

УДК 662.9

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ И ЭНЕРГООБМЕНА ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ГЕНЕРАТОРЕ ТЕПЛА

© 2011 В. Н. Белозерцев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика  
С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассматриваются вопросы исследования и энергообмена закрученных потоков жидкости в вихре-вом гидравлическом генераторе тепла. Получены выражения для расчёта распределения скоростей и давления по его длине и радиусу. Подтверждена картина формирования свободного и вынужденного вихрей. Получены уравнения для расчёта подогрева жидкости.

*Гидравлический генератор тепла, закрученный поток жидкости, уравнение движения, уравнение неразрывности, распределение, давление, скорость, температура.*

Традиционными теплогенераторами, нашедшими широкое применение в технике и быту, являются преобразователи энергии, использующие теплоту сгорания различного рода топлив (жидкого, твёрдого и газообразного). Их недостатками являются загрязнение окружающей среды продуктами сгорания, значительные финансовые затраты при транспортировке и хранении энергоносителей.

Создание, разработка и исследование теплогенераторов, реализующих в своей работе иные принципы преобразования различных форм энергии в тепловую, и экологически чистых представляет значительный интерес. Такими теплогенераторами являются гидравлические вихревые теплогенераторы (рис.1.) В них электрическая энергия (привода насоса) преобразуется в кинетическую энергию поступательного и вращательного движения потока жидкости. Жидкость, приводимая в движение насосом, поступает через входное устройство 1 в завихрителе 2. Благодаря тангенциальному вводу 1 и профилю завихрителя (спираль Архимеда) жидкость закручивается, приобретая вихревой, спиралевидный характер движения. Выйдя из корпуса 3, через развихритель 4 и выходное отверстие 5 она поступает в

насос 6 и из него вновь подается во входное устройство гидравлического теплогенератора. Таким образом, в процессе работы жидкость движется по закольцованному контуру: теплогенератор-насос-теплогенератор. Характер течения жидкости, распределение скоростей и давлений внутри устройства будут определять интенсивность её подогрева. Поэтому необходимо знать особенности распределения скоростей и давлений в рабочей зоне теплогенератора, уметь их рассчитывать при заданных условиях на входном устройстве.

Вопросам течения закрученных потоков жидкости посвящено много работ. Как правило, в них рассматривается изотермическое течение жидкости. В вихре-вом гидравлическом генераторе тепла жидкость подогревается, изменяются её теплофизические характеристики, что влияет и на распределение её параметров внутри устройства. Но доля подогрева жидкости за один проход через теплогенератор будет составлять сотые доли градуса, поэтому зависимости распределения скоростей и давлений в рабочей зоне энергообмена, полученные для изотермической модели, будут здесь также справедливы.

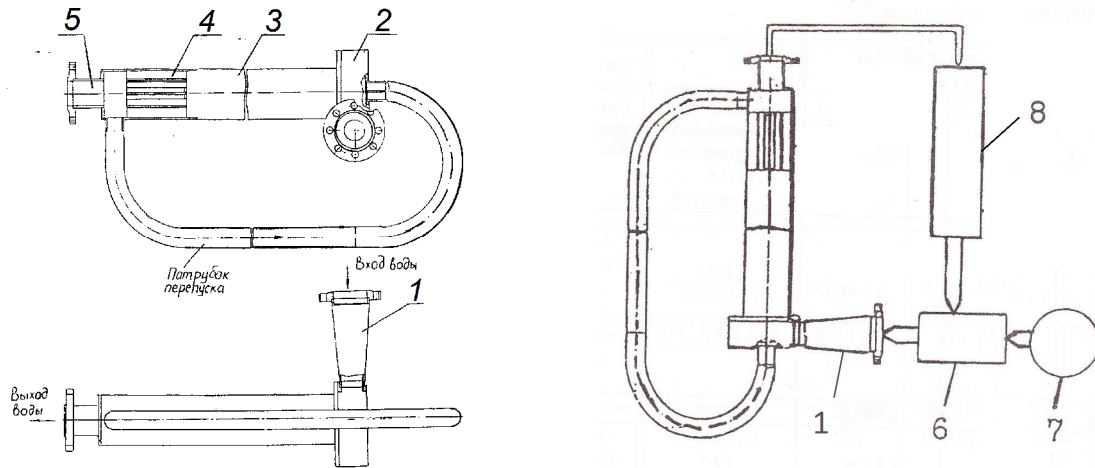


Рис.1. Общий вид и гидравлическая схема внутреннего контура теплогенератора:  
 1- входное устройство; 2-завихритель; 3-корпус; 4-развихритель;  
 5-выходное устройство; 6-насос; 7-электродвигатель; 8-бак

