

УДК 532.5:662.995.018.8

Ю. А. ЖУЛАЙ

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепрпетровск

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КАВИТАЦИОННОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

В работе приведены результаты расчетов суммарных потоков тепловой энергии и их составляющих, реализованных генератором колебаний давления жидкости, входящим в состав кавитационного теплогенератора. Анализ результатов выполненных расчетов показал, что гидроимпульсное воздействие на жидкость (при прочих равных условиях по давлению нагнетания и подпора) более эффективно по сравнению со статическим нагнетанием и заметно влияет на значение потока тепловой энергии. Установлено, что КПД теплогенератора на режимах работы, обусловленных процессами кавитации и вязкого трения в системе, находится в диапазоне $0,9 \div 0,94$.

Ключевые слова: *энергосберегающие технологии, кавитационный теплогенератор, генератор колебания давления жидкости, параметр кавитации, размах и частота колебаний, поток тепловой энергии, КПД.*

Введение

Одним из направлений развития энергосбережения все чаще становится промышленное применение теплогенераторов различного типа и мощности, которые используются на практике для отопления помещений и горячего водоснабжения. Широкое распространение получили гидродинамические теплогенераторы, обеспечивающие преобразование энергии в двухфазных потоках жидких сред с кавитационными разрывами сплошности. В них протекают интенсивные процессы тепло- и массопереноса, изменяющие физические характеристики рабочей среды и ее состояние. При этом энергетическое воздействие на рабочую среду осуществляется за счет различных способов организации и управления движением таких потоков. Практически реализовать описанную возможность предложил Ю.С. Потапов [1]. Принципы создания гидродинамических теплогенераторов, их преимущества по сравнению с другими источниками тепла (компактность, экологичность, безопасность и т.д.), подробно рассмотрены в работе [2].

По мнению производителей, высокая экономичность теплогенератора в быту обеспечивается возможностью применения пониженного тарифа на оплату электроэнергии (он проходит сертификацию как насосное оборудование). Рекламуемая ими величина коэффициента преобразования электрической энергии в тепловую (КПЭ) может составлять 1,2–1,9 и даже больше. В классической физике этот параметр определяют как КПД, но величина его больше единицы противоречит закону сохранения и превращения энергии в замкнутой теплоизолированной системе, если в ней не проявляются реляти-

вистские эффекты на микроуровне (то есть превращение массы в энергию) или нет подкачки энергии от внешнего источника [3].

1. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Изучение современного состояния гидродинамических теплогенераторов показывает [1-3], что убедительных теорий, дающих описание физических основ работы и единой официально признанной методики определения их теплопроизводительности, не существует. Это затрудняет оценку и сравнение эффективности различных типов теплогенераторов.

Для выбора конкретной конструкции гидродинамического генератора тепла, его режимных параметров и определения эффективности, необходимы целенаправленные разработки соответствующих математических моделей, создание на их основе экспериментальной установки и ее исследование.

В предлагаемой работе рассматривается гидродинамическая кавитация, как возможный источник получения позитивных результатов по интенсификации преобразования механической энергии в тепловую. В качестве генератора, реализующего взрывной рост пустот внутри жидкости и их захлопывание в потоке, предложено использовать трубку Вентури специальной геометрии. Такое устройство, работающее в режиме периодически срывной кавитации, было названо генератором колебаний давления воды [4]. Колебания давления, создаваемые таким генератором, достаточно хорошо изучены как в теоретическом, так и в экспериментальном плане [5].

Целью предлагаемой работы является оценка эффективности работы теплогенератора, включающего в себя генератор колебаний давления жидкости.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- выбор объекта исследования и разработка схемы экспериментального теплогенератора;
- теоретическое определение потоков тепловой энергии при периодически-срывном кавитационном течении жидкости;
- оценка эффективности кавитационного генератора по преобразованию механической энергии в тепловую.

2. Объект исследования

Объектом исследования в настоящей работе является теплогенератор, включающий в себя генератор колебаний давления жидкости и реализованные им потоки тепловой энергии.

Структурная схема предполагаемого экспериментального образца теплогенератора представлена на рисунке 1.

