

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

где λ_{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 м². В верхней части топки размещается конвективный пучок с поверхностью нагрева 1170 м², 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/(м²·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, м²

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.

первую очередь за счёт внедрения энергосберегающих технологий. Однако водогрейные котлы ПТВМ-50, ПТВМ-100 работают с высокой температурой уходящих газов. При номинальной производительности расчётная температура уходящих газов для этих котлов составляет 180 - 230 °С (КПД котлов менее 90 %) [1].

В плане надёжности работы, данные котлы также имеют определённые недостатки. Наиболее повреждаемый элемент трубной системы - конвективная поверхность нагрева из горизонтальных труб малого диаметра ($d = 28 \times 3 \text{ мм}$) с тесным шахматным расположением в пучке ($s_1/d = 2,28$; $s_2/d = 1,18 - 1,40$). Трубы в такой поверхности нагрева особенно подвержены процессам накопления внутренних отложений и внутренней электрохимической коррозии, которые только усиливаются в результате неполной дренируемости при сливе воды из котла. Процесс накопления внутренних отложений нарушает температурный режим эксплуатации труб, особенно на нагрузках близких к номинальной, усиливаясь из-за неравномерности поля температур в выходном сечении топки. Всё это обуславливает низкую надёжность и недолговечность поверхности нагрева, а также снижает экономичность работы котла. Ресурс её в газовых котлах по физическому состоянию и экономическим требованиям составляет в среднем 35000 часов. В мазутных котлах к этим негативным явлениям добавляются интенсивные процессы наружного загрязнения и серноокислотной коррозии. В результате ресурс поверхности нагрева снижается в среднем до 21000 часов.

Учитывая всё вышесказанное, многие организации на территории СНГ занимаются совершенствованием работы котлов данных типов. В частности, есть предложение ОАО Машиностроительный завод ЗиО - Подольск (Россия) о реконструкции конвективной поверхности нагрева водогрейных котлов ПТВМ-50, ПТВМ-100 [2]. Предлагается применение труб увеличенного диаметра и толщины стенки ($d = 38 \times 4 \text{ мм}$ вместо $28 \times 3 \text{ мм}$) из более качественной стали с использованием наружного продольного и поперечного оребрения труб. Установка этой конвективной части, по расчётам специалистов завода, обеспечит экономию топлива при номинальной производительности котла на газе не менее, чем на 2,4 %, при снижении температуры уходящих газов примерно на 50 °С относительно расчётного значения. При этом, по оценке завода-изготовителя, срок окупаемости затрат составит 1,1 года (при годовом использовании мощности 5000 ч/год, по цене газа 12,5 \$ за 1000 м³, с учётом последующих ремонтов и одновременных затрат в размере 55455 \$). Предложение очень хорошее, но у него имеется один серьёзный недостаток - котёл может работать только на газе. И лишь допускает кратковременную работу на мазуте непрерывно в течение 30 часов. В наших условиях это практически неприемлемо.

Также есть предложение ПТП Укрэнергочермет, г. Харьков (Украина) об установке в топочном пространстве котла ПТВМ-50 дополнительных экранных ширм. Проект предусматривает реконструкцию всех экранов котла (а практически их замену) и полную замену горелочных устройств и тягодутьевых механизмов. Чёткого технико-экономического расчёта в проекте нет, поэтому провести анализ затруднительно. Главными недостатками проекта являются большие единовременные капитальные вложения и большая материалоемкость проекта.

Как видно из этих проектов, все они направлены на повышение экономичности работы котлов путём снижения температуры уходящих газов и одновременно на повышение надёжности работы конвективных поверхностей нагрева.

Общее уравнение теплового баланса котла имеет следующий вид:

$$Q_n^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ МВт} \cdot \text{ч/кг} \quad (1)$$

где Q_n^p - тепло, внесённое в котлоагрегат с топливом, МВт·ч/кг;

Q_1 - полезно использованное тепло, МВт·ч/кг;

Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 - потери тепла в котлоагрегате соответственно с уходящими газами, химической и механической неполнотой сгорания топлива, в окружающую среду, с физическим теплом шлаков, МВт·ч/кг.

