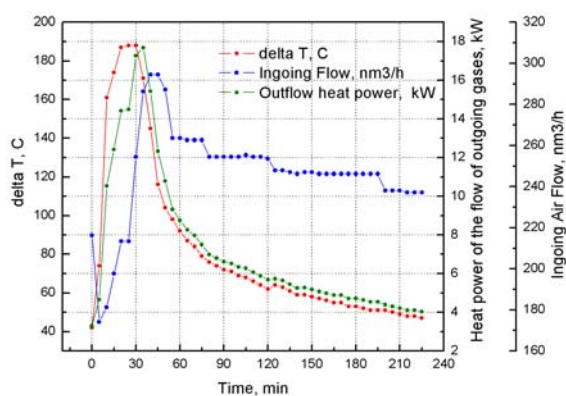


SashBatsHomeLabs и печник Бацулин
представляют

Определение потерь тепла с отходящими газами и КПД печи с помощью анемометра и термопары

Методичка



Определение потерь тепла с отходящими газами и КПД печи с помощью анемометра и термопары

Предложен простой способ определения эффективности бытовых печей и описан минимальный набор оборудования, позволяющий это сделать. Оценены погрешности измерений. Оценено количество теплоты, уносимое из печи после протопки при открытой задвижке и поддувальной дверке. Выведены основные формулы, используемые при анализе эффективности работы печей, сделан акцент на физический смысл выражений и коэффициентов. Показана некорректность усреднения данных, полученных газоанализатором, для расчета эффективности бытовых печей периодического действия. Для широкого круга заинтересованных читателей.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Теоретическая часть

- 1.1 Влажность древесины
- 1.2 Теплота сгорания древесины
- 1.3 Удельный объем воздуха и отходящих газов
- 1.4 Теплоемкость воздуха и отходящих газов
- 1.5 КПД печи
 - 1.5.1 Анализ выражений для КПД
 - 1.5.2 Сравнение с формулой Зигерта, европейский стандарт

2. Экспериментальная часть

- 2.1 Печь
- 2.2 Термометр
- 2.3 Анемометр
- 2.4 Весы
- 2.5 Проведение эксперимента

3. Обработка экспериментальных данных

- 3.1 Коррекция данных скорости входящего воздуха
- 3.2 Расчет потока входящего воздуха и его приведение к нормальным условиям
- 3.3 Выделение периода горения топлива и периода остывания печи
- 3.4 Определение среднего значения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{средн}}$ и нахождение вида зависимости α от времени
- 3.5 Расчет величины потерь тепла при горении и вычисление КПД печи
- 3.6 Оценка погрешностей измерений
- 3.7 Расчет величины потерь тепла после окончания процесса горения

4. Выводы

5. Литература

6. Приложение

- 6.1 Вывод формул для расчета удельных объемов воздуха и отходящих газов
- 6.2 Вывод формул для расчета КПД печи
- 6.3 Переводные коэффициенты основных физических величин

7. Некоторые уточнения, обнаруженные после написания статьи

- 7.1 Теплота сгорания древесины по европейскому стандарту EN 15250
- 7.2 Максимальная концентрация CO_2 в отходящих газах и точность определения коэффициента избытка воздуха
- 7.3 К выводу формулы зависимости теплоты сгорания от влажности

1 ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Численные данные по теплоте сгорания топлива, зависимости ее от влажности, данные по теплоемкостям отходящих газов и пр., приводимые в литературе весьма противоречивы. В большинстве своем авторы не дают ссылок на первоисточники, поэтому зачастую не ясно, откуда взялась та или иная цифра, формула или коэффициент. Поэтому в этой работе мы выведем все необходимые нам формулы «с нуля». Абсолютные значения при этом могут немного отличаться от литературных, зато мы получим полную «прозрачность» расчетов и будем представлять физический смысл всех выражений и коэффициентов.

1.1 ВЛАЖНОСТЬ ДРЕВЕСИНЫ.