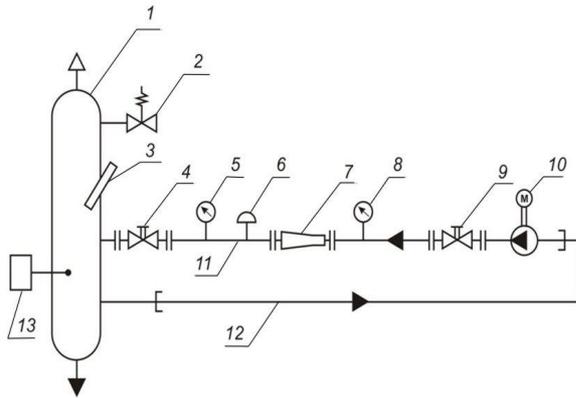


Рис. 1. Структурная схема экспериментального теплогенератора:

- 1 – ресивер $V = 0,2 \text{ м}^3$; 2 – дренажный клапан;
- 3 – термометр; 4 – дроссель регулируемый;
- 5, 8 – манометры; 6 – датчик давления ДДИ-20;
- 7 – кавитационный генератор; 9 – дроссель, иммитирующий нагрузку; 10 – насос с электродвигателем; 11 – напорный трубопровод;
- 12 – питающий трубопровод; 13 – термопара

Экспериментальный теплогенератор, как замкнутая система, состоит из следующих основных узлов: 1 – теплоизолированной питательной емкости объемом $V = 0,2 \text{ м}^3$, расположенной на специальном каркасе; 10 – насоса (расходом до 1 л/мин и напором до 2,0 МПа) с электродвигателем и счетчиком учета электроэнергии; 7 – кавитационного генератора со специальными геометрическими параметрами; 4 и 9 – регулируемых дросселей для задания режима ра-

боты кавитационного генератора по манометрам – 5 и 8; 6 – датчика давления индуктивного ДДИ-20, а также термометра и термопары для регистрации температуры.

Технологические возможности экспериментального теплогенератора по указанной схеме позволяют проводить испытания генератора колебаний давления жидкости по определению его динамических параметров (размаха автоколебаний давления ΔP_1 и частоты их следования f от давления подпора P_n). Измерения начальной и конечной температуры воды позволяют определять количество тепла, реализованного кавитационным теплогенератором за определенный промежуток времени.

Схема генератора с условным изображением кавитационного течения в нем представлена на рисунке 2.

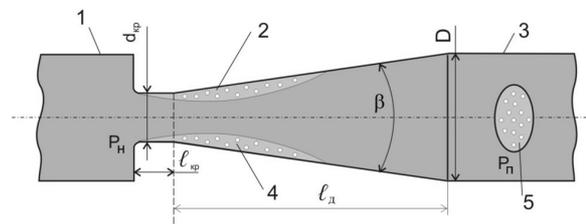


Рис. 2. Схема кавитационного генератора:
1 – входной трубопровод; 2 – генератор;
3 – выходной трубопровод; 4 – кавитационная зона; 5 – оторвавшаяся часть каверны;
 P_n – входное давление; P_n – давление подпора

Теоретическое исследование потоков тепловой энергии такого теплогенератора, содержащего генератор колебаний давления жидкости, в зависимости от степени развития кавитации, позволяют выполнить оценку эффективности его работы. Степень развития кавитации определяется параметром кавитации – τ . Он представляет собой отношение давления, под действием которого происходит захлопывание каверны, к давлению, под действием которого каверна возникает и растет $\tau = P_n/P_n$.

Геометрические параметры исследуемого кавитационного генератора (см. рис. 2) приведены в таблице 1.

Таблица 1
Геометрические параметры генератора

Параметр	Размер
Диаметр критического сечения	$d_{кр} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Длина цилиндрического участка	$l_{кр} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Угол раскрытия диффузора	$\beta = 20^\circ$
Выходной диаметр диффузора	$D = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Длина диффузора	$l_d = 21,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

3. Теоретическое определение потоков тепловой энергии

Предполагая, что вся энергия жидкости (обусловленная процессами кавитации и вязкого трения) как при стационарном (без кавитационном), так и периодически-срывном кавитационном течении преобразуется в тепловую энергию, выполнить их сравнительную оценку можно следуя работе Б.В. Раушенбаха [6].

