

Таблица 2 – Основные результаты эксперимента.

№ п.п	Наименование показателей	Номер монолита					
		1 2	3 4	5 6	7 8	9 10	11 12
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Начало эксперимента, час	$\frac{10^{50}}{11^{50}}$	$\frac{12^{10}}{12^{17}}$	$\frac{9^{35}}{9^{25}}$	$\frac{11^{20}}{11^{25}}$	$\frac{12^{00}}{12^{05}}$	$\frac{12^{40}}{12^{46}}$
2	Средняя влажность слоя 0-40см почвы, %	$\frac{76,77}{76,82}$	$\frac{47,75}{49,72}$	$\frac{70,50}{71,47}$	$\frac{52,25}{55,10}$	$\frac{43,50}{44,60}$	$\frac{38,50}{40,4}$
3	Средняя плотность слоя 0-40 см почвы, %	$\frac{0,20}{0,20}$	$\frac{0,28}{0,28}$	$\frac{0,24}{0,24}$	$\frac{0,24}{0,24}$	$\frac{0,24}{0,24}$	$\frac{0,24}{0,24}$
4	Конец активной стадии впитывания, начало инфильтрации, час	-	$\frac{12^{50}}{13^{04}}$	$\frac{11^{05}}{11^{07}}$	$\frac{12^{31}}{12^{45}}$	$\frac{12^{42}}{12^{37}}$	$\frac{13^{26}}{13^{00}}$
5	Объем впитавшейся влаги до начала инфильтрации, мл	-	$\frac{3380}{2770}$	$\frac{870}{636}$	$\frac{830}{540}$	$\frac{4190}{4050}$	$\frac{4875}{4640}$
6	Время стабилизации процесса инфильтрации, час	-	$\frac{15^{45}}{16^{30}}$	$\frac{19^{02}}{13^{40}}$	$\frac{17^{30}}{18^{08}}$	$\frac{16^{10}}{16^{28}}$	$\frac{13^{00}}{13^{26}}$
7	Осредненная величина установившейся инфильтрации, мм/сут	-	49,7	2,45	13,6	672	2760

Анализ результатов эксперимента позволил сделать следующие выводы:

- при равной или сравнимой плотности почвы величина инфильтрации тем выше, чем ниже влажность. Для образцов с одинаковой плотностью по результатам эксперимента эта зависимость аппроксимируется уравнением

$$I = \exp(0.1896)W^{-3.38},$$

где W - объемная влажность почвы в относительных единицах;

УДК 658.26

Северянин В.С.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛОВ

Параметром, определяющим коэффициент полезного действия котлов (как парогенераторов, так и водогрейных котлов, работающих на газообразном и жидком топливе), является температура уходящих газов, T_{yx} . При сжигании забалластированных твердых топлив в слое существенны также потери с мехнедожогом. Один из процессов, характеризующих действие котла, представляет собой удаление газообразных продуктов сгорания топлива в атмосферу, на этот процесс также влияет T_{yx} . Удаление топочных газов производится либо самотягой через дымовую трубу, либо при помощи тягодутьевых механизмов, либо использованием изохоричности горения (например, пульсирующее горение). Представляет интерес рассмотреть вопрос применительно к традиционным котлам: что энергетически и по другим затратам выгоднее - использовать самотягу или механическую тягу? Ведь считается, что требуется всячески снижать T_{yx} (ограничение снизу - точка росы t_p продуктов сгорания; другой ограничитель - стоимость теплоутилизационных элементов котла). Но так как механическая тяга требует затрат электроэнергии, не проще ли повысить T_{yx} , чтобы эффективнее работала самотяга?

При механической тяге аэродинамическое сопротивление

- -время впитывания тем короче, а объем впитывания тем больше, чем ниже влажность;
- -высокая влажность почвы и незначительная отрицательная температура способствуют формированию водонепроницаемого слоя почвы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Глушко К.А. Инфильтрация талых вод на осушаемых торфяниках: Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. – Мн., 1996.- 20С.

котла Δp преодолевается напором вентилятора (дымососа) H_e : $H_e \geq \Delta p$. Для этого извне затрачивается энергия $V \cdot H_e / \eta_e$, для производства этой энергии на тепловой электростанции, ТЭС, требуется теплоты $V \cdot H_e / (\eta_e \cdot \eta_t)$, где V - расход удаляемого газа, η_e - КПД вентиляторной установки, η_t - термический КПД ТЭС.

