

Тимошук А.Л.

ОСОБЕННОСТИ КОНТАКТНОГО НАГРЕВА ВОДЫ ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Сущность метода контактного нагрева воды продуктами сгорания топлива заключается в том, что передача теплоты от продуктов сгорания воде осуществляется непосредственно, а не через разделяющие поверхности. Контактная камера по своему устройству и принципу действия существенно отличается от работы поверхностных теплообменников. Эти отличия заключаются в следующем:

- вода в контактной камере может нагреваться только до определённого предела, после которого прекращается повышение её температуры и происходит только испарение влаги;
- процесс охлаждения нагретых продуктов сгорания водой сопровождается взаимным массообменом между ними за счет испарения или конденсации водяных паров;
- в контактной камере отсутствует стенка между высокотемпературными продуктами сгорания топлива и водой, в результате чего среднее абсолютное значение коэффициента теплопередачи между ними возрастает;
- величина поверхности непосредственного контакта между газами и водой не является постоянной величиной, а зависит от гидродинамики потоков газовой и жидкой сред.

При непосредственном контакте нагреваемой воды с продуктами сгорания топлива компоненты продуктов сгорания могут вступать в химические реакции с водой. Вследствие этого предъявляются высокие требования к содержанию в продуктах сгорания химически активных компонентов (CO , CO_2 , SO_x , NO_x), а, следовательно, и к самому топливу. Практически единственным видом топлива, используемым для контактного нагрева воды, является природный газ. Применение природного газа в качестве топлива позволяет соблюдать санитарно-гигиенические нормы и использовать горячую воду, нагретую контактным способом для бань, прачечных, ванн и других хозяйственных нужд.

В связи с отсутствием при сжигании природного газа потерь теплоты в результате механической и химической неполноты сгорания и весьма небольшими потерями тепла в окружающую среду, единственной потерей теплоты в котлах, о дальнейшем снижении которой может идти речь, является потеря тепла с уходящими газами. По отношению к низшей теплоте сгорания газа потеря тепла с уходящими газами составляет 5 – 6 %. Эффективность метода контактного нагрева достигается за счет минимальных потерь тепла с уходящими газами при охлаждении продуктов сгорания ниже точки росы. При охлаждении уходящих газов до низких температур (ниже точки росы) можно максимально использовать «скрытую» теплоту, выделяющуюся при конденсации водяного пара.

Контактный водонагреватель [1] состоит из 3 основных узлов: топки, контактной камеры и трубы с вытяжным вентилятором. Основное назначение топки – обеспечить полное сжигание газа при возможно меньшем коэффициенте избытка воздуха α_m . Контактная камера служит для создания максимальной площади контакта между газами и водой при минимальном гидравлическом сопротивлении. Для наиболее глубокого охлаждения продуктов сгорания следует обеспечить противоток между газами и водой, а также, необходимое время

контакта между жидкой и газообразной средами.

Для оценки эффективности работы контактного водонагревателя в сочетании со слоевым пульсирующим горением газообразных топлив, рассмотрим физико-математическую модель процесса контактного нагрева воды на основе модели, предложенной Ю.П. Сосниным [2]. Схема контактного водонагревателя показана на рис. 1.

Отличительными чертами предлагаемой в настоящей работе модели являются:

- нестационарный режим движения продуктов сгорания;
- конструкция теплообменника в виде ряда пластин, смачиваемых водой.

На расчетной схеме контактного водонагревателя обозначены:

D – диаметр теплообменника, δ – расстояние между пластинами, T_{g0} , T_{w0} – начальная температура газов и воды, G_{g0} , G_{w0} – начальный расход влажных продуктов сгорания и воды, X – координата.

При построении физико-математической модели процесса контактного теплообмена сделаны следующие допущения:

- потоки теплообмениваемых сред являются одномерными по оси OX , т.е. все параметры газа и воды зависят только от координаты X ;
- газовый поток является идеальным газом, представляющим собой смесь сухого газа и водяного пара;
- смачиваемость пластин полная, т.е. высокотемпературные газы контактируют только с пленками воды, омываемыми пластины;
- процесс тепло- и массообмена от газа к воде в каждом сечении оси определяется локальной относительной скоростью $W_g + W_w$ и физическими параметрами газа в данном сечении.