Плотность потока тепловой энергии, выделившегося через единицу поверхности, перпендикулярно к направлению скорости в единицу времени, представим в виде

$$\Theta = \rho v \left(\frac{v^2}{2} + \varepsilon \right) + Pv, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости; v – вектор скорости; ε – внутренняя энергия единицы массы жидкости; P – давление.

В уравнении (1) слагаемое ρv – это поток массы, который переносит кинетическую и внутреннюю энергию. Слагаемое Pv описывает передачу энергии давлением.

Представим поток тепловой энергии через поверхность F (площадь сечения выходного трубопровода) как

$$\Theta = \int_F \left[\rho v \left(\frac{v^2}{2} + \varepsilon \right) + Pv \right] df,$$

где df по абсолютной величине равно площади элемента поверхности и направлено по внешней нормали к ее оси.

Рассмотрим подробнее слагаемое потока тепловой энергии $\int_F Pvdf$ через поверхность df , так как

именно оно связано с передачей энергии пульсациями давления и расхода.

При постоянном давлении по поверхности $\int_F Pvdf = PQ$, где Q – объемный расход жидкости через поверхность F .

Несмотря на то, что колебания давления в системе за генератором заметно отличаются от гармонических, для оценки потоков тепловой энергии дальнейший анализ был выполнен как для гармонических колебаний.

Для возмущенного движения давление и расход можно представить в виде

$$P = P_y + \delta P, \quad Q = Q_y + \delta Q,$$

где P_y и Q_y установившиеся значения давления и расхода, а δP и δQ отклонения давления и расхода от установившихся значений.

Суммарное среднее интегральное значение рассматриваемой составляющей потока энергии за период колебаний T равно

$$(PQ)_{\Sigma} = P_y Q_y + \frac{1}{T} \int_0^T \delta P \delta Q dt, \quad (2)$$

где $P_y Q_y$ – это поток тепловой энергии, соответствующий установившемуся течению и не связан с колебаниями. Он определяется по давлению подпора P_n и расходу жидкости через насос Q_n

$$\Theta_y = P_n Q_n. \quad (3)$$

Второе слагаемое в уравнении (2) – это поток тепловой энергии, определяемый колебательными составляющими – δP и δQ , будем называть потоком колебательной энергии и для установившихся гармонических колебаний за период колебаний T определяется как

$$\Theta_k = \frac{1}{2} |\delta P| |\delta Q|,$$

а за единицу времени (секунду)

$$\Theta_k = \frac{1}{2} |\delta P_1| |\delta Q|. \quad (4)$$

Расчет колебательных составляющих δP и δQ потока тепловой энергии осуществлялся по уточненной линейной математической модели генератора колебаний давления жидкости, приведенной в работе [7]. Колебательная составляющая δQ определялась из условия ее равенства изменению объема оседлой кавитационной каверны в момент отрыва δV_k , умноженного на частоту колебаний f .

Амплитуды колебаний объема δV_k определялись с учетом, что ее объем равен максимальному объему оседлой кавитационной каверны в момент отрыва при $l_k \leq l_d$ (где l_k и l_d – осевые длины каверны и диффузора генератора) [5]:

$$|\delta \bar{V}_k| = \frac{\pi l_k}{2} \left[3r_{кр}^2 (1 - \mu) + 3r_{кр} l_k \left(\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + l_k^2 \left(\operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} - \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right], \quad l_k \leq l_d, \quad (5)$$

где $r_{кр}$ – радиус критического сечения генератора колебаний давления жидкости;

μ – коэффициент расхода генератора;

α – угол расширения струи жидкости.