При самотяге естественное давление Δp_e так же должно преодолевать аэродинамическое сопротивление котла: $\Delta p_e \geq \Delta p_c$, при этом $\Delta p_e = h \cdot (\rho_o - \rho_c)$, где h - высота дымовой трубы, ρ_o, ρ_c - плотности окружающего воздуха и уходящих газов.

Для создания самотяги необходимо теплоты

$$Q_c = (T_{yx} - T_o) \cdot c \cdot V. \quad (1)$$

Используя уравнение состояния и выражение для Δp , из (1) получаем для единицы объема газов

$$q_c = c \cdot \left[\frac{B}{R \cdot (\rho_o - \Delta p / h)} - T_o \right], \quad (2)$$

где c - теплоемкость газа,

B - барометрическое давление,

Северянин Виталий Степанович. Профессор каф. водоснабжения, водоотведения и теплотехники Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.

R - газовая постоянная.

Для механической тяги (примем для сравнения воздушный наддув как более рациональный энергетически, чем дымососную тягу) необходимо теплоты:

$$Q_m = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_e \cdot \eta_t}, \quad (3)$$

или для единицы объема газов

$$q_m = \Delta p / (\eta_e \cdot \eta_t). \quad (4)$$

Из (2) и (4) видно, что $q_c \ll q_m$ при

$$\Delta p \cdot R (\rho_o - c \cdot T_o \cdot \eta_e \cdot \eta_t / h - \Delta p / h) \gg c \cdot \eta_e \cdot \eta_t (B - T_o \cdot R \cdot \rho_o), \quad (5)$$

т.е. q_c уменьшается при росте h , уменьшении Δp , а на q_m определяющее влияние оказывает η_t .

В котел как в энергетическую систему вводится теплота сожженного топлива BQ_n^p и энергия для прокачки газа E , а выводится теплота с рабочим телом $D\Delta i$ (D - расход его, Δi - приращение энтальпии) и уходящими газами I_{yx} . При постоянной тепловой нагрузке $D\Delta i$ для увеличения T_{yx} нужно сжечь больше топлива на ΔB , увеличиваются потери тепла на ΔI_{yx} , но уменьшается расход энергии на прокачку газа на ΔE , т.к. часть этой работы берет на себя самотяга:

$$\Delta B \cdot Q_n^p - \Delta E = \Delta I_{yx}, \quad (6)$$

или: добавочная теплота топлива увеличивает потери с уходящими газами и уменьшает расход энергии на собственные нужды.

Снижение T_{yx} требует увеличения поверхностей нагрева котла, т.е. стоимость C агрегата резко растет. Кроме того, выброс горячих газов означает потерю эксергии E_x , а также неблагоприятное воздействие на окружающую среду. Качественно T_{yx} действует на перечисленные факторы согласно рис. 1.

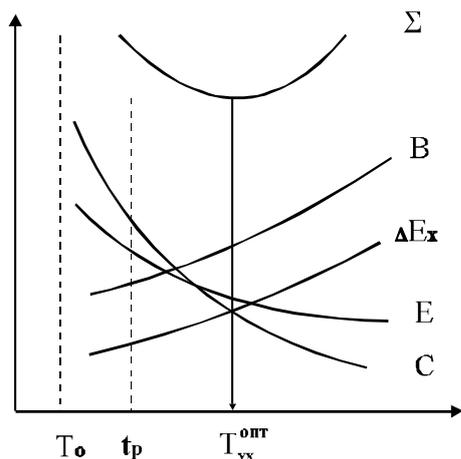


Рисунок 1.

Следовательно, с учетом всех затрат Σ оптимальная температура уходящих газов T_{yx}^{opt} может быть существенно выше принимаемых ныне стандартных значений. Рассуждения относятся как к вновь проектируемым котлам, так и к совершенствованию существующих.