Подогрев жидкости может быть определён, если воспользоваться уравнением Бернулли для вязкой несжимаемой жидкости, вращающейся относительно некоторой оси [1]:

$$\frac{p_1}{r} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{r} + \frac{u_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + h_c. \quad (1)$$

Откуда удельная энергия, затрачиваемая на преодоление сил вязкого трения, будет равна:

$$h_c = \frac{p_1 - p_2}{r} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}, \quad (2)$$

здесь  $p_1, p_2, u_1, u_2, u_1, u_2$  - среднеинтегральные значения статического давления, окружных и осевых скоростей соответственно во входном и выходном сечениях теплогенератора. Полагая, что вся энергия, затрачиваемая на преодоление сил вязкостного трения, превращается в теплоту и идёт на подогрев жидкости, можно найти температуру воды на выходе из теплогенератора  $t_2$  из выражения

$$h_c = C(t_2 - t_1). \quad (3)$$

Откуда следует:

$$t_2 = t_1 + \frac{h_c}{C}, \quad (4)$$

где  $C = C(t)$ -теплоёмкость воды. Воспользоваться уравнениями (2), (3), (4) можно, если известны составляющие правой части уравнения (2) в выходном сечении. Их

можно найти из уравнения неразрывности и движения вязкой несжимаемой жидкости, в основу которого положен закон внутреннего трения Ньютона в применении к жидкой частице в цилиндрической системе координат  $t, q, z$  [1]:

$$\frac{u}{r} = \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial r}; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial u}{\partial z} &= n_r \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial z} + n_r \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right); \\ \frac{\partial}{\partial r}(rw) + \frac{\partial}{\partial z}(ru) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где, согласно рис.2, осреднённые компоненты скорости:  $w$  (по радиусу),  $u$  (по углу  $q$ ),  $u$  (по оси  $z$ ). Соотношения между ними для закрученного потока задаются в рамках одной из полуэмпирических теорий турбулентности [2].

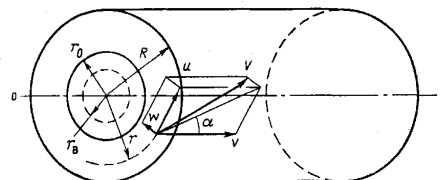


Рис. 2 Составляющие скорости и характерные радиусы в поперечном сечении закрученного потока в теплогенераторе

В работе [3] получены распределения окружной  $u(r, z)$ , осевой  $u(r, z)$  скоростей, циркуляции  $\Gamma_H(r)$  и статического давления по радиусу и длине трубы  $p(rz)$ :

$$u(r, z) = \frac{\Gamma_H(r)}{r} \left[ 1 - \exp\left(-\text{Re}_T \frac{r^2}{4h_T z}\right) \right] \times \left[ 1 - \exp\left(-\text{Re} \frac{(R-r)^2}{4h_T z}\right) \right] \quad (7)$$

$$\Gamma = ru = \Gamma_H(r) \left[ 1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4h_T z}\right) \right]; \quad (8)$$

$$u(r, z) = \bar{u} + Ro \frac{\Gamma_H}{2} \left(\frac{R}{r}\right)^2 \exp\left(-\frac{\text{Re}_T r^2}{4Rz}\right) \times \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\text{Re}_T r^2}{4Rz}\right) \right] + Ro \text{Re}_T \Gamma_H \frac{R}{r} \times \left[ \frac{3}{8} \text{Ei}\left(-\frac{\text{Re}_T r^2}{4Rz}\right) - \frac{1}{4} \text{Ei}\left(-\frac{\text{Re}_T r^2}{2Rz}\right) \right]; \quad (9)$$

$$p(r, z) = p_\pi + r \int_{r_0}^r \frac{u(r, z)^2}{r} = p_\pi + r \frac{\Gamma_H(r)^2}{r^3} \times \left[ 1 - \exp\left(-\text{Re}_T \frac{r^2}{4h_T z}\right) \right]^{-2} \times \left[ 1 - \exp\left(-\text{Re} \frac{(R-r)^2}{4h_T z}\right) \right]^{-2} dr, \quad (10)$$

где  $h_T = R \text{Re}_T^{-1}$ ,  $h = R \text{Re}^{-1}$  - турбулентная и кинематическая вязкости;  $R$  - радиус трубы;  $\text{Re}$  - критерий Рейнольдса;  $\Gamma_H(r) = ru_H(r)$  - циркуляция на входе в трубу;  $p_\pi$  - давление в полем вихревом жгуте закрученного потока;  $r_0$  - радиус цилиндрического разрыва сплошности вблизи оси вращения, при  $r < r_0$  давление  $p(r) = p_H = \text{const}$ ;  $Ro = \frac{\Gamma_H}{u R^2}$  - число Россби;  $\text{Ei}(\dots)$  - интегрально-показательная функция.