Осевая длина каверны, в зависимости от степени развития кавитации, определяется в соответствии с [5] по формуле

$$\ell_k = \frac{r_{кр}}{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \cdot \left(\sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{0,88 - \tau}}} - 1 \right). \quad (6)$$

Формула для расчета амплитуд высокочастотных кавитационных колебаний давления в [5] представлена в виде

$$|\delta P_1| = \rho \cdot v_{кр}^2 (2\pi)^2 \operatorname{Sh}_M^2 \times \frac{I_d}{\sqrt{1 + \frac{(2\pi)^2 \cdot v_{с.кр}^2 \cdot I_d^2 \cdot F_2^2}{\ell_k^2 \cdot c^2}}} \cdot \frac{|\delta V_k|}{\ell_k^2}, \quad (7)$$

где ρ – плотность жидкости;

$v_{кр}$ – скорость жидкости в критическом сечении генератора;

c – скорость звука в жидкости;

F_2 – площадь выходного сечения диффузора генератора;

Sh_M – модифицированное число Струхалия;

I_d – коэффициент инерционного сопротивления участка диффузора генератора колебаний, расположенного между новой оседлой каверной и выходом из диффузора.

Скорость жидкости в критическом сечении определяем по известной формуле

$$v_{кр} = \sqrt{2(P_H - P_K)/\rho}. \quad (7)$$

Формулы по определению числа Струхалия Sh_M , коэффициента инерционного сопротивления I_d и частота колебаний f заимствованы из работы [7] и имеют вид

$$\operatorname{Sh}_M = \sqrt{1 - \sqrt{0,88 - \tau}} - \frac{1}{\sqrt{\mu}} (1 - \sqrt{0,88 - \tau}), \quad (8)$$

$$I_d = \frac{1}{\pi \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \cdot \left[\frac{1}{r_{кр} + \ell_k \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} - \frac{1}{r_{кр} + \ell_d \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \right], \quad (9)$$

$$f = \frac{v_{кр} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{r_{кр} \sqrt{\mu}} \cdot (1 - \sqrt{0,88 - \tau}). \quad (10)$$

Теоретические расчеты получены при значении угла расширения струи $\alpha = 1,35^\circ$, скорости звука в жидкости $c = 1100$ м/с, коэффициента расхода генератора – $\mu = 0,95$ и давления насыщенных паров воды $P_K = 0,0024$ МПа. Геометрические размеры генератора приведены в таблице 1.

4. Результаты расчета потоков тепловой энергии

Расчет суммарного секундного потока тепловой энергии при периодически срывном кавитационном течении \mathcal{E}_Σ и его составляющих: потока колебательной энергии – \mathcal{E}_k , определяемого по колебаниям давления δP_1 и объемного расхода δQ , и при установившемся течении \mathcal{E}_y , был выполнен для давлений нагнетания жидкости $P_H = 1,0; 0,75$ и $0,5$ МПа и расходов через генератор $Q = 0,206 \cdot 10^{-3}; 0,178 \cdot 10^{-3}$ и $0,146 \cdot 10^{-3}$ м³/с, соответственно.

На рисунке 3 представлены совмещенные теоретические зависимости колебательных составляющих давления δP_1 , полученные путем расчетов по формуле (7) (с учетом уточненных выражений по определению длины кавитационной полости (6), модифицированного числа Струхалия (8) и коэффициента инерционного сопротивления участка диффузора генератора (9)), и расхода $\delta Q = \delta V_k \cdot f$ (5) от параметра кавитации τ .

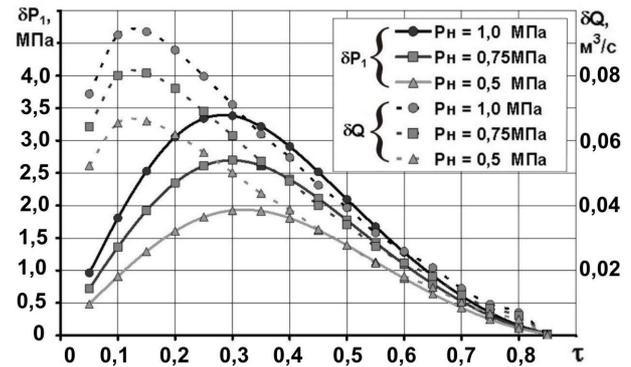


Рис. 3. Теоретические зависимости колебательных составляющих давления δP_1 и расхода δQ от параметра кавитации τ

В рассматриваемом диапазоне изменения параметра кавитации в проточной части генератора реализуется режим периодически срывного кавитационного течения, и возникают колебания давления и расхода жидкости, обусловленные схлопыванием кавитационных каверн.