Физико-математическая модель по [2] представлена в виде системы четырех дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dG_w}{dx} &= -g \\ \frac{dG_g}{dx} &= -g \\ G_g \cdot C_g \frac{dT_g}{dx} &= -q + C_p \cdot g(T_g - T_w) \\ G_w \cdot C_w \frac{dT_w}{dx} &= -q_w \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где G_g , G_w – поток влажных продуктов сгорания и воды в сечении x , кг/с; T_g , T_w – температура газов и воды в сечении x , К; g – поток массы водяных паров через поверхность контакта, кг/м²·с; q , q_w – поток тепла от продуктов сгорания к воде и поток тепла с водяным паром, кДж/м²·с; C_g , C_p , C_w – теплоемкость газов, водяного пара и воды, кДж/кг·К.

Тимошук Александр Леонидович, аспирант каф. водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

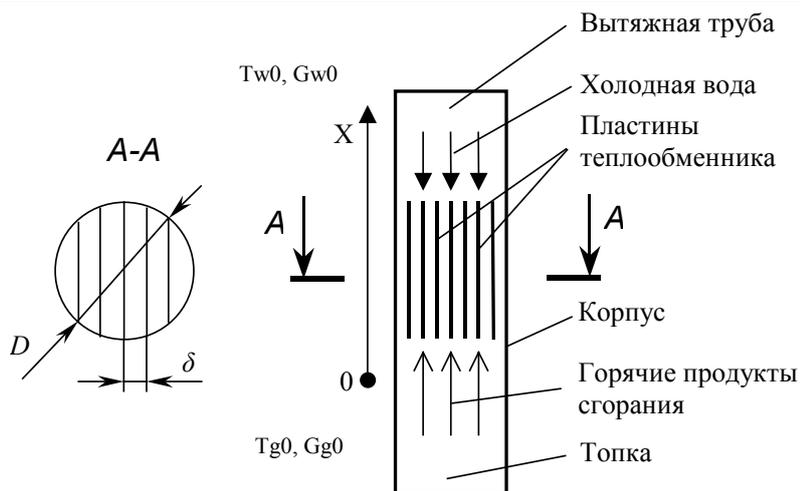


Рис. 1. Схема контактного теплообменника.

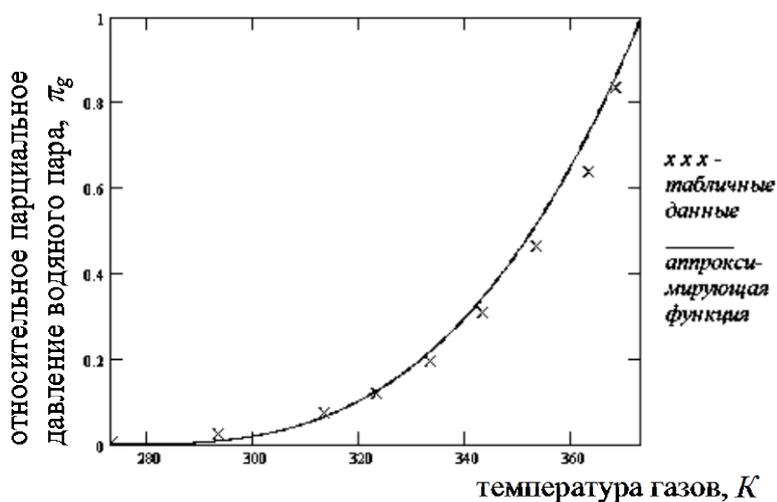


Рис. 2. Зависимость относительного парциального давления водяного пара от температуры.

Первые два уравнения представляют уравнения сохранения массы для газа и воды, а третье и четвертое – уравнение сохранения энергии для газа и для воды соответственно.

Поток массы водяных паров возникает за счет разности парциальных давлений водяного пара в продуктах сгорания и над пленками воды и определяется из соотношения:

$$g = F_k \cdot (\pi_g - \pi_w) \cdot \beta, \quad (2)$$

где F_k – площадь контакта газ – вода, считая на единицу длины теплообменника, m^2/m ; π_g, π_w – относительные парциальные давления водяного пара в продуктах сгорания и над пленками воды; β – коэффициент массообмена, $kg/m^2 \cdot c$

Зависимость относительного парциального давления от температуры в диапазоне температур от 273 K до 373 K (рис.2) можно с достаточной точностью описать выражением:

$$\pi_g = 10^{-6} (T_g - 273)^3. \quad (3)$$

При температурах свыше 373 K относительное парциальное давление водяного пара в продуктах сгорания практически не изменяется и соответствует начальному значению.