К настоящему времени, с помощью эксплуатационных мероприятий, с применением нового оборудования и с повсеместным внедрением автоматизации технологических процессов, потери тепла в окружающую среду, с химической и механической неполнотой сгорания топлива сведены до минимума. Поэтому все меры по совершенствованию работы котлоагрегатов, повышению их экономичности, направлены на снижение потерь тепла с уходящими газами. Эта потеря возникает вследствие того, что дымовые газы уходят из котла с температурой, значительно превышающей температуру окружающего воздуха. Величина этой потери определяется как разность между физическим теплом уходящих газов и физическим теплом холодного воздуха, пошедшего на горение и поступившего в газоходы котлоагрегата из помещения котельного цеха через неплотности. В тепловом балансе котлоагрегата потеря тепла с уходящими газами является наибольшей. При внедрении мероприятий, направленных на снижение температуры уходящих газов, необходимо учитывать, что если температура уходящих газов снизится ниже точки росы, то водяные пары начнут конденсироваться на металлических поверхностях нагрева. Это может привести к наружной коррозии металла, при наличии в газах серного ангидрида SO₃.

Исходя из всего вышесказанного, в филиале РУП Брестэнерго Брестские тепловые сети, на Восточной районной котельной №1 проводятся мероприятия по совершенствованию работы котлов ПТВМ-50, путём изменения схемы рециркуляции дымовых газов котла с применением пульсационного воздействия [3].

Принципиальная схема реконструкции представлена на рис. 1.

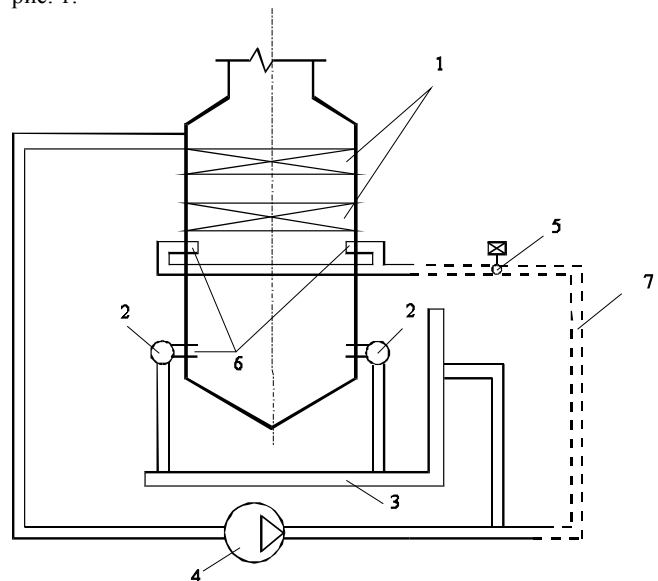


Рисунок 1.

Существующая схема рециркуляции дымовых газов предусматривает подачу рециркулируемых газов отдельным дымососом 4 в шахту заборки 3 воздуха дутьевыми вентилято-

рами 2 котла, где они смешиваются с воздухом и поступают далее на горелочные устройства. В изменённой схеме, часть рециркулируемых газов по-прежнему подаётся в шахту забора воздуха 3 и далее на горелочные устройства. Другая часть, по отдельности смонтированному трубопроводу 7, через сопла 6 подаётся вверх топки со стороны боковых экранов. При этом, с помощью клапана специальной конструкции 5, установленного на этом трубопроводе, поток газов приобретает пульсирующий характер. Этот клапан состоит из заслонки и тяги, подключенной к соленоиду. Основное требование к клапану, обеспечить не синусоидальное открытие и закрытие заслонки, а создать скоротечный импульс прерывания потока. Алгоритм открытия и закрытия клапана задаётся системой управления соленоидом.

Ввод в топку части охлаждённых дымовых газов, отобранных между первым и вторым пакетами 1 или за вторым пакетом конвективной части (по ходу газов), позволяет снизить температурный уровень топочных газов, а также увеличить скорость газов в конвективных поверхностях нагрева. Кроме этого, подача газов рециркуляции в верхнюю часть топки, охлаждая топочные газы, уменьшает неравномерности температурного поля в выходном сечении топки и разверку температуры металла конвективных поверхностей нагрева, тем самым защищая поверхности нагрева от тепловых перегрузок; а также устраняет или уменьшает шлакование конвективных поверхностей нагрева [4].