Анализ (7) и (8) показывает, что при различных начальных условиях, задавае-

мых функцией  $\Gamma_H(r)$ , можно получать и различные функции изменения окружных скоростей по длине теплогенератора. Например: при потенциальном свободном вихре на входе имеем  $\Gamma_H(r) = \text{const} = \Gamma_H$ . Тогда

$$u = \frac{\Gamma_H}{r} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4h_T z}\right) \right]. \quad (11)$$

При  $r \ll \sqrt{4h_T z}$  в приосевой зоне жидкость вращается как твёрдое тело с угловой скоростью  $\frac{\Gamma_H}{4h_T z}$ . При

$r \gg \sqrt{4h_T z}$  - ближе к стенкам теплогенератора движение безвихревое, каким оно было в начальном сечении. Уравнение (7) теоретически обосновывает составной «вихрь Ранка». Анализ решения уравнений (7) и (8) показал, что при любом промежуточном состоянии жидкости на входе, какими бы законами ни задавался входящий в теплогенератор закрученный поток, через определённое расстояние от начального створа вследствие вязкой диффузии и диссипации энергии формируется течение, внутренне присущее закрученному потоку.

В имитационной математической модели было проведено исследование течения жидкости при двух различных условиях на входе в теплогенератор. В первом случае величина циркуляции на входе задавалась как для потенциального течения  $\Gamma_H = v_{ex} \cdot r_{ex} = \text{const}$  и как твёрдое тело  $\Gamma_H = \frac{u_{ex} \cdot r_{ex}}{R} r$ .

Для решения этой задачи для двух различных условий была разработана программа расчёта в среде Mathcad. В этой программе были проведены расчёты для гидравлического теплогенератора с заданными: площадью сопла на входе в улитку  $26 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , радиусом трубы камеры  $26 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , длиной трубы 0,5 м и радиусом на входе  $r_{ex} = 0,058$  (расстояние от оси входного устройства до оси корпуса), скоростью на входе  $u_{ex} = 2,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Разработаны дополнительные программные функции, позволяющие автоматически переопределять табличные данные  $r = r(t)$ ,  $C = C(t)$ ,  $n = n(t)$  (плотности, теплоёмкости и кинематической вязкости) и реализовывать циклически процедуру расчёта осреднённых по площади сечения значений  $v(r, z)$ ;  $u(r, z)$ ;  $p(r, z)$  (и изменение температуры за несколько проходов жидкости через теплогенератор. Дополнительные процедуры помещены в отдельный файл Mathcad, расчётные документы используют вспомогательные функции по ссылке. Результаты расчёта представлены на рис. 3. Исследуемая имитационная модель теплогенератора показала, что задание циркуляции на входе существенно влияет на физическую картину течения и практические расчёты. Так, потенциальное движение на входе, задаваемое  $\Gamma_H = \text{const}$  оказывается практически неприменимо для описания структуры потока в двух зонах: вблизи оси вращения и твёрдых стенок трубы, в которых существенно воздействие вязкости. Более близкие результаты даёт имитационная математическая модель при задании циркуляции  $\Gamma_H(r)$  по второму случаю, когда рассматривается вращение жидкости во входном сечении как вращение твёрдого тела с постоянной угловой скоростью. Результаты, представленные на рис. 3, полностью подтверждают наличие свободного вихря у периферии трубы и вынужденного вихря, вращающегося как твёрдое тело. Рассчитанные значения температуры (рис.3, з) получены в математической имитационной модели для адиабатно-изолированной жидкости на внешней поверхности теплогенератора, а также без учёта теплоты, пошедшей на подогрев корпуса теплогенератора, труб, обеспечивающих круговое движение по рабочему гидравлическому контуру теплогенератора, подогрева всей жидкости, находящейся в системе тепло-

генератор – насос – теплогенератор. Уточнить подогрев для каждого конкретного циркуляционного контура теплогенератора можно с помощью выражения

$$\Delta h_C = h_C - \sum_{i=1}^n q_i, \quad (12)$$

здесь  $\Delta h_C$  - доля удельной энергии, пошедшей на нагрев всей жидкости;  $\sum_{i=1}^n q_i$  - суммарная удельная энергия, пошедшая на нагрев воды в контуре труб и потери в окружающую среду.