Площадь контакта газов и воды, считая на единицу длины теплообменника F_k при полной смачиваемости пластин,

определяется суммарной шириной пластин l_Σ теплообменника (рис. 1) определяется как:

$$F_k = 2 \cdot l_\Sigma = 2D \cdot (1 + 2 \sum_{i=1}^{(n-1)/2} \sqrt{1 - \frac{4i}{n}}), \quad (4)$$

где D – диаметр теплообменника, м; n – количество пластин ($n = 5$).

Поток тепла к воде от продуктов сгорания возникает вследствие разности температур газов и воды и может быть определен из соотношения:

$$q = F_k \cdot (T_g - T_w) \cdot \alpha, \quad (5)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $Wt/m^2 \cdot K$

Поток тепла, поглощаемый водой, дополнительно включает теплоту парообразования, выделяющуюся при конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания:

$$g_w = q + (r + (C_p - C_w) \cdot T_w), \quad (6)$$

где r – теплота парообразования воды, kJ/kg

Массопередача между газами и водой возникает вследствие диффузии водяного пара. Теплопередача определяется теплопроводностью газов. Коэффициенты

теплопередачи и массопередачи в формулах (2) и (5) определяются из известных соотношений:

$$\beta = \frac{D_i}{\delta} Nu_\beta, \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_g}{\delta} Nu_\alpha, \quad (8)$$

где D_i – коэффициент концентрационной диффузии, кг/м·с; λ_g – коэффициент теплопроводности продуктов сгорания, Вт/м·К; Nu_α Nu_β – числа Нуссельта для тепло- и массообмена соответственно; δ – характерный размер, м.

Для пластинчатого теплообменника характерный размер определяется отношением площади поперечного сечения теплообменника к смачиваемому периметру. В случае компоновки теплообменника согласно рис. 1, с учетом (4) имеем:

$$\delta = \frac{\pi \cdot D}{4(1 + 2 \sum_{i=1}^{(n-1)/2} \sqrt{1 - \frac{4i}{n^2}})}. \quad (9)$$

Процессы концентрационной и молекулярной диффузии связывает закон Фика, согласно которому, диффузионный поток количества вещества, переносимого в единицу времени через единицу площади, равен:

$$D_i = D_0 \cdot grad\rho = \frac{D_0 \cdot P}{R_p} \left(\frac{1}{T_g} - \frac{1}{T_w} \right), \quad (10)$$

где D_0 – коэффициент молекулярной диффузии, м²/с; P – давление газов, кПа.

На основании подобия процессов конвективной теплоотдачи и массоотдачи для пластинки в ламинарном потоке [4] можно записать:

$$Nu_\alpha = Nu_\beta = 0.664 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}. \quad (11)$$

Для турбулентного режима движения сред выражение (11) имеет вид:

$$Nu_\alpha = Nu_\beta = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33}. \quad (12)$$

В последующем для расчета из соотношений (11) и (12) выбирается соответствующее режиму течения теплообменивающихся сред.

Число Рейнольдса при противотоке определяется относительной скоростью течения теплообменивающихся сред:

$$Re = \frac{(W_g + W_w) \cdot \delta}{\nu_g}, \quad (13)$$

где ν_g – коэффициент кинематической вязкости газов, м²/с.

Вязкость и теплопроводность газов являются функцией температуры и их можно с достаточной точностью определить из эмпирических формул, предложенных в [2]:

$$\lambda_g = 0.01 \cdot (2.43 + 4.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_g), \quad (14)$$

$$\nu_g = 10^{-6} (13 + 0.107 \cdot 10^{-3} \cdot T_g + 57 \cdot 10^{-6} \cdot T_g^2). \quad (15)$$

Относительное парциальное давление водяных паров в продуктах сгорания определяется их начальным влагосодержанием:

$$\pi_g = \frac{R_p}{R_{sg}} \cdot \frac{d}{1 + d \cdot (R_p / R_{sg})}, \quad (16)$$

где d – влагосодержание продуктов сгорания, г/кг; R_p , R_{sg} – газовые постоянные для водяного пара и сухого газа, кДж/кг·К.