Влажность древесины обозначается буквой w и равняется отношению массы воды, содержащейся в образце к массе абсолютно сухой древесины в этом образце [1].

$$w = m_{\text{H}_2\text{O}}/m_{\text{сух}} \quad \text{-влажность, доли единицы или \%} \quad (1.1)$$

$$M = m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{сух}} \quad \text{-масса образца, кг} \quad (1.2)$$

$$m_{\text{сух}} = M/(1 + w) \quad \text{-масса сухой древесины в образце массой } M \quad (1.3)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = Mw/(1 + w) \quad \text{-масса воды в образце массой } M \quad (1.4)$$

Доля сухой древесины и доля воды в образце соответственно $\frac{1}{1+w}$ и $\frac{w}{1+w}$.

1.2 ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ДРЕВЕСИНЫ.

Низшая удельная теплота сгорания топлива – количество теплоты, которое выделяется при сгорании единицы топлива, если водяные пары не конденсируются в жидкую воду, а температура продуктов сгорания и исходных веществ равна 25 °С. Приводимые в литературе величины низшей удельной теплоты сгорания q^0 абсолютно сухой древесины ($w = 0$) разнятся между собой. Мы будем использовать значение 4500 ккал/кг = 18810 кДж/кг = 5,23 кВтчас [1]. Теплота сгорания зависит от влажности древесины, так как, во-первых, влажность понижает содержание сухой древесины в образце, а во-вторых, влагу, которая содержится в дровах нужно нагреть до 100 °С и испарить, на что и расходуется часть теплоты сгорания. Выведем формулу зависимости теплоты сгорания от влажности.

$$Q = q^0 \cdot m_{\text{сух}} - [c \Delta T + q^{\text{исп}}] m_{\text{H}_2\text{O}} \quad \text{-теплота сгорания образца массой } M \quad (1.5)$$

Поделив это выражение на M , получим выражение для низшей удельной теплоты сгорания древесины, влажностью w :

$$q^w = \frac{1}{1+w} [q^0 - (c\Delta T + q^{\text{исп}})w] \quad \text{где} \quad (1.6)$$

w - влажность, доли

q^0 - удельная теплота сгорания абс. сухой древесины, 4500 ккал/кг

c - теплоемкость воды, 1 ккал/кг

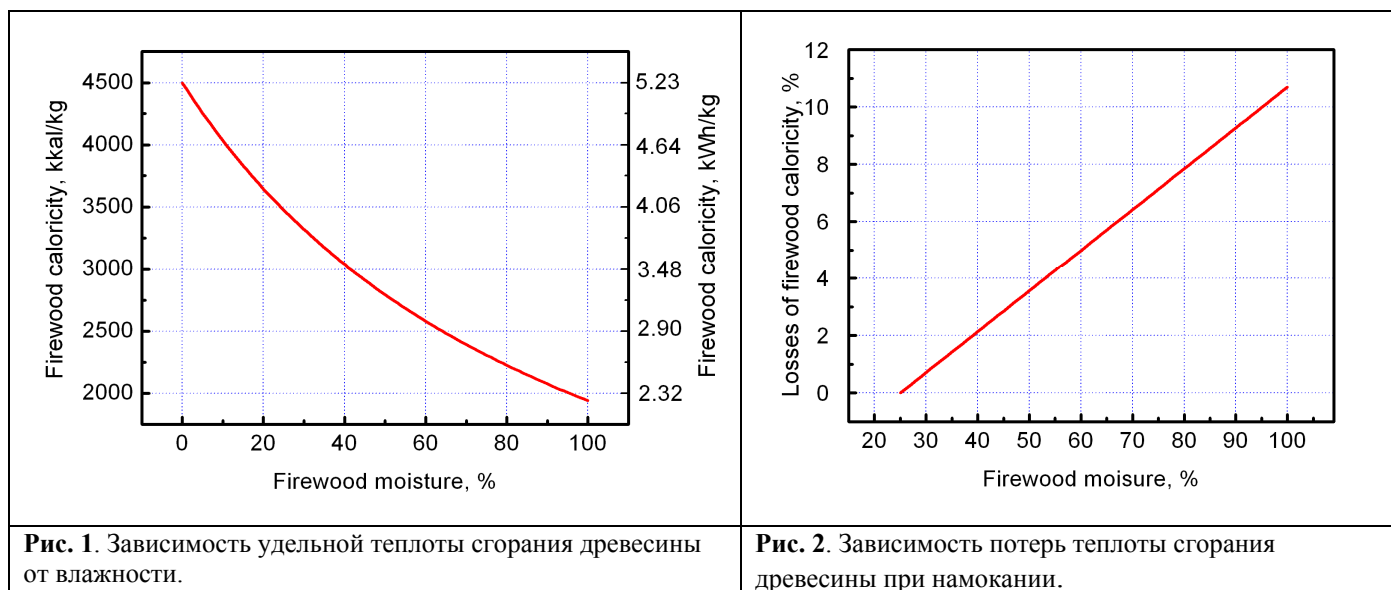
ΔT - разность температур от 20 до 100 °С