Пульсационное воздействие на поток дымовых газов, как и пульсационное горение, являясь нестационарным режимом, способствует интенсификации ряда теплотехнических процессов, так как во многом перестраивает картину физических явлений, на которых базируется технология энергетики. Основное внешнее проявление пульсационного режима - это наличие колеблющегося потока газообразных продуктов горения. Проведено достаточно много работ по интенсификации теплообмена при помощи наложения колебаний на поток, по усилению массообмена и другим взаимодействиям на границе раздела двух фаз. Многочисленные экспериментальные и теоретические работы по оценке эффекта интенсификации процесса теплообмена под действием акустических колебаний приведены в следующей литературе. В [5] и [6] обобщены в основном статьи по тепломассообмену в акустическом поле. В работе [7] приведены данные об увеличении теплообмена под действием колебаний на 25 %. В [8] неоднозначность получаемых результатов и выводов объясняется тем, что на процесс теплообмена кроме самих колебаний оказывает влияние множество других факторов. Это - форма поверхности нагрева, интенсивность вынужденной или свободной конвекции, режим движения и физические свойства обтекающей среды. Каждый фактор накладывает свои особенности на механизм теплообмена в условиях пульсационного воздействия. В [9] дан анализ обдувания частицы топлива синусоидально изменяющимся потоком воздуха и показано, что без увеличения количества воздуха можно улучшить обдувание частицы топлива и такой возможностью, в частности, является создание пульсаций скорости в потоке. В статье [10] определён ряд свойств, присущих пульсирующему воздействию на теплотехнические процессы в котле, таких как:

- интенсификация процесса горения;
- интенсификация конвективного теплообмена;
- очищающее действие пульсаций на поверхности нагрева;
- уменьшение вредных выбросов;
- уменьшение эксергетических потерь.

При наложении акустических колебаний на поток вынужденной конвекции вблизи поверхности образуется сложный пограничный слой, представляющий собой соединение аку-

стического и стационарного пограничных слоёв. Это относится и к тепловому, и к гидродинамическому пограничным слоям. Стационарный теплообмен в условиях вынужденной конвекции общепринято характеризовать двумя критериями: **Re** и **Pr**. Масштаб акустических колебаний также определяется двумя критериями: частота колебаний может характеризоваться числом Струхала, а амплитуда колебаний - значением амплитудного критерия Рейнольдса. Тогда критериальное уравнение теплообмена

$$Nu = f(Re, Pr, Sh, Re \Delta u, x/l). \quad (2)$$

Для оценки эффективности воздействия колебаний на теплообмен служит относительный коэффициент теплоотдачи

$$k = Nu / Nu_0, \quad (3)$$

где Nu_0 - стационарное значение числа Нуссельта;

Nu - значение числа Нуссельта для колеблющегося потока, определяемое при тех же условиях, что и его стационарное значение.

Как показывают результаты исследований, приведённых в [11], если колебания потока направлены перпендикулярно потоку вынужденной конвекции, как в нашем случае на котле ПТВМ-50, то направления акустических течений и вынужденной конвекции совпадают у нижней половины поверхности цилиндра (трубы) и будут противоположны у верхней его половины. В результате, акустические течения приведут к дополнительной турбулизации пограничного слоя в нижней части цилиндра (трубы). Интенсивность теплообмена, в этом случае, оказывается значительно больше, чем в случае, если колебания потока направлены в одном направлении с потоком вынужденной конвекции.

В основу разработки совершенствования топочных процессов и конвективного теплообмена в котле положена теория турбулентных струй [12]. Наиболее простой случай струйного течения имеет место при истечении газа с равномерным начальным полем скорости u_0 в среду, движущуюся с постоянной скоростью u_n , так как при этом в начальном сечении струи толщина пограничного слоя равна нулю. Схема такого струйного течения изображена на рис. 2.

Часть струи, в которой имеется потенциальное ядро течения, называют начальным участком.

На некотором расстоянии от конца начального участка струйное течение приобретает такой же вид, как течение газа из источника бесконечно малой толщины, соответствующий участок струи называют основным. Анализ истечения струи базируется на следующем математическом представлении. Закон изменения скорости на оси струи ---- находится с помощью уравнения сохранения количества движения. Для изобарической струи это уравнение имеет следующий вид

$$\int_0^M (u - u_n) \cdot dM = \int_0^{M_0} (u_0 - u_n) \cdot dM, \quad (4)$$

где M - секундная масса газа, протекающая через произвольное поперечное сечение струи;

M_0 - то же в начальном сечении струи;

$dM = \rho \cdot u \cdot dF$ - секундная масса элементарной струйки в произвольном сечении;

u - скорость на расстоянии y от оси струи;

u_n - скорость спутного потока;

u_0 - начальная скорость струи.

