

Ю. М. АХМЕТОВ, Р. Р. КАЛИМУЛЛИН, Р. Ф. ХАКИМОВ, В. А. ЦЕЛИЩЕВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований течения несжимаемых жидкостей в вихревом теплогенераторе. Предложен комплекс безразмерных критериев анализа характеристик вихревых теплогенераторов. *Вихревой теплогенератор; вихревое течение; кавитация, газовая фаза*

Проблема интенсификации процессов теплообмена имеет важное значение для достижения прогресса в совершенствовании современных и создании новых энергетических и теплообменных аппаратов. Среди многообразия способов интенсификации теплообмена закрутка потоков рабочих сред является одним из наиболее простых и распространенных способов. Этот способ широко используется в энергонапряженных каналах теплообменников, химической промышленности и других технических устройствах.

Современные исследования показывают, что закрученные потоки привлекают к себе все более пристальный интерес как разработчиков, так и потребителей. Это обуславливается тем, что особые свойства закрученных течений имеют широкий диапазон технических приложений в энергетическом, теплообменном и технологическом оборудовании ядерной энергетики, аэрокосмической технике, химической и нефтеперерабатывающей промышленности, на транспорте, промышленной теплоэнергетике.

Одним из направлений кафедры прикладной гидромеханики УГАТУ является исследование гидродинамических и тепловых процессов нестационарного течения несжимаемых жидкостей с целью разработки высокоэффективных принципов преобразования энергии.

Исследованиями показано, что одним из наиболее эффективных и экологически безопасных устройств для преобразования энергии вихревого движения жидкости в тепло является вихревой теплогенератор.

Для проведения экспериментальных исследований вихревого течения несжимаемых жидкостей спроектирована и изготовлена установка (рис. 1), оснащенная системой измерения давления и температуры. Экспериментальная установка объемом рабочей жидкости $0,02 \text{ м}^3$ включает в себя электродвигатель 1 мощностью 15 кВт, центробежный насос 2 напором 7 м, вихревую трубу 3.

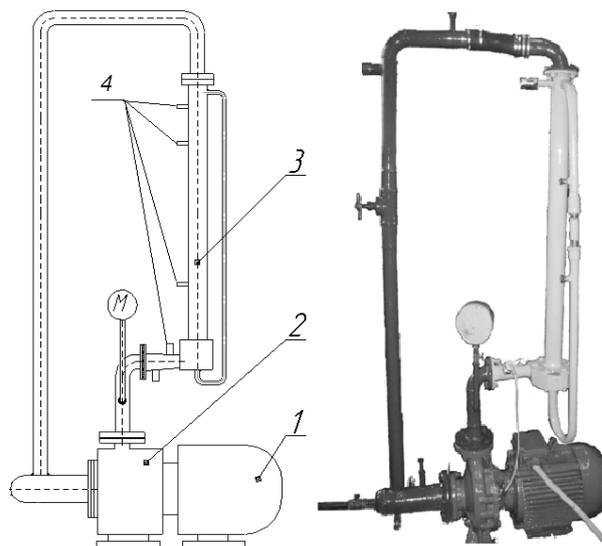


Рис. 1. Экспериментальная установка:
1 – электродвигатель; 2 – насос центробежный; 3 – вихревая труба;
4 – точки регистрации давления и температуры

Установка позволяет проводить экспериментальные исследования процессов высоконапорных вихревых течений в «пассивном» вихревом теплогенераторе.

В результате экспериментальных исследований удалось нагреть жидкость объемом $0,02 \text{ м}^3$ до 100 °C за 11 минут. Рост температуры происходил линейно, однако рост давления имел форму пилообразной кривой (рис. 2).