$q^{\text{исп}}$ - теплота испарения воды при 100 °С, 540 ккал/кг

Подставив численные величины в выражение (1.6) получим:

$$q^w = \frac{1}{1+w} [4500 - 620w] \quad (1.7)$$

На рис. 1 представлена зависимость удельной теплоты сгорания древесины от влажности. Видно, что q^w достаточно сильно падает с увеличением влажности. Однако надо иметь ввиду, это зависимость на единицу массы, а масса образца возрастает с увеличением влажности.



Величина q^w используется в расчетах, а для печника (а также дачника и садовода ☺) представляет интерес рис. 2. Это график зависимости $\lambda = \left(1 - \frac{q^0 - 620w}{q^0 - 620 \cdot 0,25}\right) 100\%$.

Он иллюстрирует следующий правдоподобный случай – нам привезли дрова, высушенные под навесом до влажности 25%, а потом мы по нерадению намочили их под дождем до влажности w . Спрашивается, сколько теплоты мы потеряем, если будем сжигать сырые дрова. Получается на первый взгляд парадоксальный вывод – если намочить их до влажности 100%, то потеряем мы всего 11% теплоты. На самом деле это все по тому, что при намокании не уменьшается масса сухой древесины в образце, а только увеличивается масса воды и, соответственно, плотность. Однако все знают, что если топить сырыми дровами, то печь греется значительно хуже. Связано это, видимо с тем, что горение сырых дров происходит медленнее. Из-за большей теплопроводности дрова медленнее нагреваются - медленнее выделяются летучие, процесс затягивается и происходит с большим избытком воздуха.

Отсюда можно сделать вывод (в общем-то, банальный) – что сырые дрова надо стараться сжигать быстро. Например, предварительно хорошо прогреть топку закладкой сухих дров, а затем положить закладку сырых, мелко поколотых дров. Мелко поколотых (с увеличенной поверхностью), чтобы мощность тепловыделения была высокой и температура стенок топки не падала. Этот вывод согласуется с ГОСТ 3000-45 «Печи отопительные теплоемкие, методы испытания», предписывающем дрова влажностью до 20% колоть на поленья толщиной 9 – 12 см, а влажностью свыше 20% - на поленья толщиной 6 – 9 см [2].