Дополнительно используем следующие соотношения:

$$G_{sg} = G_g / (1 - d), \quad (17)$$

$$G_p = G_g - G_{sg}, \quad (18)$$

$$R_g = \frac{R_{sg} \cdot G_{sg} + R_p \cdot G_p}{G_{sg} + G_p}, \quad (19)$$

$$C_g = \frac{C_{sg} \cdot G_{sg} + C_p \cdot G_p}{G_{sg} + G_p}, \quad (20)$$

$$W_w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot F_w}, \quad (21)$$

$$F_g + F_w = F, \quad (22)$$

$$\rho_g = \frac{p}{R_g \cdot T_g}, \quad (23)$$

где C_g , C_{sg} , C_p – теплоёмкость влажного газа, сухого газа, пара при постоянном давлении, кДж/кг·К; r – теплота конденсации (испарения) водяного пара, кДж/кг; F , F_g , F_w – свободное сечение контактной камеры, живое сечение газового потока и живое сечение потока воды, м²; R_g – газовая постоянная для влажного газа, кДж/кг·К; ρ_g – плотность, кг/м³.

При использовании контактного нагрева воды в сочетании с устройствами пульсирующего горения, необходимо учитывать нестационарность потока продуктов сгорания. Авторами [3], [5] даются следующие зависимости для определения давления и скорости при пульсирующем горении. Значения давления газов и скорости потока газов изменяются во времени (координата τ) и вдоль вертикальной оси (координата x) аппарата (рис. 1) в соответствии со следующими закономерностями:

$$P = P_0 + P_a \cdot \sin \frac{\pi \cdot x \cdot n}{L} \cdot \cos(\omega \cdot \tau), \quad (24)$$

где P_0 – среднее значение давления, Па, P_a – амплитудное значение давления, Па, n – волновое число, L – длина газового тракта, м, ω – угловая частота пульсаций давления, с⁻¹.

Амплитудное значение давления P_a , согласно [5], вычисляется по формуле:

$$P_a = \frac{0.25 \cdot Q_n^p \cdot B}{V_m \cdot f \cdot k}, \quad (25)$$

где Q_n^p – низшая рабочая теплота сгорания топлива, МДж/м³, B – расход топлива, м³/ч, V_m – внутренний объём аппарата, м³, f – частота пульсаций, с⁻¹, k – эмпирический коэффициент перехода от факельного горения к слоевому.

Энергетически процесс пульсирующего горения можно оценить при помощи эффективной скорости [3]

$$W_s = W_{cp} + \frac{W_a}{\sqrt{2}}, \quad (26)$$

где W_{cp} – среднерасходная скорость, м/с, W_a – амплитудное значение скорости, м/с, n , L , ω – то же, что в формуле (2.21).

Амплитудное значение скорости определяется, в соответствии с [3] по формуле:

$$W_a = \frac{P_a}{\rho_{cp} \cdot c_3}, \quad (27)$$

где ρ_{cp} – средняя плотность газов, кг/м³, c_3 – скорость звука.

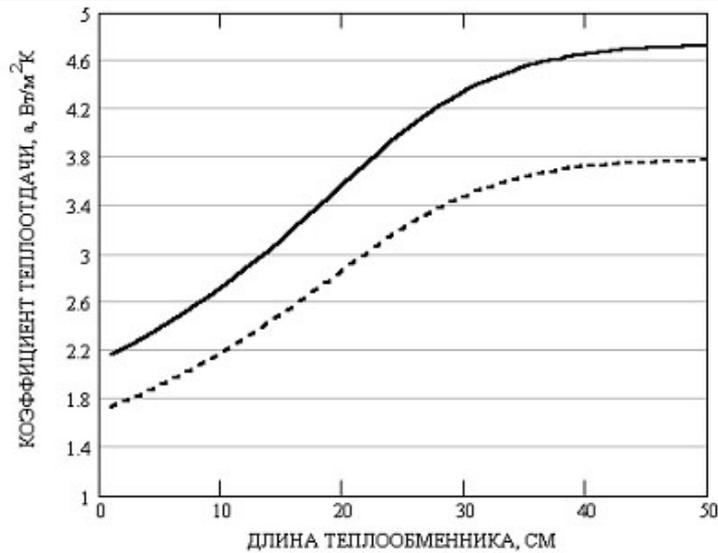


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине контактной камеры при нестационарном движении продуктов сгорания (сплошная линия) и при стационарном движении продуктов сгорания (пунктирная линия).