Контактная информация: тел. (347) 273-09-44

Исследования выполнены в соответствии с планом работ по направлению «Новые и возобновляемые источники энергии» федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

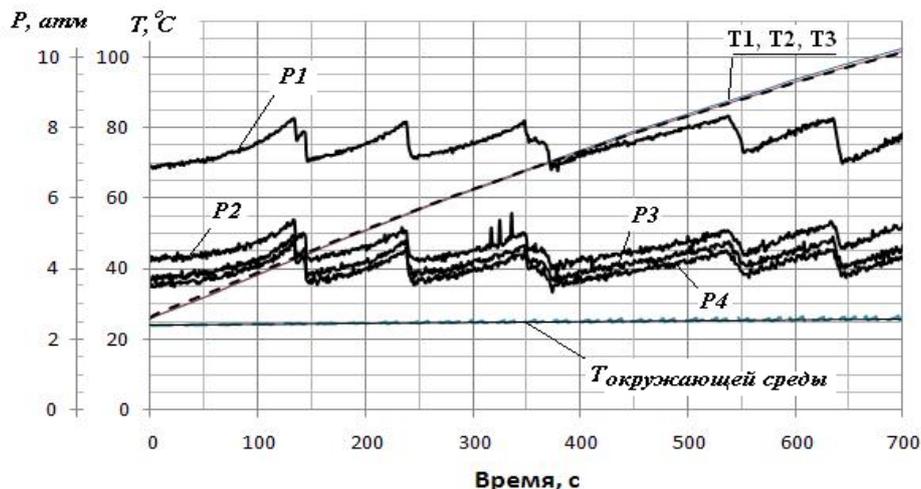


Рис. 2. Результаты экспериментальных исследований

При периодическом стравливании воздуха в емкости $V1$ и $V2$, как показано на рис. 3, давление в вихревом теплогенераторе (ВТГ) выравнивалось до определённого момента, а затем снова возрастало. В качестве рабочей гипотезы определён кавитационный эффект, определяющий характер гидродинамических процессов в теплогенераторе.

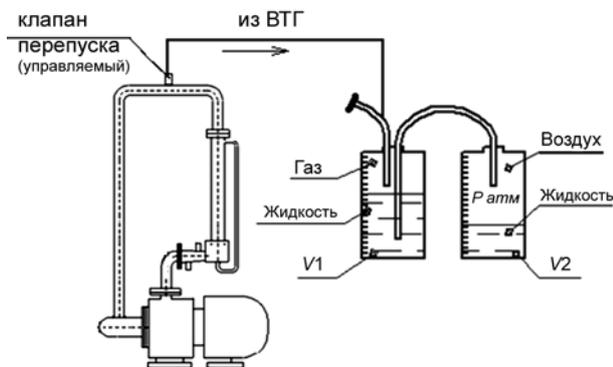


Рис. 3. Схема подключения емкостей для измерения количества выделившегося газа

Под кавитацией понимают появление в капельной жидкости областей (каверн), заполненных парами или газами, выделившимися из жидкости [1].

Кавитация относится к нестационарным явлениям, так как она представляет процесс возникновения, роста и схлопывания каверн.

Кавитация вызывает ряд эффектов, которые могут быть разделены на первичные и вторичные. К первичным эффектам гидродинамической кавитации, возникающим в местных сопротивлениях, можно отнести:

- повышение давления вследствие всхлопывания кавитационных каверн, сопровождающегося гидравлическими ударами;
- излучение звуковых импульсов;

- повышение температуры в зоне захлопывающихся каверн;
- конденсацию паров жидкости в зоне повышенного давления;
- люминесценцию — свечение кавитационной области вследствие развития высоких давлений и температур в микрообъемах захлопывающихся каверн и др.

К вторичным эффектам кавитации, обычно приводящим к разрушению или изменению структуры материала стенок, ограждающих поток жидкости, можно отнести: механическое и температурное разрушение, окисление и др.

Так как вихревой теплогенератор является закрытой системой, то протекающие процессы являются изохорными. Тогда рост температуры сопутствует увеличению давления в системе.

Условие сжимаемости жидкости [2]:

$$\Delta p = - \frac{\Delta V}{V_0 \cdot \beta_p}, \quad (1)$$

где β_p — коэффициент объемного сжатия ($\text{м}^2/\text{Н}$); V_0 — начальный объем;

$$\Delta V = V - V_0. \quad (2)$$

Знак минус в формуле обусловлен тем, что положительному приращению давления p соответствует отрицательное приращение (т.е. уменьшение) объема V .

Из условия температурного расширения [2]:

$$V = V_0 (1 + \beta_T \Delta T), \quad (3)$$

где β_T — коэффициент объемного расширения; ΔT — перепад температур.