Предположим, что длина присоединительных труб равна длине теплогенератора (в действительности она в несколько раз больше). Величина относительного теплового потока, отводимого от внутренней поверхности теплогенератора и присоединительных труб за счёт теплопередачи, будет составлять

$$q_l = \frac{p(t_1^i - t_f)}{\frac{1}{2l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_f \cdot d_1}}. \quad (13)$$

В этом выражении  $t_1^i, t_f$  - температура воды на входе в теплогенератор и температура окружающей среды на момент времени  $t$ ;  $d_1, d_2$  - внутренний, внешний диаметры;  $l$  - коэффициент теплопроводности стенки;  $a_f$  - коэффициент теплоотдачи внешнего теплоносителя.

Тогда тепловой поток

$$Q = 2 \cdot q_l \cdot l, \quad (14)$$

а доля энергии, пошедшей на нагрев воды,

$$\Delta h_C = h_C - \frac{Q \cdot t}{m_T}. \quad (15)$$

Подогрев воды в теплогенераторе с учётом отвода теплоты в стенку

$$\Delta t^i = \frac{\Delta h_C}{C}. \quad (16)$$

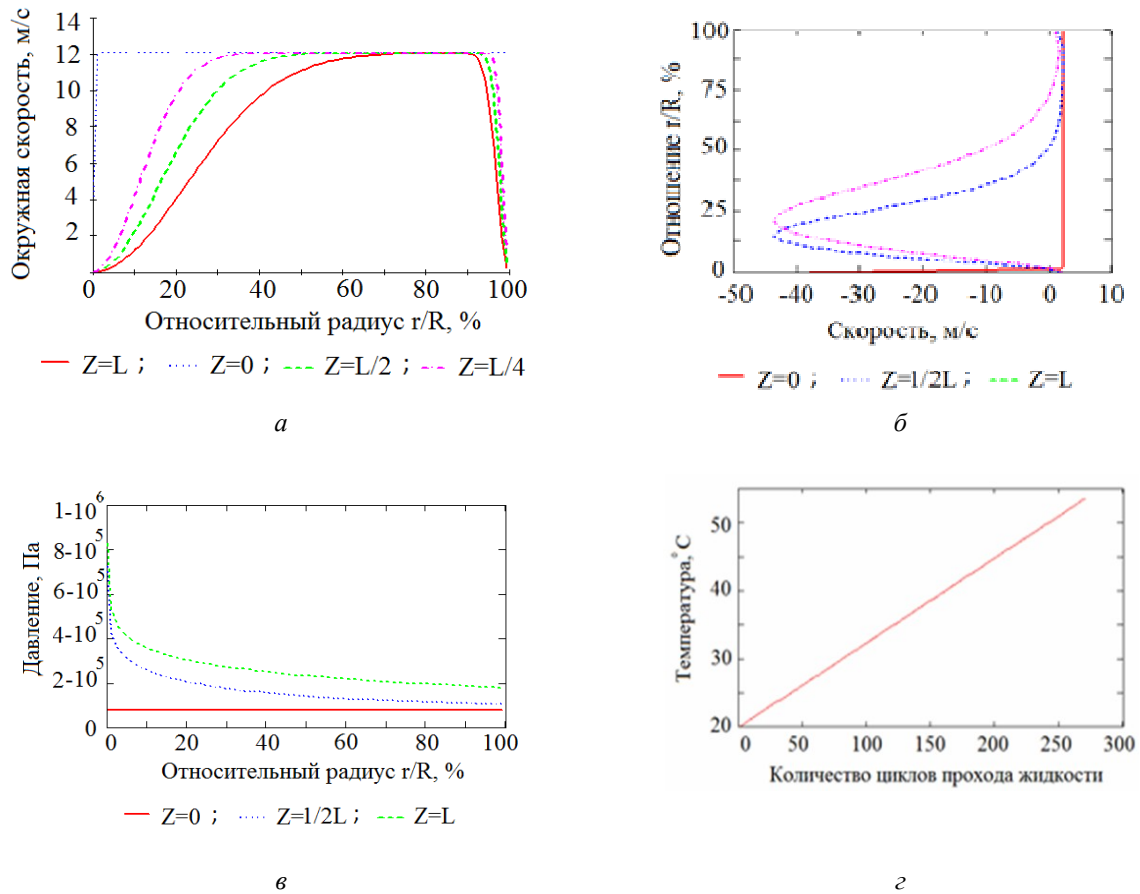


Рис.3 Распределение по радиусу и в различных сечениях теплогенератора:  
 а - окружной скорости; б - осевой скорости; в - статического давления;  
 г- температуры жидкости в выходном сечении