При фиксированном значении параметра кавитации τ увеличение давления на входе в кавитационный генератор P_H приводит к росту величин колебательных составляющих давления δP_1 и расхода δQ . Зависимости $\delta P_1 = f(\tau)$ и $\delta Q = f(\tau)$ для разных давлений P_H имеют максимум вблизи значения параметра кавитации $\tau \approx 0,3$ и $\tau \approx 0,12$. Максимальные значения колебательных составляющих давления δP_1 приблизительно в 3,4 – 4 раза превышает давление на входе в генератор P_H . При этом с увели-

чением давления нагнетания P_n отношение $\delta P_1 / P_n$ уменьшается. Так, при $P_n = 0,5$ МПа: $\delta P_1 / P_n \approx 4$, а при $P_n = 1,0$ МПа: $\delta P_1 / P_n \approx 3,4$.

Теоретические зависимости частоты f колебаний от параметра кавитации τ , полученные путем расчетов по формуле (10) при давлениях нагнетания $P_n = 1,0; 0,75$ и $0,5$ МПа, приведены на рисунке 4.

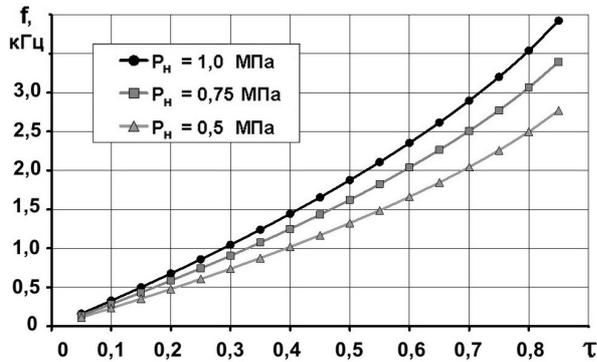


Рис. 4. Теоретические зависимости частоты колебаний давления жидкости f от параметра кавитации τ

Из представленного рисунка видно, что при фиксированном значении параметра кавитации τ увеличение давления на входе в экспериментальный образец генератора P_n приводит к росту частоты f . Так, при значении $\tau = 0,4$ с ростом давления нагнетания от $0,5$ до $1,0$ МПа частота колебаний увеличивается примерно с 1000 до 1450 Гц. Характер зависимостей близок к линейному.

Совмещенные расчетные зависимости от параметра кавитации τ суммарного потока тепловой энергии \mathcal{E}_Σ при срывном кавитационном течении жидкости и соответствующих ему колебательной \mathcal{E}_k и установившейся \mathcal{E}_y составляющих, для трех давлений нагнетания равных $1,0; 0,75$ и $0,5$ МПа, приведены на рисунке 5.

Из представленных на этом рисунке зависимостей потоков тепловой энергии от параметра кавитации τ следует, что:

– зависимость $\mathcal{E}_y = f(\tau)$, соответствующая установившемуся течению, носит линейный характер (линии 3, 6 и 9). С ростом параметра кавитации поток тепловой энергии установившегося течения жидкости увеличивается от 0 и стремится до максимального значения развиваемого насосом \mathcal{E}_n , при закрытой подпорной задвижке. Как и следовало ожидать, повышение давления нагнетания приводит к росту значения потока \mathcal{E}_y . Так, при $\tau = 0,6$ повышение P_n с $0,5$ до 1 МПа приводит к росту значения потока \mathcal{E}_y $4,3$ до $12,1$ Дж/с;

