

Таблица 1.

№ опыта	$\tau_3^{общ}$ (сек)	$n_3$	Время опыта (сек)	$\tau_3^{ср}$ (сек)	$\tau_o^{ср}$ (сек)	$\tau_n$ (сек)	$n$	$k^{ср}$	Результаты расчета
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	12,12	66	60	0,18	0,73	0,91	38	7,789	1,245
2	14,97	62	60	0,24	0,73	0,97	43	5,512	0,965
3	12,28	28	60	0,44	1,7	2,14	28	6,321	1,15
4	8,6	28	60	0,31	1,84	2,25	28	8,107	1,082

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Черников И.А. Особенности наддува топок прерывистым потоком воздуха. Вестник БГТУ, № 2, 2001.-С. 52-56.
2. Трёмбовля В.И. Теплотехнические испытания котельных установок. Москва, Энергоатомиздат, 1991.-С. 236.
3. Щекин Р.В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 2, Киев, 1976.-С. 88-91.

УДК 534.142

**Новосельцев В.Г.**

**ПРОЦЕСС СЛОЕВОГО ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГОРЕНИЯ**

Прообразом явления слоевого пульсирующего горения служит эффект Рийке. В 1859 году Рийке обнаружил, что если достаточно длинную открытую с обоих концов трубу расположить вертикально, а затем поместить в ней на расстоянии около ¼ длины трубы от нижнего конца нагретую до ярко-красного каления частую металлическую сетку, то почти непосредственно вслед за удалением газового пламени, нагревавшего сетку, слышен звук значительной силы, длящийся несколько секунд (то есть в течении всего времени, пока сетка остается горячей). Рийке обнаружил также, что звучание происходит в том случае, если в трубе образуется сквозная тяга (именно для образования тяги и следует ставить трубу вертикально) и в случае возбуждения слышен звук, соответствующий основному тону трубы. Позже опыты Рийке были изменены в том отношении, что сетка нагревалась от источника электрической энергии, и звучание продолжалось неограниченно долго. [1]

В 1968 году В.С. Северянин заменил сетку слоем горящего твердого топлива и получил пульсирующее горение в слое, которое было предложено назвать слоевым пульсирующим горением.

Физическая картина слоевого пульсирующего горения следующая.[2] В любой трубе могут происходить свободные колебания газового столба. Если в момент сжатия нагревать газ, то газовая система способна производить работу расширения, по аналогии с циклом тепловой машины. В момент расширения теплоподвод к газу должен быть минимальным. Проникая через слой, воздух получает тепло при движении снизу вверх и почти не подогревается в противоположном направлении (при смещениях, о которых идет речь). Акустическое смещение максимально по торцам трубы, поэтому эффект переменного теплоподвода максимален в этих местах, однако он должен реализовываться в фазе сжатия, то есть зону горения необходимо размещать между пучностями дав-

ления и скорости (пучность акустических смещений и узел давлений находятся на торце трубы, а узел смещений м пучность давления – посредине трубы). Таким образом, горящее топливо, как и сетка Рийке, должно располагаться на ¼ от нижнего торца трубы.

Целью настоящего исследования процесса слоевого пульсирующего горения является создание на его основе высокоэффективного водонагревателя, пригодного к использованию в системах теплоснабжения.

Предлагается следующая конструкция водонагревателя. Она состоит из жаровой трубы, в которой находятся теплообменные трубки, водяной рубашки, образованной зазором между жаровой трубой и цилиндрическим корпусом. Горелка представляет собой плоское дно с вмонтированными в нее трубочками для подачи воздуха. Снизу водонагревателя расположен воздухопровод и глушитель шума. Для глушения шума по огневой части применена конструкция, работающая по принципу резонатора Гельмгольца, где горлом служат зазоры между теплообменными трубочками, выполненными в виде "беличьего колеса", а объемом резонатора является полость внешнего кожуха. [3]

На газовый поток, колеблющийся в жаровой трубе и воздухопроводе, действуют следующие силы:

- сила, идущая на ускорение газового потока

$$\frac{m \cdot a}{S} = \frac{\rho \cdot V \cdot a}{S} = \frac{\rho \cdot S \cdot L \cdot a}{S} = \rho \cdot L \cdot a =$$

$$\left( \frac{H}{L} \cdot \rho_1 + \frac{h_{мп}}{L} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} + \frac{L - H - h_{мп}}{L} \cdot \rho_2 \right) \cdot L \cdot a = (1)$$

$$\left( \left( H + \frac{h_{мп}}{2} \right) \cdot \rho_1 + \left( L - H - \frac{h_{мп}}{2} \right) \cdot \rho_2 \right) \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}, \text{Па}$$

**Новосельцев Владимир Геннадьевич.** Аспирант каф. водоснабжения, водоотведения и теплотехники Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.

где  $m$  - масса газа, кг

$a$  - ускорение газа, м/с<sup>2</sup>

$S$  - площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>

$\rho$  - плотность газа, кг/м<sup>3</sup>

$L$  - расстояние от начала воздуховода до конца жаровой трубы, м

$H$  - расстояние от начала воздуховода до трубочек горелки, м

$h_{mp}$  - длина трубочек горелки, м

$\rho_1$  - плотность воздуха в воздуховоде, кг/м<sup>3</sup>

$\rho_2$  - плотность газа в жаровой трубе, кг/м<sup>3</sup>

$x$  - координата частицы газа, м

$\tau$  - время движения частицы газа, с

- сила, идущая на преодоление газовым потоком трения по длине трубы, воздуховода и в трубочках горелки

$$\frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot d} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho'}{2 \cdot d} \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2, \text{Па} \quad (2)$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения для участка

$d$  - диаметр участка, м

$l$  - длина участка, м

$\rho'$  - плотность газа на участке, кг/м<sup>3</sup>

$V$  - скорость движения газа на участке, м/с

- сила, идущая на преодоление газовым потоком потерь на трение в местных сопротивлениях в слое

$$\begin{aligned} (\zeta_1 + \zeta_2) \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \frac{(\rho_1 + \rho_2)}{2} &= \\ &= (\zeta_1 + \zeta_2) \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{4} \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2, \text{Па} \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\zeta_1, \zeta_2$  - коэффициенты местных сопротивлений на входе и на выходе из трубочек горелки соответственно

- сила, идущая на преодоление теплового сопротивления при увеличении объема газового потока при его нагреве по длине трубы

$$\left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \rho_2 = \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \cdot \frac{\rho_2}{2} \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2, \text{Па} \quad (4)$$

где  $T_2$  - средняя температура газа в жаровой трубе, К

$T_1$  - температура воздуха в воздуховоде (температура окружающего воздуха), К

С другой стороны сумма этих сил равна сумме акустического давления, давления от самотяги и динамического давления от внешнего источника (например, вентилятора).

Акустическое давление:

$$V_a \cdot \rho' \cdot c \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{x}{L}\right) \cdot \sin(\omega \cdot \tau), \text{Па} \quad (5)$$

где  $V_a$  - амплитудное значение скорости газа, м/с

$c$  - скорость звука, м/с

$\omega$  - угловая скорость, с<sup>-1</sup>

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (6)$$

$f$  - частота колебаний, Гц

$\rho'$  - плотность газа на участке, кг/м<sup>3</sup>

Давление от самотяги возникает за счет разности плотностей газового потока и окружающего трубу наружного воздуха и может использоваться для подачи всего необходимого для горения воздуха, либо его части (если давление от самотяги достаточное, то внешний источник для создания дополнительного динамического давления не требуется). Выражение для давления от самотяги имеет вид:

$$(L - H) \cdot (\rho_1 - \rho_2) \cdot \sin \alpha \cdot g, \text{Па} \quad (7)$$

где  $\alpha$  - угол наклона трубы

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

Динамическое давление от внешнего источника:

$$\frac{V_{const}^2}{2} \cdot \rho_1, \text{Па} \quad (8)$$

где  $V_{const}$  - скорость движения воздуха от внешнего источника, м/с

Необходимо учитывать, что потери на трение в жаровой трубе и воздуховоде различны (на участках  $[0; H]$  и  $(H + h_{mp}; L]$ ) за счет разной плотности газа в жаровой трубе и воздуховоде; потери в местных сопротивлениях имеют место в трубочках горелки (на участке  $[H; H + h_{tp}]$ ); тепловое сопротивление имеет место в жаровой трубе (на участке  $(H + h_{tp}; L]$ ).