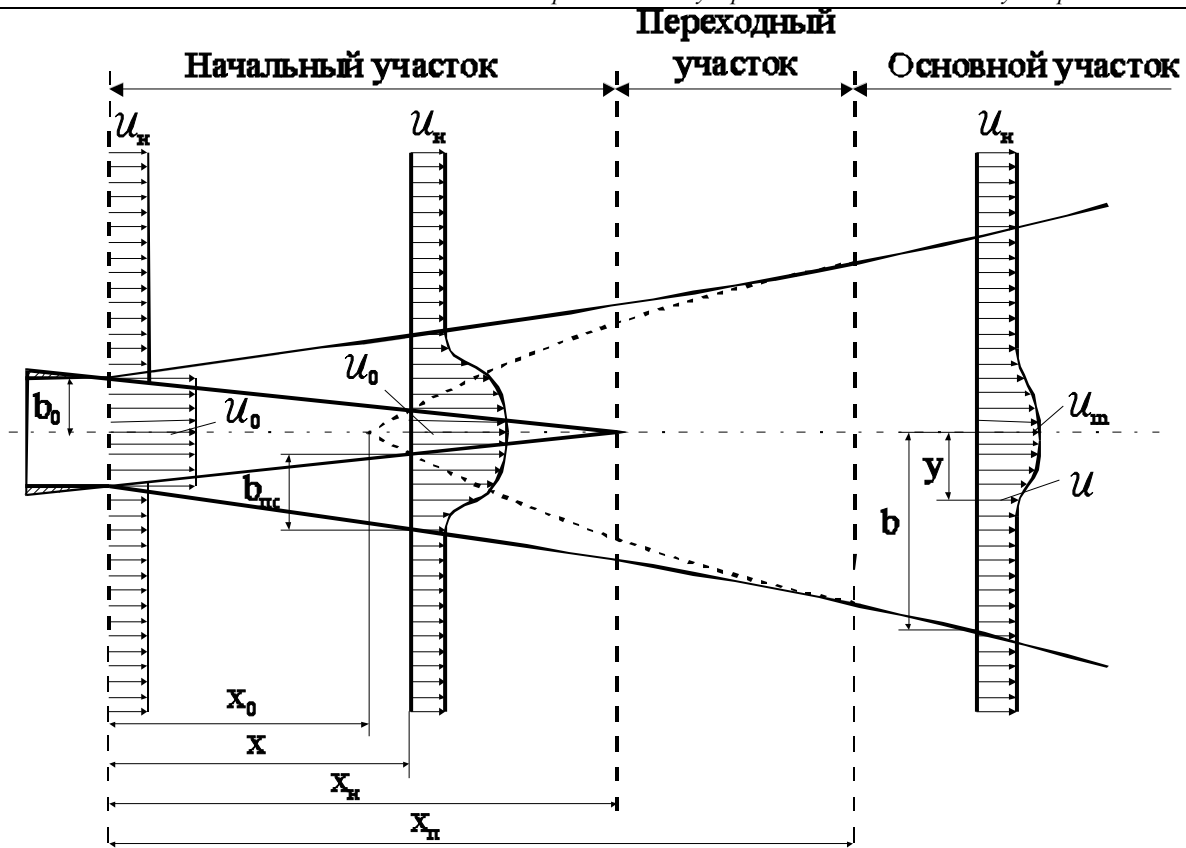


Рисунок 2.

Решение уравнения

$$\left(\frac{\Delta u_m}{\Delta u_{om}}\right)^2 \cdot \int_0^1 \frac{\rho}{\rho_m} \cdot \frac{\Delta u}{\Delta u_m} \cdot \frac{u}{\Delta u_m} \cdot \frac{dF}{F} = \frac{F_0}{F} \cdot \left(\frac{u_{om}}{\Delta u_{om}}\right)^2 \times \left[\int_0^1 \frac{\rho_o u_o^2}{\rho_{om} u_{om}^2} \cdot \frac{dF_o}{F_o} - \frac{u_n}{u_{om}} \cdot \int_0^1 \frac{\rho_o u_o}{\rho_{om} u_{om}} \cdot \frac{dF_o}{F_o} \right]. \quad (5)$$