Рост давления по условиям (1), (3) соответствует:

$$\Delta p = \frac{\beta_T}{\beta_p} \cdot \Delta T. \quad (4)$$

При подогреве жидкости объемом $0,02 \text{ м}^3$ на температуру $\Delta T = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ теоретический перепад

давления составляет $\Delta p = 10,3$ МПа. Однако по результатам экспериментов перепад давления $\Delta p = 0,135$ МПа (рис. 4).

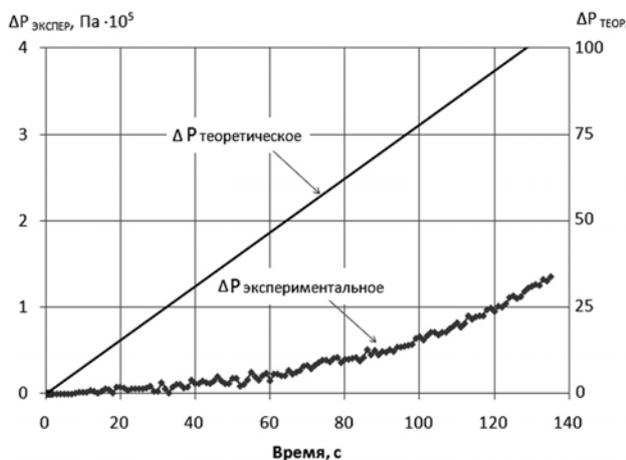


Рис. 4. Сопоставление теоретического и экспериментального перепада давления

Это объясняется тем, что в системе имеется «газовая подушка», которая компенсирует перепад давления.

Известно, что в единице объема жидкости (вода) имеется некоторое количество растворенного газа, которое определяется по закону Генри [3]:

$$V_G / V_{Ж} = kp / p_0, \quad (5)$$

где V_G — объем растворенного газа, приведенный к нормальным условиям (p_0, T_0); $V_{Ж}$ — объем жидкости; k — коэффициент растворимости (для воды $k = 0,016$ при н. у.); p — давление жидкости.

Растворенные газы будут выделяться из жидкости, когда отношение $k_1 = V_G / V_{Ж}$ превзойдет значение коэффициента растворимости газа k_1 , являющегося функцией давления p и температуры T [3].

Результаты экспериментальных исследований выявили, что в системе, заполненной жидкостью ($V = 0,02$ м³), имеется больше газа, чем исходя из условия (5).

Это может объяснять то, что в определённый момент времени происходит интенсивное выделение растворенной газовой фазы, т.е. появляется эффект кавитации.

В связи с этим появилась необходимость выявления точного количества выделившегося газа в системе.

Методика измерения количества выделившегося газа заключается в следующем: выделившийся газ при кратковременном открытии дросселя из верхней точки ВТГ поступает в емкость V1 (рис. 4), заполняет воздушную подушку. Повышение давления в емкости V1 способ-

ствует перетеканию жидкости в емкость V2. Количество вытекшей жидкости соответствует количеству выделившегося газа из вихревого теплогенератора.

В табл. 1, на рис. 5 представлены результаты экспериментальных исследований по выявлению количества растворенного воздуха в вихревом теплогенераторе.

Таблица 1
Количество выделившейся смеси (жидкость + газ) по результатам эксперимента

№ замера	Объем выделившейся смеси, мл	
	Емкость V1	Емкость V2
0	1000	0
1	1000	12
2	1150	13
3	1400	61
4	1450	335
5	1600	490

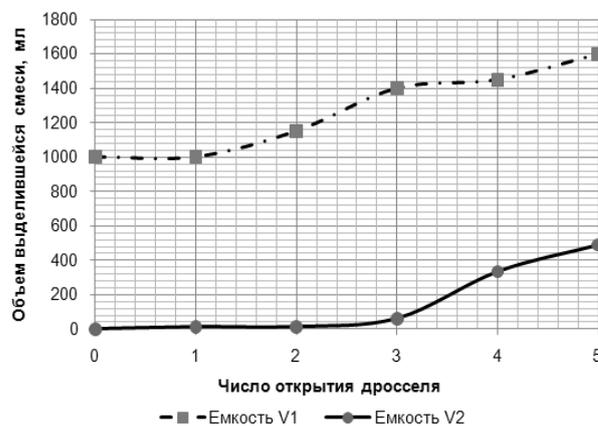


Рис. 5. Количество выделившейся смеси при открытии дросселя

На основе обобщенной физико-математической модели вихревого эффекта и на критериальной базе, предложенной А. А. Фузеевой для газовой вихревой трубы [4], разработана наиболее адекватная критериальная база процесса повышения температуры в вихревой трубе. Рассмотрено геометрическое, динамическое, кинематическое и термодинамическое подобие.

