cdot \partial p / \partial r .$$

Интегрируя его по r , получим давление внутри вихревого шнура:

$$P = \rho \cdot (u^2 - uv^2) / 2 + p_v .$$

Для большинства жидкостей зависимость плотности от температуры можно представить в виде:

$$\rho = \rho_t - \alpha \cdot (T - T_t) ,$$

где индекс t – средняя величина плотности, величина α – очень мала.

Для воды изменение плотности составляет около 1% при t от 0 °C до 50 °C и 3% при t от 50 °C до 100 °C [17].

Оценка эффективности работы ВГТ. Основой инженерной методики определения эффективности ВГТ является «эксергетический метод термодинамического анализа технических систем преобразования

энергии и вещества» [6,18, 19, 20, 21], в соответствии с которым эффективность системы теплопреобразования в ВГТ оценивается:

1. Коэффициентом преобразования энергии (КПЭ):

$$\mu = Q_{\Sigma} / W,$$

где Q_{Σ} – полная теплопроизводительность системы;
 W – затраченная электроэнергия.

2. Коэффициентом полезного действия:

$$КПД = Q_{\Sigma} \cdot K_p / W = \mu \cdot K_p,$$

где $K_p = 1 - T_{oc} / T_{в}$ – коэффициент работоспособности тепла.

Полная теплопроизводительность системы, Дж оценивается как:

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2,$$

где Q_1 – количество тепла, отведенное в период работы гидронасоса;
 Q_2 – количество тепла, отведенное в период, когда гидронасос не работает (пауза).

Количество тепла, Дж отведенное из системы в период работы гидронасоса:

$$Q_1 = G_p \cdot C_p \cdot \Delta t_1 \cdot \tau_p,$$

где G_p – расход воды в период работы гидронасоса, кг/с;

C_p – теплоёмкость воды, ккал/кг·град;

$\Delta t_1 = t_{в} - t_{обп}$ – разность температуры воды в прямой и обратной магистралях;

C, τ_p – время работы гидронасоса в каждом цикле, с.

Количество тепла, Дж, отведенное из системы в период, когда гидронасос не работает:

$$Q_2 = F \cdot \alpha \cdot \Delta t_2 \cdot \tau_{п} \cdot \frac{1}{4,19} \cdot 10^3,$$

где F – теплопередающая поверхность установки, м²;

$\Delta t_2 = t_{пов} - t_{oc}$ – разность температур поверхности установки и окружающей среды;

$C, \tau_{п}$ – время, когда насос не работает (пауза), с;

α – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К.

Для определения α необходимо вычислить значение критерия Нуссельта (Nu) по формуле [22]:

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n,$$

где c, n – постоянные числовые коэффициенты;

Gr – число Грасгофа;

Pr – число Прандля.

Для этого, с учетом $\Delta t_2 = t_{пов} - t_{oc}$, по [23, 24] определяем λ, ν и Pr ,

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Далее по формуле $Gr = \beta \cdot d^3 \cdot g \cdot \Delta t_2 / \nu^2$ вычисляем число Грасгофа, где β – температурный коэффициент объемного расширения, $1/K$ (определяется по таблице [25]);

d – диаметр корпуса ВГТ;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Определив величину произведения $(Gr \cdot Pr)$, по таблице 13-1 [26] находим значения коэффициентов c , n и, по формуле $Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n$, определяем значение критерия Нуссельта.

Значение коэффициента теплопередачи α находится по формуле:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d.$$

Под работоспособностью, или эксергией тепла, понимают то возможное количество технической работы, которое в состоянии совершать данная термодинамическая система, находящаяся в заданном начальном состоянии, при условии, что все совершаемые системой процессы изменения состояния обратимы и осуществляются до конечного термодинамического состояния, равновесного с окружающей средой, т. е. – какое количество работы L может быть получено в идеальном (обратимом) процессе от любого количества тепла Q .

Отсюда $Kp = L/Q$ (рис. 6). Работа $L = h3 - h4$ (площадь F1234). Тепло $Q = h3 - h2$ (площадь Fa23б). Следовательно, $Kp = F1234 / Fa23б = (T - Tос) \cdot \Delta S / T \cdot \Delta S = (T - Tос) / T = 1 - Tос / T$.

Для децентрализованных систем теплоснабжения, производящих тепло Q на температурном уровне $Tв$, коэффициент работоспособности тепла определяется как

$$Kp = (Tв - Tос) / Tв = 1 - Tос / Tв,$$

где $Tв$ – температура нагретой воды, К;

$Tос$ – температура окружающей среды, К.

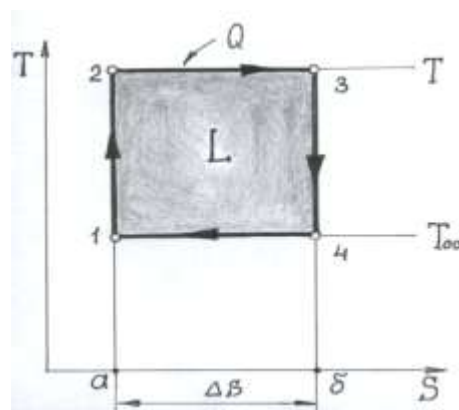


Рис. 6. Идеальный цикл Карно

Таким образом, если коэффициент преобразования энергии $\mu = Q \Sigma / W$ оценивает только количество полученного тепла на единицу затраченной энергии, то КПД, учитывающий работоспособность этого

тепла, оценивает его качество, т. е. температурный уровень T , при котором производится тепло Q .