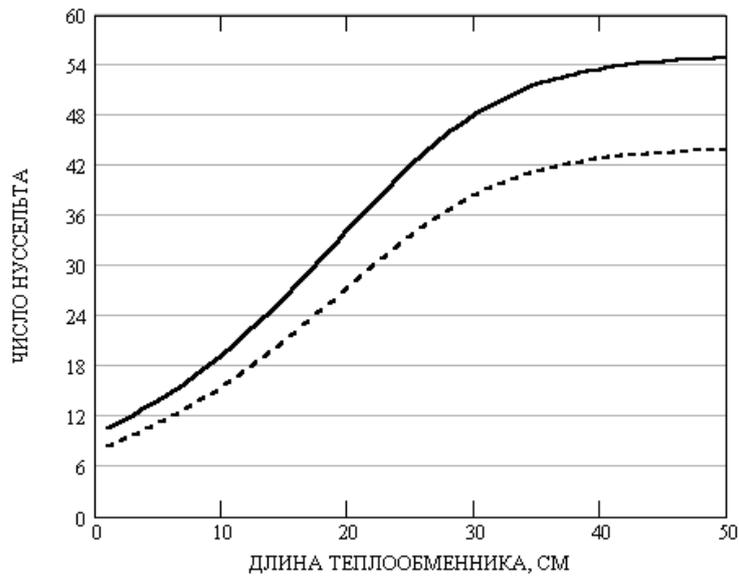


Рис. 4. Изменение числа Нуссельта по длине контактной камеры при нестационарном движении продуктов сгорания (сплошная линия) и при стационарном движении продуктов сгорания (пунктирная линия).

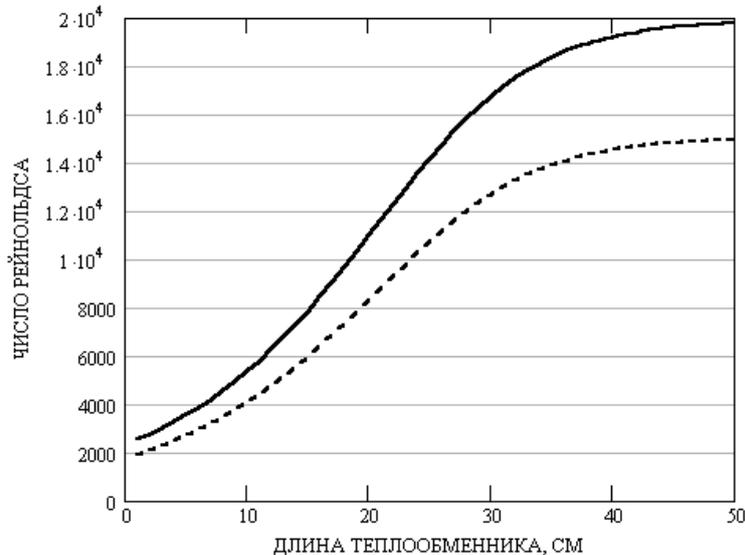


Рис. 5. Изменение числа Рейнольдса по длине контактной камеры при нестационарном движении продуктов сгорания (сплошная линия) и при стационарном движении продуктов сгорания (пунктирная линия).