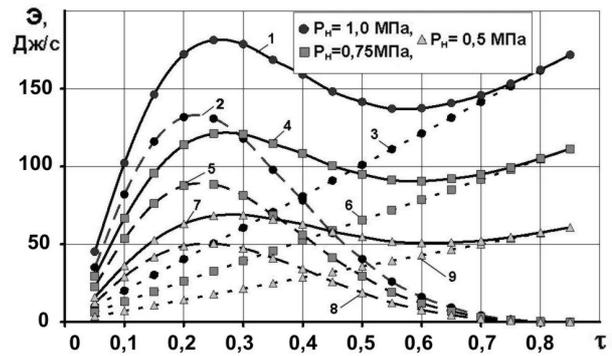


Рис. 5. Совмещенные расчетные зависимости от параметра кавитации τ потоков тепловой энергии: 1, 4 и 7 суммарный поток \mathcal{E}_Σ ; 2, 5 и 8 колебательная составляющая \mathcal{E}_k ; 3, 6 и 9 составляющая, соответствующая установившемуся течению \mathcal{E}_y

– динамическая составляющая \mathcal{E}_k потока тепловой энергии при гидроимпульсном воздействии на жидкость увеличивается от нуля до максимального значения при изменении значения параметра кавитации τ от 0 до $\approx 0,22$ (при $P_n = 1,0$ МПа максимум $\mathcal{E}_k = 132$ Дж/с, а при $P_n = 0,5$ МПа максимум $\mathcal{E}_k = 50,4$ Дж/с). В дальнейшем значение динамической составляющей \mathcal{E}_k потока тепловой энергии монотонно уменьшается, достигая нулевого значения при $\tau \approx 0,85$. Это объясняется снижением уровня колебаний давления δP_1 и объемного расхода δQ с ростом значения параметра кавитации τ ;

– результирующая потока тепловой энергии \mathcal{E}_Σ при гидродинамическом воздействии на жидкость с ростом значения параметра кавитации τ от нуля до $0,25 \div 0,3$ увеличивается, достигая максимального значения ($P_n = 1,0$ МПа: $\mathcal{E}_{\Sigma \max} \approx 181$ Дж/с, $\tau = 0,25$, а при $P_n = 0,5$ МПа: $\mathcal{E}_{\Sigma \max} \approx 69$ Дж/с, $\tau = 0,3$). В дальнейшем, с ростом значения τ , происходит ее снижение и при $\tau \approx 0,55$ результирующая потока тепловой энергии \mathcal{E}_Σ достигает минимума ($P_n = 1,0$ МПа: $\mathcal{E}_{\Sigma \min} \approx 137$ Дж/с, $\tau = 0,55$, а при $P_n = 0,5$ МПа: $\mathcal{E}_{\Sigma \min} \approx 51$ Дж/с, $\tau = 0,6$). Последующий рост значения \mathcal{E}_Σ объясняется увеличением составляющей потока тепловой энергии \mathcal{E}_y , соответствующей установившемуся течению, при значительном снижении уровня динамического воздействия на жидкость. Повышение давления нагнетания приводит к росту значения результирующего потока тепловой энергии.

Для оценки влияния нагрузки за генератором на суммарный поток тепловой энергии при срывном кавитационном течении жидкости были получены его зависимости от давления подпора P_n . Указанные зависимости представлены на рис. 6 для трех значений давления нагнетания $P_n = 1,0; 0,75$ и $0,5$ МПа.

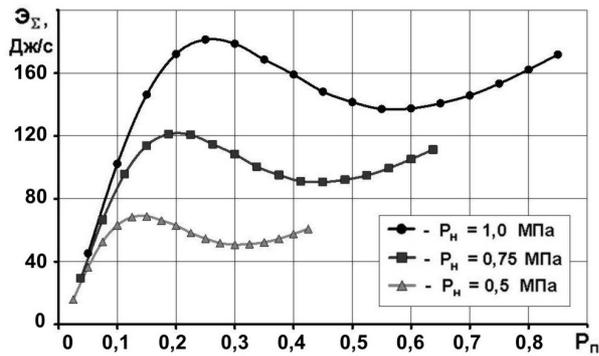


Рис. 6. Теоретические зависимости суммарных потоков тепловой энергии \dot{Q}_{Σ} от давления подпора P_p