Масса жидкости в теплогенераторе и трубопроводах будет приблизительно равна:

$$m_T = 2 r V_T, \quad (17)$$

здесь  $r$  - плотность воды;  $V_T$  - внутренний объём теплогенератора. Тогда при смешении подогретой жидкости из теплогенератора и жидкости, находящейся в трубах, температура смешения

$$t_{см} = \frac{m_T t_2^i + m_2 t_2^{i-1}}{m_T + m_2}, \quad (18)$$

здесь  $m_T$ ,  $m_2$  - массы жидкостей в теплогенераторе и трубопроводах;  $t_2^i, t_2^{i-1}$  - температуры жидкостей на выходе из теплогенератора и температура жидкости в трубопроводах,  $i$  - номер прохода жидкости через теплогенератор. Тогда подогрев

жидкости с учётом теплообмена и присоединённой массы жидкости

$$\Delta t'' = (t_{см} - t_1^i). \quad (19)$$

Из (18) видно, что температура жидкости после смешения будет существенно зависеть от суммарной присоединённой массы жидкости, находящейся в закольцованном контуре теплогенератор-насос-теплогенератор. В табл.1 представлены результаты расчёта температуры смеси и температурного напора  $\Delta t''$  воды для различных присоединённых масс при первом проходе жидкости. Как видно из расчётов, величина будет существенно ниже при учёте теплообмена с окружающей средой. При наличии данных о присоединённой массе всех трубопроводов и насоса это значение снизится еще более.

Таблица 1. Результаты расчёта подогрева жидкости

$t_1^1$	$t_2^1$	$\Delta t$	$t$	$q_l$	$\Delta h_c$	$\Delta t'$	$t_{cm}, ^\circ C$			$\Delta t''$		
$^\circ C$	$^\circ C$	$^\circ C$	с	$\frac{Вт}{м}$	$\frac{Дж}{кг}$	$^\circ C$	$m_2$			$m_2$		
							$m_T$	$2m_T$	$3m_T$	$m_T$	$2m_T$	$3m_T$
20	20.12	0.12	0.21	274	440.35	0.105	20.052	20.035	20.026	0.052	0.035	0.026

В результате проведённых исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработанная имитационная математическая модель подтверждает физическую картину течения жидкости внутри теплогенератора: наличие двух вихревых потоков, периферийного – свободного и приосевого – вынужденного. Оба потока вращаются в одну сторону, но линейно движутся в разных направлениях.

2. Математическая модель позволяет рассчитывать эпюры окружных, осевых скоростей и статического давления по радиусу и длине теплогенератора, а также подогрев жидкости для адиабатной модели теплогенератора с учётом теплообмена

в окружающую среду, данных по присоединённой массе воды в трубопроводах.

### Библиографический список

1. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г. Н. Абрамович.- М.: Гос. теор.-техн. изд-во, 1953.- 600 с.
2. Аксенов, Ю. Н. Экспериментальное исследование движения винтового потока в водосбросных сооружениях [Текст]: автореф. дис.. канд. техн. наук./ Ю. Н. Аксенов. – Харьков, 1969.-16 с.
3. Волшаник, В. В. Закрученные потоки в гидротехнических сооружениях. [Текст] / В. В. Волшаник, А. Л. Зуйкова, А. П. Мордасов. – М.: Энергоатомиздат, 1990.-280 с.

## RESEARCH OF CURRENT AND POWER INTERCHANGE OF SWIRLED FLUID STREAMS IN A HYDRAULIC HEAT GENERATOR

© 2011 V. N. Belozertsev

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov  
(National Research University)

The paper deals with the analyses of power interchange of swirled fluid flows in a vertical hydraulic heat generator. Expressions are derived for the calculation of velocity and pressure distribution over its length and radius. The pattern of free and forced vortex formation is confirmed. Equations are obtained to calculate fluid heating.

*Hydraulic heat generator, swirled flow of fluid, equation of motion, continuity equation, distribution, pressure, velocity, temperature.*

### Информация об авторе

**Белозерцев Виктор Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [teplotex\\_ssau@bk.ru](mailto:teplotex_ssau@bk.ru). Область научных интересов: рабочие процессы тепловых двигателей и энергетических установок.

**Belozertsev Viktor Nicolayevich**, Ph.D., associate professor, department of heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: [teplotex\\_ssau@bk.ru](mailto:teplotex_ssau@bk.ru). Area of research: working processes of heat engines and power plants.