Для примера, по параметрам табл. 1, снятым при испытании некоторых децентрализованных систем на базе ВГТ, рассчитаны коэффициенты преобразования тепла (μ) и КПД.

**Параметры децентрализованных систем теплоснабжения
на базе ВГТ**

$N_{ВГТ}$, кВт	t_{oc} , °C	$t_{в}$, °C	$t_{обр}$, °C	Δt_p , с (длительность одного рабочего цикла)	Δt_n , с (длительность паузы в работе установки)	W , кВт·ч (электроэнергия, затраченная на работу гидронасоса)	G_p , кг/с (расход воды за период Δt)	F , м ² (общая площадь теплообмена)	Q_1 , ккал/ч	α , Вт/м ² ·К	Q_2 , ккал/ч	Q_{Σ} , ккал/ч	μ	$K_p = 1 - T_{oc}/T_{в}$	КПД, %
55	18	51,62	45,5	60	50	41,5	1,47	152,4	544,2	10,8	539,1	1083	1,82	0,1	19
7,5	12	65	50	495	2163	0,975	0,055	4,5	480,4	8,2	1010,5	1490	1,77	0,157	28
37	18	53,3	48,3	240	708	13,0	0,1625	4,8	178,75	8,4	240,5	419	2,25	0,108	24,3
37	18	50,5	45,5	190	732	10,6	0,1625	4,8	154,4	7,8	212,5	367	2,41	0,89	21,4
22	16	45	41	15,5	66	3,5	1,11	4,0	68,8	14,2	26,0	94,8	1,9	0,09	17,2

При различных режимах работы системы, коэффициент преобразования тепла μ менялся в пределах 1,77–2,41, при этом КПД составлял 17,2% – 28%.

Энергетический баланс децентрализованной системы определяется как $Q = W + Qq$,

где W – электроэнергия, затраченная на привод гидронасоса, кВт·ч;

Qq – дополнительное тепло, подведенное к системе, (Дж).

Одним из примеров подвода дополнительного тепла в систему является работа теплового насоса. В этом случае, коэффициент преобразования тепла всегда равен $\mu = 1$, а $КПД = \mu \cdot K_p = K_p$.

Так, если при температуре окружающей среды $t_{oc} = 18 \div 20^\circ\text{C}$, температура горячей воды в системе отопления $t_{в} = (55 \dots 60)^\circ\text{C}$, то $K_p = 0,113$ – $0,127$. Таким образом, всё электронагревательное оборудование, используемое для нагрева воды, при указанных температурах, имеет КПД = 11,3%–12,7%.

Выводы

В настоящее время активно расширяется производство и эксплуатация вихревых теплогенераторов, наиболее активно в местах, где отсутствует централизованная система теплоснабжения. По себестоимости тепловой энергии лучшие модификации ВГТ приближаются к газовым котельным, которые сейчас являются самыми дешевыми производителями горячей воды. Это и другие преимущества ВГТ, по сравнению с традиционными, вызывают большой интерес у потребителей, т. к. у них появляется возможность существенно улучшить экологические и экономические показатели как промышленных предприятий, так и коммунального сектора (табл. 2).

2. Стоимость производства тепловой энергии

Энергоноситель	Стоимость 1 Гкал тепловой энергии, руб
Газ	605–850
ВГТ	900–950
Электродкотлы	1300
Мазут	1400–1450
Дизельное топливо	2000–2200

Вихревой гидравлический теплогенератор перспективно использовать в качестве автономной системы отопления и теплоснабжения в различных областях жизнедеятельности: объекты сельского хозяйства, коттеджные массивы, складские помещения и т. д.

ВГТ обеспечивает экологическую чистоту процесса выработки тепла, минимальные потери тепла при передаче его потребителю и высокую экономическую эффективность.

Список литературы

1. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – М. : Машиностроение, 1969. – 182 с.
2. Серебряков Р. А. Вихревая энергетика / Р. А. Серебряков, В. В. Бирюк // Современные проблемы совершенствования работы ж/д транспорта. – М. : РГОТУПС, 2006. – Т. 1. – С. 70–75.
3. Серебряков Р. А. Автономные, экономичные и экологически чистые системы локального теплоснабжения / Р. А. Серебряков, В. В. Бирюк // Науч. тр. ВИЭСХ. – 2000. – Т. 86. – С. 173–181.
4. Серебряков Р. А., Калиниченко А. Б. Вихревая энергетика / Р. А. Серебряков, А. Б. Калиниченко // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – № 11. – 2011. – С. 28–29.
5. Серебряков Р. А. Оценка эффективности систем децентрализованного теплоснабжения на базе вихревых гидравлических теплогенераторов / Р. А. Серебряков, В. В. Бирюк, Б. М. Галицейский, А. В. Мартынов // Строительные материалы, оборудование и технологии XXI века. – 2004. – № 7. – С. 53–55.