Используя обозначения: $m = \frac{u_n}{u_{om}}$, $\frac{u_{om}}{\Delta u_{om}} = \frac{1}{1-m}$,

применение которых удобно при равномерном поле скорости внешнего потока и неравномерном начальном поле скорости в струе (здесь u_{om} - скорость на оси струи в начальном сечении; $\Delta u_{om} = u_{om} - u_n$), а также величины:

$$A_1 = \int_0^1 \frac{\rho}{\rho_{om}} \cdot \frac{\Delta u}{\Delta u_m} \cdot \frac{dF}{F}, \quad A_2 = \int_0^1 \frac{\rho}{\rho_{om}} \cdot \left(\frac{\Delta u}{\Delta u_m}\right)^2 \cdot \frac{dF}{F}, \quad (6)$$

$$n_{1u} = \int_0^1 \frac{\rho_o u_o}{\rho_{om} u_{om}} \cdot \frac{dF_o}{F_o}, \quad n_{2u} = \int_0^1 \frac{\rho_o u_o^2}{\rho_{om} u_{om}^2} \cdot \frac{dF_o}{F_o}, \quad (7)$$

$$\overline{\Delta u_m} = \frac{\Delta u_m}{\Delta u_{om}}, \quad (8)$$

имеем следующее уравнение, выражающее закон сохранения количества движения в струе

$$\overline{\Delta u_m}^2 \cdot A_2 (1-m) + \overline{\Delta u_m} \cdot A_1 m = \frac{F_o}{F} \cdot \frac{n_{2u} - m \cdot n_{1u}}{1-m}. \quad (9)$$

Отсюда получается зависимость скорости на оси основного участка струи от относительной площади поперечного сечения

$$\overline{\Delta u_m} = \frac{\sqrt{m^2 A_1^2 + 4 \frac{F_o}{F} A_2 \cdot (n_{2u} - m n_{1u})} - m A_1}{2 A_2 (1-m)}. \quad (10)$$

Почти на всей длине основного участка, как показывают опыты, граница струи слабо изогнута, поэтому вместо сложной зависимости

$$u = \frac{\int_0^2 \rho u dy}{\int_0^1 \rho dy}, \quad (11)$$

для средней скорости можно использовать упрощённое выражение

$$u = \frac{\rho_m u_m + \rho_n u_n}{\rho_m + \rho_n}. \quad (12)$$

Совместное решение уравнений (9) и (12) приводит к зависимости изменения скорости вдоль оси основного участка струи. При равномерных полях скорости в начальном сечении струи кривая, описывающая изменение относительной избыточной скорости $\overline{\Delta u_m}$ по безразмерной длине струи $\overline{x} = x/b_0$, где b_0 - полуширина начального сечения плоской струи, имеет параметром величину $m = u_n/u_o$ при $n = \rho_n/\rho_o = const$ или величину n при $m = const$. С уменьшением m и ростом n затухание струи ускоряется. Таким образом, более холодная струя эффективнее проникает в пространство, занятое горячими топочными газами.

Кроме этого, в [12] установлено, что пульсационная составляющая поперечной скорости пропорциональна разности скоростей на границах слоя струи

$$(u_1 - u_2) \approx V^1 \approx \frac{db}{d\tau}. \quad (13)$$

Поэтому, увеличение нестационарности с помощью прерывания потока по нашему мнению, увеличивает динамическое действие струи, то есть проникновение её через топочное пространство до конвективных поверхностей нагрева, расположенных на выходе из топки.

Интенсификация тепломассообмена посредством пульсационного воздействия на стационарный поток уходящих газов является привлекательной для улучшения работы котлоагрегатов, как в плане повышения экономичности, так и в плане повышения надёжности работы, а также в малозатратности этих мероприятий (при наличии уже имеющейся схемы рециркуляции дымовых газов).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Роддатис К.Ф. Справочник по котельным установкам. Москва. Энергоатомиздат, 1989. С.273-274.
2. Лисейкин И.Д. Новая конвективная поверхность нагрева водогрейных котлов. Энергетик. 2001. №1. С.8-10.
3. Северянин В.С., Никитин В.Л. Способ работы котлов. Заявка на патент РБ. №a20010642 от 24.07.01 г.