Анализ этих зависимостей позволяет определить рациональные рабочие диапазоны по нагрузке (давлению подпора) для реализации максимальных потоков тепловой энергии в трубопроводе за генератором. Так, при давлении нагнетания $P_n = 0,5$ МПа рациональный рабочий диапазон по нагрузке лежит в пределах от 0,1 до 0,2 МПа, при $P_n = 0,75$ МПа этот диапазон составляет 0,15 ÷ 0,25 МПа, а $P_n = 1,0$ МПа 0,2 ÷ 0,3 МПа. Т.е., с ростом давления нагнетания от 0,5 до 1,0 МПа происходит сдвиг максимальных значений потоков тепловой энергии \dot{Q}_{Σ} и рациональных рабочих диапазонов в сторону больших значений по нагрузке (давлению подпора). При указанных значениях давления нагнетания и рабочих диапазонов по нагрузке, средние значения суммарного потока тепловой энергии $\dot{Q}_{\Sigma(ср)}$ (достигаемые за счет колебательных составляющих объемного расхода δQ и давления δP_1) более чем в три раза превышают значения потоков тепловой энергии при статическом нагнетании жидкости $\dot{Q}_{ст(ср)}$ (работа без генератора колебаний давления жидкости, т.е. бескавитационный режим).

Так, при $P_n = 1,0$ МПа и $P_p = 0,2 \div 0,3$ МПа:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\Sigma(ср)} &= 177 \text{ Дж/с,} \\ \dot{Q}_{ст(ср)} &= 5,05 \text{ Дж/с,} \\ \dot{Q}_{\Sigma(ср)}/\dot{Q}_{ст(ср)} &= 3,47. \end{aligned}$$

При $P_n = 0,5$ МПа и $P_p = 0,1 \div 0,2$ МПа:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\Sigma(ср)} &= 6,5 \text{ Дж/с,} \\ \dot{Q}_{ст(ср)} &= 2,15 \text{ Дж/с,} \\ \dot{Q}_{\Sigma(ср)}/\dot{Q}_{ст(ср)} &= 3,02. \end{aligned}$$

Из представленного видно, что повышение давления нагнетания при гидроимпульсном воздействии на жидкость приводит к более интенсивному тепловыделению по отношению к статическому нагнетанию.

Исследование, выполненное в данной работе, позволяет оценить величины коэффициента полезного действия теплогенератора на режимах работы, обусловленных процессами кавитации и вязкого

трения в системе. Выражение для КПД можно представить в виде

$$\text{КПД} = \frac{\dot{Q}_{\Sigma}}{\dot{Q}_{нmax}}. \tag{11}$$

$\dot{Q}_{нmax}$ – это максимальное значение потока тепловой энергии создаваемого насосом, когда насос работает на «себя» и трение в системе полностью преобразуется в тепло, и составляет 206, 133 и 73 Дж/с при давлении нагнетания $P_n = 1,0, 0,75$ и 0,5 МПа, соответственно.

Для этих давлений КПД теплогенератора на режимах работы, обусловленных процессами кавитации и вязкого трения в системе, находится в диапазоне 0,9 ÷ 0,94. Это подтверждается и экспериментальным исследованием, выполненным в работе [3], где представлены результаты анализа эксплуатационных характеристик кавитационных теплогенераторов.

Интересным фактом в этой работе является некоторое увеличение КПД более единицы с уменьшением температуры рабочего тела. По мнению автора, это означает, что замкнутая система поглощает теплоту из окружающего пространства (режим кондиционирования). В этом случае «рост» КПД больше единицы вполне соответствует термодинамике открытой системы (теплогенератор + рабочее тело).

Локальный перегрев воды непосредственно в зоне кавитации теплогенератора (по которому зачастую определяется его теплопроизводительность) можно объяснить действием электрохимических эффектов и других неравновесных процессов. Например, таких как: сонолюминисценция, при которой происходит адиабатический нагрев жидкости и газа внутри схлопывающегося пузырька до температуры $\approx 10^4$ К.

Однако уже на некотором расстоянии от кавитационной зоны вода релаксирует и поглощает выделенное тепло. Фактически это приводит к балансу потребляемой энергии и производимой теплоты.