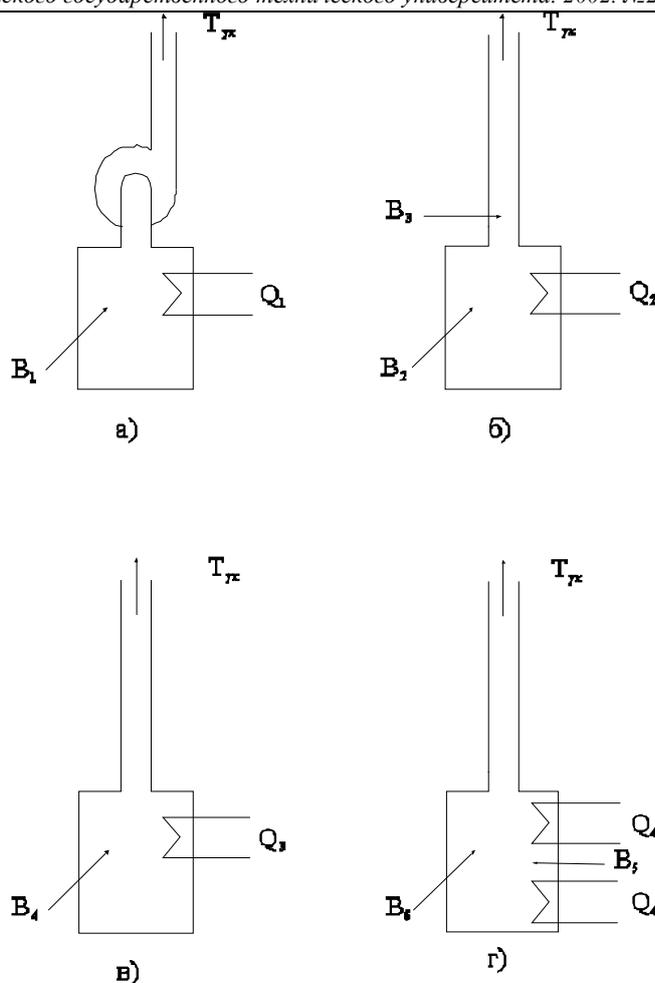


Рисунок 2.

На рис. 2а показана традиционная схема с дымососом; B_1 - расход топлива, Q_1 - тепловая производительность. Здесь T_{yx} низкая, КПД котла высокий, большой расход электроэнергии на тягу. Рис. 2б - без дымососа, самотяга - за счет добавочного сжигания топлива B_3 перед трубой, в основные горелки - топливо B_2 . Рис. 2в - нагрев уходящих газов большей подачей топлива B_4 в основные горелки, самотяга, КПД котла ниже. Рис. 2г - добавочные горелки в конвективных поверхностях нагрева, подача топлива в них B_5 , в остальные B_6 . T_{yx} растет для самотяги. При $Q_1 = Q_2 = Q_3$ имеем: $B_1 = B_2$. Для рис. 2а: общий расход топлива $B_1 + B_6$ (B_6 - расход топлива для выработки электроэнергии на привод вентилятора), для рис. 2в общий расход топлива $B_4 + \Delta B$, для рис. 2б $B_2 + B_3$. Выше (5) показано, что $B_3 \ll B_6$. Для рис. 2г при $Q_4 = Q_1$ конвективный теплообмен увеличивается, а радиационный должен уменьшаться, т.е. снижается B_6 . Тогда $B_6 + B_5 \ll B_4$ и особенно

$$(B_6 + B_5) \ll (B_1 + B_6). \quad (7)$$

Кроме этого, улучшается работа котла, т.к. не допускается конденсация влаги, происходит очищение поверхностей нагрева, повышается равномерность температурного поля в котле.

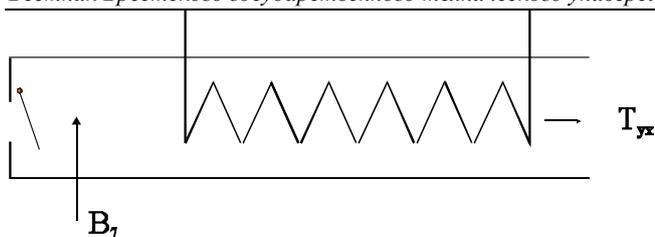


Рисунок 3.

Таким образом, некоторое снижение КПД котла может снизить общий (вместе с потребляемой извне энергией) расход топлива и улучшает эксплуатацию котельного агрегата. Метод особенно эффективен в зимнее время при низкой температуре окружающей среды, именно когда и работают водогрейные пиковые котлы.