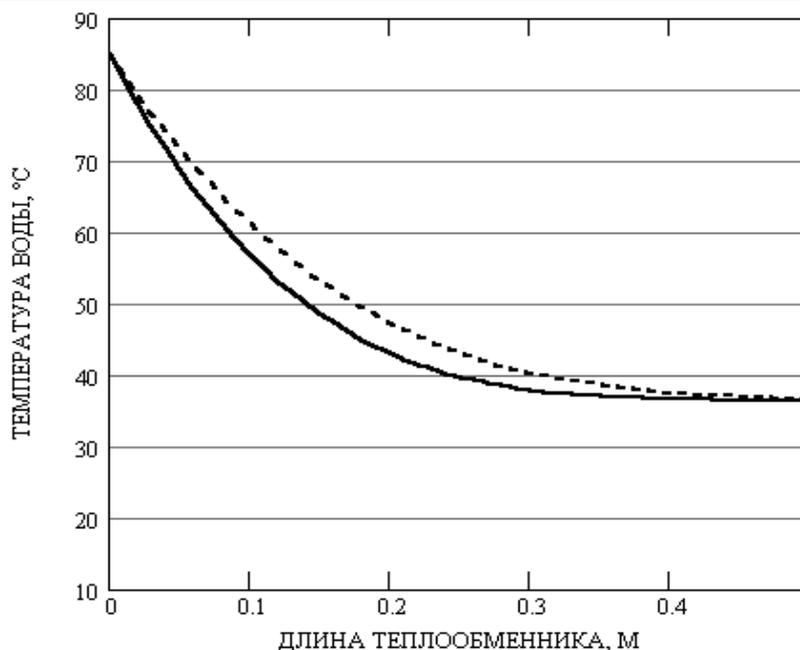


Рис. 6. Изменение температуры воды по длине контактной камеры при наличии пульсаций скорости и давления (сплошная линия) и при стационарном движении продуктов сгорания (пунктирная линия).

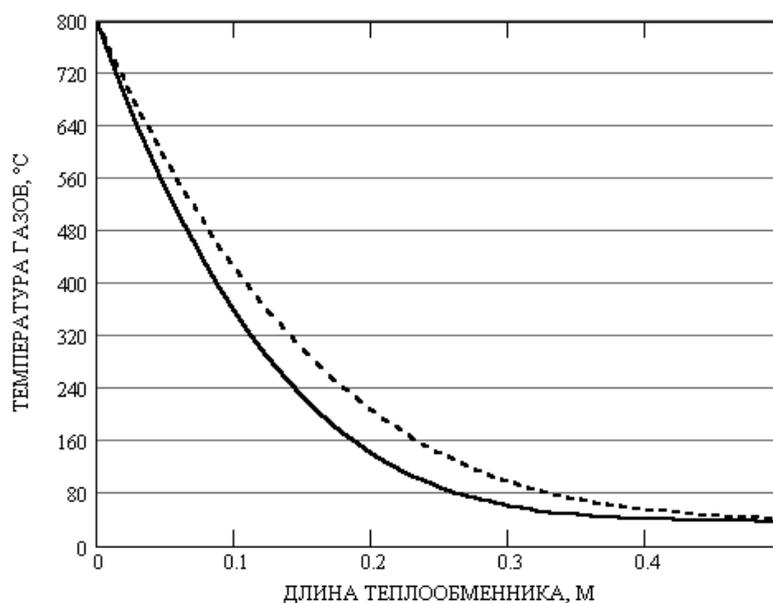


Рис. 7. Изменение температуры продуктов сгорания по длине контактной камеры при наличии пульсаций скорости и давления (сплошная линия) и при стационарном движении продуктов сгорания (пунктирная линия).

Моделирование процесса контактного нагрева с использованием пакета Mathcad дает следующие результаты.

Изменение основных параметров процесса по длине теплообменника показано на рис. 3 – рис. 5.

Графики изменения температуры воды и продуктов сгорания представлены на рис. 6 и рис. 7.

Из графиков рис. 3 – рис. 6 видно, что при нестационарном режиме движения продуктов сгорания процессы тепло- и массообмена протекают интенсивнее. Кривые температур на рис. 6 показывают, что при нестационарном режиме движения продуктов сгорания, при прочих равных условиях, нагрев воды и охлаждение продуктов сгорания происходит быстрее. Следовательно, при прочих равных условиях, нестационарный характер движения продуктов сгорания позволит использовать аппараты меньших габаритов при неизменной мощности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Северянин В.С., Тимошук А.Л. Водонагреватель. Заявка на полезную модель № U20030349 от 04. 08. 2003.
- Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. – М.: Стройиздат, 1988. – С. 238–243.
- Северянин В.С. Исследование пульсирующего горения, как способа интенсификации теплотехнических процессов. Дис. ... докт. техн. наук: 05. 14. 04. – Саратов, 1987. – С. 127–131, С. 84.
- Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1988. – С. 301 – 302, 306 – 308.
- Технологическое пульсационное горение. Под ред. Попова В.А. –М.: Энергоатомиздат, 1991.