В результате обезразмеривания системы уравнений представленной математической модели и геометрических характеристик вихревых труб подобие предлагается описывать указанными ниже комплексами.

Геометрические: $f_t = \frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot d_{vk}^2}$ — отношение

площади проходного сечения тормозного устройства к площади вихревой камеры, характеризующее степень сжатия потока;

$f_v = \frac{l_{vk}}{d_{vk}}$ – отношение длины вихревой камеры к ее диаметру, характеризующее размер зоны устойчивого вихря до спрямления потока и его торможения; $f_b = \frac{d_b}{d_{vk}}$ – отношение диаметра байпасной линии к диаметру вихревой камеры, характеризующее параметры обратной связи по температуре и параметры потока в вихревой камере.

Динамические: $\mu_b = \frac{Q_b}{Q_1}$ – отношение расхода потока через байпас к входному расходу; $\mu_k = \frac{Q_k}{Q_1}$ – отношение расхода потока после тормозного устройства к входному расходу; $Re = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \nu_1 d_1}$ – отношение силы инерции к силе вязкости (число Рейнольдса).

Кинематические: $\overline{v_r} = \frac{v_r}{v_1} = \frac{v_r \rho F_c}{Q_1}$ – отношение радиальной составляющей скорости к среднерасходной скорости во входном сечении конфузора; $\overline{v_\phi} = \frac{v_\phi}{v_1} = \frac{v_\phi \rho F_c}{Q_1}$ – отношение окружной составляющей скорости к среднерасходной скорости во входном сечении конфузора; $\overline{v_z} = \frac{v_z}{v_1} = \frac{v_z \rho F_c}{Q_1}$ – отношение осевой составляющей

скорости к среднерасходной скорости во входном сечении конфузора.

Термодинамические: $Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}$ – число

Прандтля; $Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}}$ – число Фруда;

$Eu = \frac{p}{\rho \cdot v^2}$ – число Эйлера; $Sh = \frac{v \cdot l}{l}$ – число

Струхаля; $Ro = \frac{U}{L \cdot f}$ – число Росби.

Выразим температурную эффективность трубы через перечисленные выше параметры:

$$\eta_t = f(f_t, f_v, f_b, Fr, Re, Eu, Sh, Pr, Ro).$$

Таким образом, критериальная база вихревого теплогенератора позволяет устанавливать требования, которые следует предъявлять к лабораторной модели и проведению на ней исследуемого процесса, для того чтобы результаты моделирования могли быть использованы для проектирования реальных объектов.

В рамках приоритетного национального проекта «Образование» в 2007–2008 гг. в УГАТУ на кафедре прикладной гидромеханики в лаборатории учебного научного инновационного центра «Гидропневмоавтоматика» разработан многофункциональный стенд «Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкостей» (рис. 6, табл. 2).



Рис. 6. Стенд «Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкостей»: *а* – насосная станция; *б* – общий вид стенда; *в* – вихревой теплогенератор с узлом визуализации в вихревой трубе до крестовины

Таблица 2

**Технические характеристики стенда
«Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкостей»**

Параметр	Значение
Мощность электропривода насоса Grundfos CRNE (контур высокого давления), кВт	22
Мощность электропривода насоса Grundfos CRNE (контур низкого давления), кВт	7,5
Напряжение питания электродвигателей, В	380
Максимальное рабочее давление, Па×10 ⁵	25
Диапазон регулирования подачи, л/мин	0÷830
Рабочая жидкость	вода
Температурный диапазон рабочей жидкости, °С	0 ÷ 130

Данный стенд позволяет моделировать течение жидкости в «пассивных» теплогенераторах с возможностью визуализации процессов течения вихревых высоконапорных струй жидкости (рис. 6, в).

Входящее в состав стенда устройство с ультразвуковым, высокочастотным и высокопотенциальным возбуждением кавитационных процессов с получением высокотемпературной плазмы позволяет производить экспериментальные исследования в области плазмообразующих технологий на основе безуглеродных водосодержащих жидкостей.