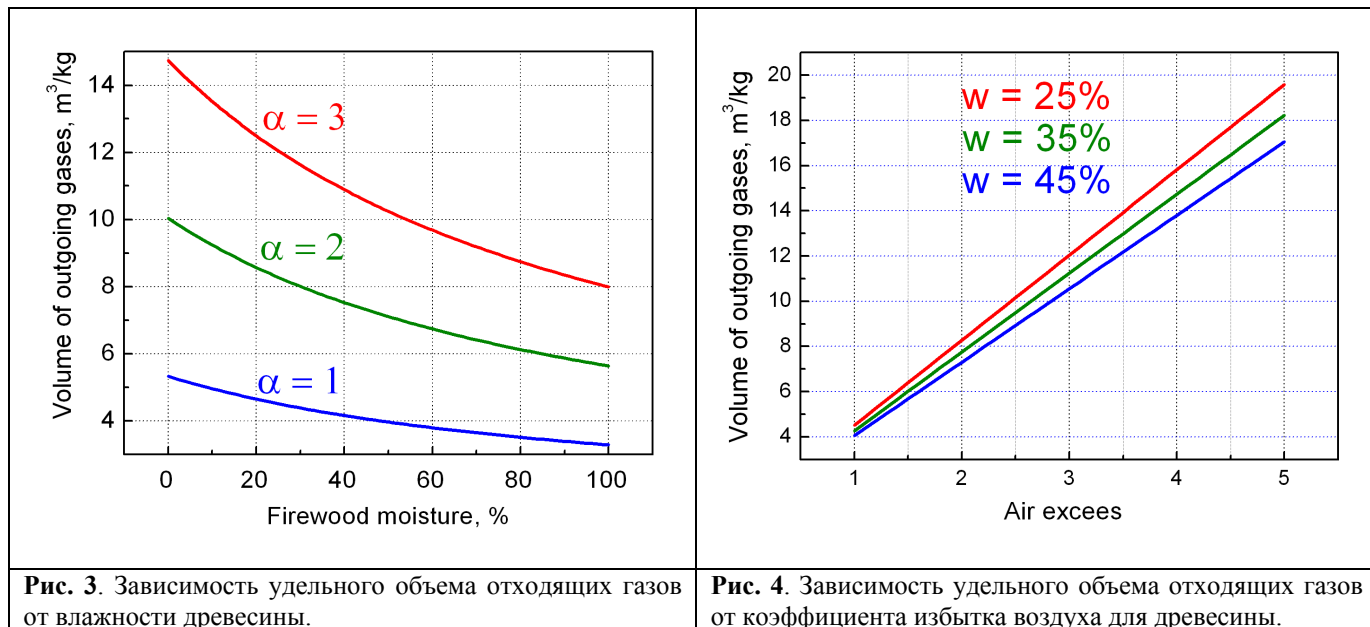
Сырые дрова (в отличие от сухих) выделяют меньше летучих в первые моменты, при подкладывании закладки в горячую топку из-за высокой теплопроводности и отвода теплоты внутрь поленьев. Этот процесс мы наблюдали, топя банную печь сырыми дровами - отсутствовал характерный черный дым в течение нескольких минут после подкладывания новой закладки.

1.3 УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ВОЗДУХА И ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ.

Для расчетов нам понадобится знать удельные (на единицу массы топлива) объемы воздуха отходящих газов. Вывод этих формул приведен в Приложении. Все объемы газов принимаются при нормальных условиях. Нормальными (NTP – normal temperature and pressure) называются условия с давлением в 1 атмосферу (101325 Па) и температурой 273,15 К - нуль градусов

Цельсия. При н. у. объем 1 моля идеального газа составляет 22,41 литра. Так, для абсолютно сухой древесины удельный стехиометрический объем воздуха составляет 4,58 м³/кг, а объем отходящих газов 5,22 м³/кг. Объем отходящих газов при влажности топлива w и коэффициенте избытка воздуха α определяется выражением:

$$V_{\text{отх}}(w, \alpha) = \frac{1}{1+w}(0,64 + 1,244w + 4,58\alpha) \quad (1.8)$$



На рис. 3 и 4 представлены зависимости объема отходящих газов от влажности дров и коэффициента избытка воздуха рассчитанные по формуле (1.8).

1.4 ТЕПЛОЕМКОСТЬ ВОЗДУХА И ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Так же нам понадобится знать теплоемкости воздуха и дымовых газов. Мы воспользуемся зависимостями молярных теплоемкостей индивидуальных газов от температуры, приведенными на сайте Кафедры технологии воды и топлива Московского Энергетического Института в виде полиномов шестой степени, <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/WSP/GasesProperties.xmcd>. Для сравнения приведены зависимости теплоемкостей азота и углекислого газа из [3,4] - рис. 5.