6. Бирюк В. В. Вихревой гидравлический теплогенератор с улучшенными характеристиками / В. В. Бирюк, Р. А. Серебряков, С. С. Доставалова // Известия СГСА – 2015. – № 3. – С. 70–73.
7. Белозерцев В. В. Автономные, экономичные и экологически чистые системы локального теплоснабжения / В. В. Белозерцев, В. В. Бирюк, Р. А. Серебряков // Возобновляемая энергетика для сельского хозяйства. Научные труды ВИЭСХ.– М. : ВИЭСХ, 2000. Т. 86. – С. 173–181.
8. Мартынов А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1976.
9. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1970.
10. Калиниченко А. Б. Исследование процессов преобразования энергии в вихревых гидравлических теплогенераторах / А. Б. Калиниченко, Б. Н. Родионов, Р. А. Серебряков // Наука и технология в промышленности. – 2003. – № 3. – С.10–15.
11. Запорожец Е. П. Гидроприводные теплогенераторы / Запорожец Е. П., Зиберт Г. К., Артемов А. В. – М. : ИРЦ Газпром, 2003. – С.15–21.
12. Запорожец Е. П. Интенсификация процессов химической технологии эжекционными струйными течениями жидкости и газа / Е. П. Запорожец, И. А. Александров // Химическая промышленность, 1991. – № 8. – С. 20–24.
13. Raleigh. On the Pressure Developed in a Liquid During the Collapse of a Spherical Cavity. – Phil. Mag. 1971. – V. 34. – P. 94–98.
14. Шарков В. Ф. Термодинамическая модель работы вихревой трубы / В. Ф. Шарков, В. В. Бреев. – М. : ИАЭ им. Курчатова, 1991.
15. Гуцол А. Ф. Эффект Ранка / А. Ф. Гуцол // Успехи физических наук.– 1997. – Т. 167. – № 6.
16. Васильев С. В. Кинематический фазовый переход. Энергетические аспекты кинематического фазового перехода / С. В. Васильев, В. В. Щенников. – М. : Институт автоматизации проектирования РАН, 2005.
17. Гринсин Х. Теория вращающихся жидкостей / Гринсин Х.–Л. : Гидрометеиздат, 1975.
18. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – С. 28–143.
19. Мартынов А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения / А. В. Мартынов. – М. : Энергоатомиздат, 1989.
20. Бродянский В. М. Промышленная теплотехника и теплоэнергетика : справочник / В. М. Бродянский, А. М. Бакластов, Б. П. Голубев. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.
21. Бродянский В. М. Принципы определения КПД технических систем преобразования энергии и вещества / В. М. Бродянский, М. В. Сорин // Известия Вузов : Сер. Энергетика. –1985. – № 1. – С. 60–65.
22. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1976.
23. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. – М. : Мир, 1983.
24. Справочник машиностроителя. – М. : Машгиз, 1957. – Т. 2. – 142 с.
25. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Уонг Х.– М. : Атомиздат, 1979. – 189 с.
26. Черняк О. В. Основы теплотехники и гидравлики / О. В. Черняк. – М. : Высшая школа, 1969. – 115 с.

ВИХРОВИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ТЕПЛОГЕНЕРАТОР

Р. А. Серебряков

Анотація. Викладено основні принципи роботи вихрових гідравлічних теплогенераторів (ВГТ), запропоновано варіант теоретичних основ роботи ВГТ і розроблено методику оцінки ефективності роботи ВГТ.

Ключові слова: альтернативне джерело енергії, вихор, кавітатор, теплогенератор, ефективність

VORTEX HYDRAULIC HEAT GENERATOR

R. Serebryakov

Annotation. The article describes the basic principles of hydraulic vortex generators, a variant of the theoretical foundations of the work of the VGT and method of evaluating the performance of VGT.

Key words: alternative power source, vortex, cavitator, heat exchanger, efficiency

УДК 631.53.027.34

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПРОМІНЕННЯ НАСІННЯ СФЕРИЧНОЇ ФОРМИ ЛАЗЕРНИМ ПРОМЕНЕМ

В. В. Сухін, аспірант*

**М. Л. Лисиченко, доктор технічних наук
Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства ім. Петра Василенка
e-mail: vitaly.suhin@yandex.ru**

Анотація. Запропоновано математичну модель опромінення насіння сферичної форми лазерним променем для визначення величини опроміненості його точок поверхні, від значень якої залежить енергія проростання, схожість та загальна врожайність тієї або іншої сільськогосподарської культури.

Ключові слова: лазер, насіння, математична модель, сферична форма

Рослинництво є базовою галуззю виробництва сільськогосподарської продукції, найважливішим джерелом продовольчих ресурсів людства, основа його цивілізації [1].

*Науковий керівник – доктор технічних наук, професор М. Л. Лисиченко

© В. В. Сухін, М. Л. Лисиченко, 2016