УДК 697.1

Лапко А., Никитин В.И., Ракецкий В.М.

АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ СЛОИСТОГО ОГРАЖДЕНИЯ ЗДАНИЙ

ВВЕДЕНИЕ

С целью снижения потерь тепла через поверхности ограждений зданий и сооружений в настоящее время широко используются высокоэффективные теплоизоляционные материалы. При этом не всегда удается получить ожидаемый уровень теплоизоляционных эффектов. Такой результат очень часто можно объяснить тем, что при выработке решений проектировщики не в состоянии достаточно полно учесть все особенности сложного нестационарного процесса переноса тепла и влаги в ограждении, выполненном обычно из капиллярно-пористых материалов. Предполагается, что решение этой не простой проблемы можно найти, если в качестве средства для получения данных о тепло-влажностном состоянии проектируемого объекта в определенные моменты его жизненного цикла использовать соответствующие диалоговые системы имитации, включающие адекватные математические модели изучаемых явлений.

В данной статье в качестве примера рассматриваются результаты вычислительного эксперимента, выполненного на разработанной нами диалоговой системе имитации [1]. При расчете нестандартного переноса тепла и влаги использовался метод элементарных балансов. Слагаемые уравнения теплового и материального балансов определялись на основании законов Фурье и Ньютона с учетом граничных условий, характеризующих особенности переноса тепла и влаги. Целью этого эксперимента являлось построение взаимосвязанных

4. Ахмедов Р.Б. Основы регулирования топочных процессов. Москва. Энергия, 1977. С.244-245.
5. Галицейский Б.М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. Москва. Машиностроение, 1977.
6. Тепло- и массообмен в звуковом поле / В.Е. Накорняков. Новосибирск. Изд-во Института Теплофизики СО АН СССР, 1970.
7. Лебедев В.И. К вопросу об исследовании влияния акустических волн на теплообмен / Физика горения и методы её исследования. Чебоксары. Изд-во ЧувГУ, 1978.
8. Фёдоров Б.Н. Экспериментальное исследование влияния акустических колебаний газового потока на теплообмен / Инженерно-физический журнал. 1977. Т.32, №1. С.61-67.
9. Северянин В.С. Интенсификация горения в котлах малой мощности. Вестник БГТУ. 2001. №2. С.44-47.
10. Пак Х.И. Теплоотдача в ограниченном объёме жидкости при воздействии колебаний / Тр. Американского общества механиков и инженеров. Теплопередача. Москва. Мир, 1972. Сер. С, №4. С.164-171.
11. Северянин В.С. Котлы с пульсирующим горением. Энергетика. Изв. ВУЗов СНГ. 2001. №1. С.79-85.
12. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. Москва. Наука, 1984. С.331-343.

температурно-влажностных полей в трехслойной ограждающей конструкции отапливаемого здания. На основе анализа этих полей появляется возможность выбора оптимальных инженерных решений и путей дальнейших научно-технических исследований в области теплофизики ограждающих конструкций.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Изучаемая в вычислительном эксперименте слоистая ограждающая конструкция изображена на рис. 1.

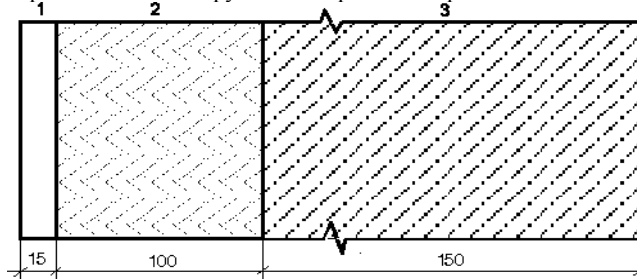


Рисунок 1 – Слоистая ограждающая конструкция, рассматриваемая в вычислительном эксперименте. 1 – внешний отделочный слой; 2 – теплоизоляционный слой; 3 – конструктивный слой.

Лапко Анджей. Профессор, д.т.н., проректор по сотрудничеству и промоции, зав. каф. железобетонных и стеновых конструкций Белостоцкой Политехники, Республика Польша.

Никитин Вадим Иванович. Д.т.н., профессор каф. железобетонных и стеновых конструкций Белостоцкой Политехники, Республика Польша.

Ракецкий Валерий Михайлович. К. ф.-м. н., доцент, зав. каф. информатики и прикладной математики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.