В результате проведенных экспериментальных исследований процессов высоконапорных вихревых течений в «пассивном» теплогенераторе на стенде гидродинамического моделирования за 2 часа жидкость объемом 0,5 м³ нагрелась до 60 °С (рис. 7, 8) [5].

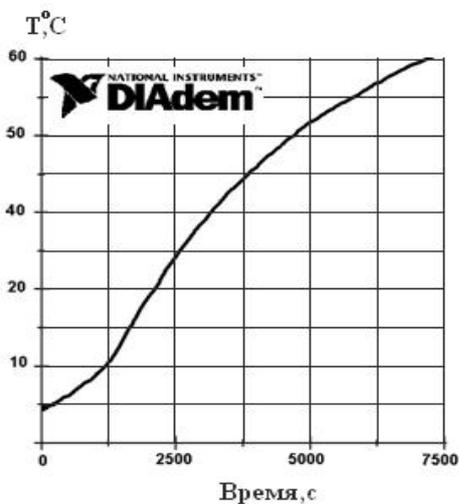


Рис. 7. Результаты экспериментальных исследований

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, получены экспериментальные данные о гидравлических параметрах вихревого теплогенератора.

Анализ эмпирических зависимостей при испытаниях вихревого теплогенератора позволил определить концепцию математического моделирования вихревого течения жидкости в теплогенераторе, определиться с начальными и граничными условиями, провести верификацию и вывести эмпирические коэффициенты.

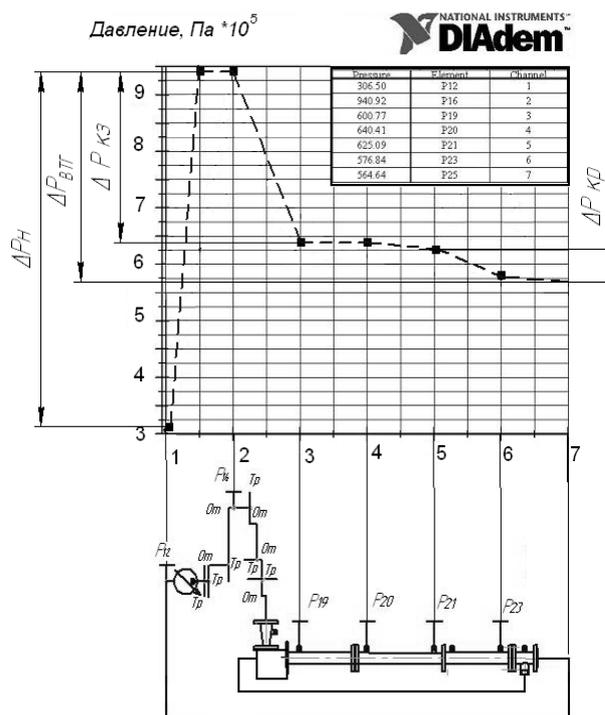


Рис. 8. Изменение давления по тракту вихревого теплогенератора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арзуманов Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. М.: Энергия, 1978. 304 с.
2. Калекин А. А. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие. М.: Мир, 2005.
3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 2003. 840 с.
4. Фузеева А. А., Пиралишвили Ш. А. Подобие в вихревых энергоделителях Ранка // Инженерно-физический журнал. 2006. Т.79. №1. С.29–34.
5. Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Целищев В. А. Численное и физическое моделирование течения жидкости в вихревом теплогенераторе // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета 2010 Т.14, №4(39)

ОБ АВТОРАХ

Ахметов Юрий Мавлютович, доц. каф. прикл. гидромех., зам. ген. дир. НИИТ. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УАИ 1959). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (МАИ, 1978). Иссл. в обл. газогидр. течений и систем упр. энерг. установок.

Калимуллин Радик Рифкатович, аспирант той же каф. (УГАТУ, 2009). Дипл. инж. техн. и технол. по энергомашиностроению (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. высоконапор. многофаз. течения жидкости.

Хакимов Рустем Фанилевич, магистрант той же каф. (УГАТУ, 2010). Дипл. бакал. вакуум. и компресс. техн. (УГАТУ, 2009) Иссл. в обл. высоконапор. многофаз. течения жидкости.

Целищев Владимир Александрович, зав. каф., проф. каф. прикл. гидромех. Дипл. инж.-мех. по гидравл. машинам (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. автоматики энергетических установок.