Заключение

По результатам исследования потоков тепловой энергии гидродинамического преобразователя, включающего в себя генератор колебаний давления жидкости, установлено, что:

– средние значения суммарного потока тепловой энергии в рациональных рабочих диапазонах по нагрузке за генератором при периодически срывном кавитационном течении более чем в три раза пре-

вышают значения потоков тепловой энергии при статическом нагнетании жидкости;

– КПД теплогенератора, на режимах работы, обусловленных процессами кавитации и вязкого трения в системе, находится в диапазоне $0,9 \div 0,94$.

Литература

1. Потапов, Ю. С. *Успехи тепловой энергетики [Текст] / Ю. С. Потапов, Л. П. Фоминский // Фундаментальные проблемы естествознания и техники : сб. науч. тр. СПб. – М., 2002. – Т. 1. – С. 1059–1061.*

2. Фоминский, Л. П. *Сверхединичные теплогенераторы против Римского клуба [Текст] / Л. П. Фоминский. – Черкассы, 2003. – 432 с.*

3. *Вихревые теплогенераторы (термеры): проблемы и перспективы [Электронный ресурс] / А. А. Халатов, А. С. Коваленко, С. В. Шевцов [и др.]*

– Режим доступа: <http://deger.com.ua/article/vortex-heat-thurmer-problems-and-prospects>. – 12.05.2014.

4. А.с. 504444 СССР, МКИ В 06 В 1/18. *Генератор колебаний давления воды [Текст] / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, И. К. Манько, Н. И. Довгогоцько, В. А. Дрозд (СССР). – №1782997 ; заявл. 06.05.72 ; опубл. 05.02.76, Бюл. № 9. – 4 с.*

5. Пилипенко, В. В. *Кавитационные автоколебания [Текст] : монография / В. В. Пилипенко. – К. : Наук. думка, 1989. – 316 с.*

6. Раушенбах, Б. В. *Вибрационное горение [Текст] : монография / Б. В. Раушенбах. – М. : Физматгиз, 1961. – 500 с.*

7. Жулай, Ю. А. *Уточнение линейной математической модели кавитационного генератора колебаний давления жидкости [Текст] / Ю. А. Жулай // *Авиационно-космическая техник и технология*. – 2014. – № 7(114). – С. 21-26.*

Поступила в редакцию 16.05.2015, рассмотрена на редколлегии 19.06.2015

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. А. Задонцев, Днепропетровск, Украина.

ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КАВІТАЦІЙНОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Ю. О. Жулай

У роботі наведено результати розрахунків сумарних потоків теплової енергії і їх складових, що реалізовано генератором коливань тиску рідини, який входить до складу кавітаційного теплогенератора. Аналіз результатів виконаних розрахунків показав, що гідроімпульсний вплив на рідину (за інших рівних умов по тиску нагнітання й підпору) більш ефективний в порівнянні зі статичним нагнітанням та помітно впливає на значення потоку теплової енергії. Встановлено, що ККД теплогенератора на режимах роботи, обумовлених процесами кавітації й в'язкого тертя в системі, перебуває в діапазоні $0,9 \div 0,94$.

Ключові слова: енергозберігаючі технології, кавітаційний теплогенератор, генератор коливання тиску рідини, параметр кавітації, розмах і частота коливань, потік теплової енергії, ККД.

THEORETICAL EVALUTATION OF EFFICIENCY FACTOR OF VORTEX HEAT GENERATOR

Yu. A. Zhulay

In the work the results of calculations of summary thermal energy fluxes as well as their components generated by fluid pressure oscillation generator that is a part of heat generator are listed. The analysis of performed calculations shows that hydro-pulse action on the fluid (boost pressure and injection pressure factors being equals) is more efficient in comparison with static injection and has significant influence on heat energy flux value. It was stated that the efficiency factor of heat generator in operation conditions caused by cavitations and viscous friction processes in the system is within the range from 0,9 to 0,94.

Key words: energy-efficient technologies, vortex heat generator, fluid pressure oscillation generator, cavitation parameter, amplitude and frequency of oscillations, heat energy flux, efficiency factor.

Жулай Юрій Алексеевич – вед. науч. сотр., Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, Украина, e-mail: zhulay@westa-inter.com.