Конечное выражение для каждого участка, получаемое путем приравнивания выражений 1-4 к выражениям 5, 7 и 8, имеет вид.

Для участка  $[0; H]$ :

$$\begin{aligned} \left( \left( H + \frac{h_{mp}}{2} \right) \cdot \rho_1 + \left( L - H - \frac{h_{mp}}{2} \right) \cdot \rho_2 \right) \cdot \frac{d^2 x}{d\tau^2} + \\ + \frac{\lambda \cdot H \cdot \rho_1}{2 \cdot d} \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2 - \\ - V_a \cdot \rho_1 \cdot c \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{x}{L}\right) \cdot \sin(\omega \cdot \tau) - \\ - (L - H) \cdot (\rho_1 - \rho_2) \cdot \sin \alpha \cdot g - \\ - \frac{V_{const}^2}{2} \cdot \rho_1 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения для воздуховода и жаровой трубы

$d$  - диаметр воздуховода (равен диаметру жаровой трубы), м

Для участка  $[H; H + h_{mp}]$ :

$$\begin{aligned} \left( \left( H + \frac{h_{mp}}{2} \right) \cdot \rho_1 + \left( L - H - \frac{h_{mp}}{2} \right) \cdot \rho_2 \right) \cdot \frac{d^2 x}{d\tau^2} + \\ + \left( \frac{\lambda_{mp} \cdot h_{mp} \cdot (\rho_1 + \rho_2)}{4 \cdot d_{mp}} \right) + \\ + (\zeta_1 + \zeta_2) \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{4} \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2 - \\ - V_a \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \cdot c \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{x}{L}\right) \cdot \sin(\omega \cdot \tau) - \end{aligned}$$

$$-(L-H) \cdot (\rho_1 - \rho_2) \cdot \sin \alpha \cdot g - \frac{V_{const}^2}{2} \cdot \rho_1 = 0 \quad (10)$$

где  $\lambda_{mp}$  - коэффициент гидравлического трения для трубочек горелки

$d_{mp}$  - диаметр трубочек горелки, м

$h_{mp}$  - длина трубочек горелки, м

Для участка  $(H + h_{tp}; L]$ :

$$\begin{aligned} & \left( (H + \frac{h_{mp}}{2}) \cdot \rho_1 + (L - H - \frac{h_{mp}}{2}) \cdot \rho_2 \right) \cdot \frac{d^2 x}{d\tau^2} + \\ & + \left( \frac{\lambda \cdot (L - H - h_{tp}) \cdot \rho_2}{2 \cdot d} + \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \cdot \frac{\rho_2}{2} \right) \cdot \left( \frac{dx}{d\tau} \right)^2 - \\ & - V_a \cdot \rho_2 \cdot c \cdot \sin \left( \pi \cdot \frac{x}{L} \right) \cdot \sin(\omega \cdot \tau) - \\ & - (L - H) \cdot (\rho_1 - \rho_2) \cdot \sin \alpha \cdot g - \frac{V_{const}^2}{2} \cdot \rho_1 = 0 \quad (11) \end{aligned}$$

Температура  $T_2$  связана с количеством трубочек горелки и их внешним диаметром следующим соотношением:

$$T_2 = \frac{\pi \cdot (d^2 - (d_{mp}^n)^2 \cdot n) \cdot K \cdot Q_p^H}{V \cdot c} + T_1, K \quad (12)$$

УДК 621.311

**Никитин В.Л.**

## ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ ТИПА ПТВМ-50 И ВОПРОСЫ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