Другой подход к проблеме снижения $T_{ух}$ должен быть для случая изохорности горения. На рис. 3 дана схема котла с

УДК 621.438

Черников И.А.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕРЫВИСТОЙ ПОДАЧИ ВОЗДУХА В ТОПКУ

При разработке физико-математической модели прерывистой подачи воздуха в топочный объем, была получена основная физическая зависимость данного процесса - мгновенная скорость потока W_6 (изменение скорости во времени) [1]:

$$W_6 = W_2 \cdot \frac{\rho_2 \zeta_{вых} \cdot \left[\frac{\tau_3 F \mu_2 \psi_2 \sqrt{R_2 T_2} \cdot (n_2 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_2}{n_2 - 1}}}{\rho_6 \zeta_{вх} \cdot \left[\frac{\tau f \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}} \quad (1)$$

где W - скорость потока, ρ - плотность потока, $\zeta_{вх}, \zeta_{вых}$ - коэффициенты местных сопротивлений входного и выходного отверстий, μ - коэффициент расхода отверстия, ψ - добавочный коэффициент, R - газовая постоянная, T - температура потока, V - топочный объем, n - показатель политропы, f - сечение входного отверстия, F - сечение выходного отверстия, τ_3 - время закрытого положения входного отверстия, τ - время периода (сумма времени открытого и закрытого положения воздушной заслонки). Индекс 2 отражает газовые характеристики, индекс 6 - характеристики воздуха.

Наличие многих аргументов в данной зависимости показывает сложность процесса, что значительно затрудняет решение вопроса экспериментальной проверки математической модели.

Для упрощения условий решения задачи процесс горения в эксперименте исключен. Соответственно все аргументы в формуле (1) запишутся с индексом 6:

пульсирующим горением в виде удлиненного канала, заполненного поверхностями нагрева, слева - камера горения с воздушным клапаном. Периодическое повышение давления позволяет реализовать энергию для прокачки топочных газов через поверхности нагрева, при этом

$$(B_1 + B_6) / B_7 = (1 - \eta^{III}) \cdot (1 + \eta^{III} / \eta), \quad (8)$$

и для реальных значений КПД пульсирующего горения η^{III} и общего термического η_t имеем

$$B_7 < (B_1 + B_6).$$

Кроме этого, из-за интенсификации горения и теплообмена габариты резко снижаются, поэтому $T_{ух}^{онм}$ смещается влево согласно рис. 1. Известно, что котлы с пульсирующим горением небольшой мощности проектируются с учетом конденсации водяных паров из топочных газов, что ведет к общей экономии топлива.

$$W_6 = W_2 \cdot \frac{\rho_6 \zeta_{вых} \cdot \left[\frac{\tau_3 F \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}}{\rho_6 \zeta_{вх} \cdot \left[\frac{\tau f \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}} \quad (2)$$

Подставив в зависимость (2) численные значения аргументов ($\rho_6 = 1.3 \text{ кг/м}^3$, $\mu_6 = 0.6$, $\psi_6 = 0.685$, $R_6 = 287$, $T_6 = 295 \text{ K}$, $n_6 = 1.4$, $V = 1.4 \text{ м}^3$), после преобразований получим

$$\left(\frac{W_6}{W_2} \right)^{0.286} \cdot \left(\frac{\zeta_{вых}}{\zeta_{вх}} \right)^{0.143} \cdot \frac{17.08 \cdot \tau_n \cdot f + 1}{17.08 \cdot \tau_3 \cdot F + 1} = 1. \quad (3)$$

Исходя из уравнения (3), был изготовлен экспериментальный стенд обеспечивающий получение соответствующих физических параметров - $W_6/W_2, \tau_n, \tau_3, f, F$.

Стенд (рис. 1) представляет собой горизонтальный цилиндр 1; патрубок 2, с сечением F для входа воздуха в цилиндр; патрубок 3, с сечением f для выхода воздуха из цилиндра; вентилятор 4.

Для прерывания входящего воздушного потока патрубок 2 имеет воздушную заслонку 5. При закрытии заслонки замыкаются контакты 6, включая электронный секундомер. В патрубки 2, 3 вставлены трубки 7, одинаковые по геометрическим размерам и развернутые навстречу воздушному потоку. В качестве прототипа используются Г-образные напорные трубки системы Прандтля, но с одним отверстием, совмещающим полное и статическое давление [2]. На трубки 7, надеты гибкие шланги 8, одинаковые по диаметру и длине. Подставка 9 обеспечивает крепление концов шлангов на одинаковом удалении от стрелки 10, изготовленной из пенопласта. На подставке 9 закреплена шкала 11.

Черников Игорь Анатольевич. Инженер НИС Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.