С началом активного жилищного строительства в городах (середина 60-х - начало 70-х годов 20 века) на территории Советского Союза, одновременно получила развитие система централизованного теплоснабжения городов и отдельных районов. При этом широкое применение получили специальные водогрейные стальные котлы большой мощности. Такие котлы устанавливались, как на ТЭЦ в качестве пиковых для замены более дорогих энергетических котлов, так и в районных отопительных котельных в качестве основного источника тепла. В настоящее время имеется несколько типов водогрейных отопительных котлов большой мощности, работающих на твёрдом, жидком и газообразном топливе. Наибольшее распространение в то время получили газомазутные котлы типа ПТВМ-50-1 теплопроизводительностью 50 Гкал/час и ПТВМ-100 теплопроизводительностью 100 Гкал/час. Только в структуре Концерна "Белэнерго" находится 35 котлов этих типов. Котёл ПТВМ-50 - прямоточный, башенного типа и представляет собой прямоугольную шахту, все четыре стенки которой покрыты водяными экранами из стальных труб  $d$  60 x 3 мм с шагом, равным 64 мм. Общая радиационная поверхность нагрева экранов 116 м<sup>2</sup>. В верхней части топки размещается конвективный пучок с поверхностью нагрева 1170 м<sup>2</sup>, который выполнен из стальных труб  $d$  28 x 3 мм. Змеевики конвективных поверхностей нагрева котла располагаются

где  $d_{mp}^H$  - наружный диаметр трубочек горелки, м

$n$  - количество трубочек горелки, шт.

$K$  - поверхностная скорость горения топлива, кг/(м<sup>2</sup>·час)

низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$V$  - расход газа, кг/с

$$V = f \cdot m_p \cdot (W_6 + W_c) \cdot 1000 \quad (13)$$

$f$  - площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>

$W_6, W_c$  - скорость движения воздуха от внешнего источника и за счет самотяги соответственно, м/с

$c$  - теплоемкость газа, кДж/(кг·град).

Целью решения данного уравнения является определение оптимальных параметров горелки (количества, внутреннего и внешнего диаметра трубочек и их длины), при которых амплитуда пульсаций будет максимальна.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Б.В.Раушенбах "Вибрационное горение" Государственное издательство физико-математической литературы Москва 1961.
2. Диссертация на соискание степени доктора технических наук по специальности "Промышленная теплоэнергетика" Северянина В.С. "Исследование пульсирующего горения как способа интенсификации теплотехнических процессов" Саратов 1987.
3. V.S.Severyanin, V.G.Novoseltsev "Fire leader with layer pulsing burning for systems of heating" contributed papers of 4 international school-seminar "Modern problems of combustion and its application" Minsk 2001.

горизонтально и выполнены в виде сварных жёстких ферм, которые могут устанавливаться без промежуточных опор или подвесок. Топка оборудована 12 газомазутными горелками, по 6 горелок с каждой боковой стороны; на каждую горелку установлен свой дутьевой вентилятор. Конструкция этих котлов разработана Всесоюзным Теплотехническим Институтом (ВТИ) и Московским филиалом Института Оргэнергострой в начале 60-х годов прошлого века. С позиций достигнутого к настоящему времени научно-технического прогресса и высоких технологий водогрейные котлы этих типов нуждаются в техническом перевооружении: в повышении экономичности и ресурса эксплуатации, уменьшении вредных выбросов с уходящими газами. Особенно это относится к экономичности и надёжности работы котлов ПТВМ. Так как, внедрение систем рециркуляции дымовых газов, двухступенчатого сжигания топлива и проведение дополнительных эксплуатационных мероприятий позволило довести выброс вредных веществ с уходящими газами до нормативных значений.

Что касается экономичности работы котлов, то сбережение топлива, энергии и теплоты в хозяйственном комплексе Республики Беларусь поднято на уровень государственной политики. Согласно Основным направлениям развития экономики Беларуси до 2005 года, при росте ВВП на 35 - 40 %, энергоёмкость ВВП необходимо снизить на 20 - 25 %, в

**Никитин Вячеслав Леонидович.** Начальник Восточной районной котельной №1 филиала РУП Брестэнерго, аспирант Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.