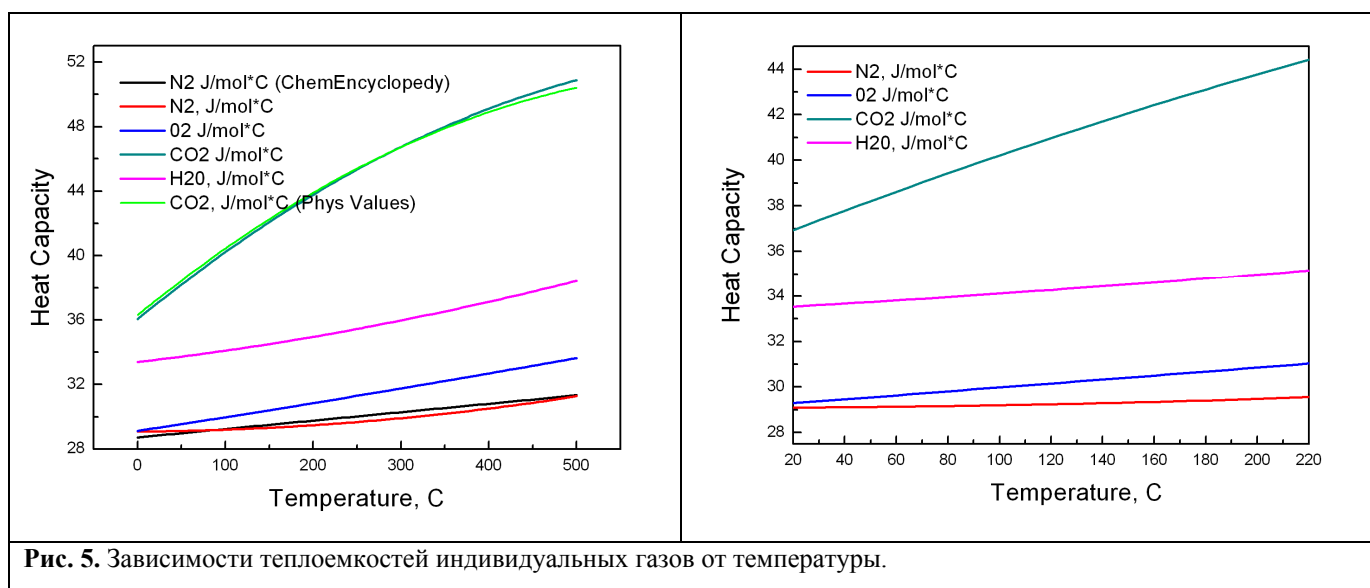


Рис. 5. Зависимости теплоемкостей индивидуальных газов от температуры.

Видно, что в интересующем нас интервале температур от 20 до 220 °С с хорошей точностью теплоемкости можно аппроксимировать линейными зависимостями. Теплоемкости выражены в Дж/моль⁰С, а температура в градусах Цельсия.

$$\begin{aligned} c_{N_2} &= 28,97 + 0,00256 T \\ c_{O_2} &= 29,11 + 0,00871 T \\ c_{CO_2} &= 36,49 + 0,03630 T \\ c_{H_2O} &= 33,30 + 0,00838 T \end{aligned}$$

Отсюда мольная удельная теплоемкость воздуха равна:

$$c_{\text{возд}} = 0,79 c_{N_2} + 0,21 c_{O_2} = 29,00 + 0,00385T \quad \text{Дж/моль}^0\text{С} \quad (1.9)$$

Таким образом, при увеличении температуры с 20 до 200 °С теплоемкость воздуха возрастает примерно на 2%. Вычислим теплоемкость отходящих газов стехиометрического состава, образующихся при горении древесины, влажностью w . Удельный объем отходящих газов [нм³/кг] при $\alpha = 1$ и влажности древесины w равен (см. Приложение):

$$\begin{aligned} V_{N_2}^0 &= 3,62 \\ V_{CO_2}^0 &= 0,933 \\ V_{H_2O} &= 0,67 + 1,244w, \quad \text{отсюда:} \end{aligned}$$

$$c_{\text{отх}}^w = \frac{1}{V_{\text{отх}}^0 + wV_{H_2O}^w} (V_{N_2}^0 c_{N_2} + V_{CO_2}^0 c_{CO_2} + V_{H_2O} c_{H_2O}) \quad (1.10)$$

$$c_{\text{отх}}^w = \frac{1}{5,22 + 1,244w} [161,23 + 0,049T + w(41,44 + 0,01T)] \quad (1.11)$$

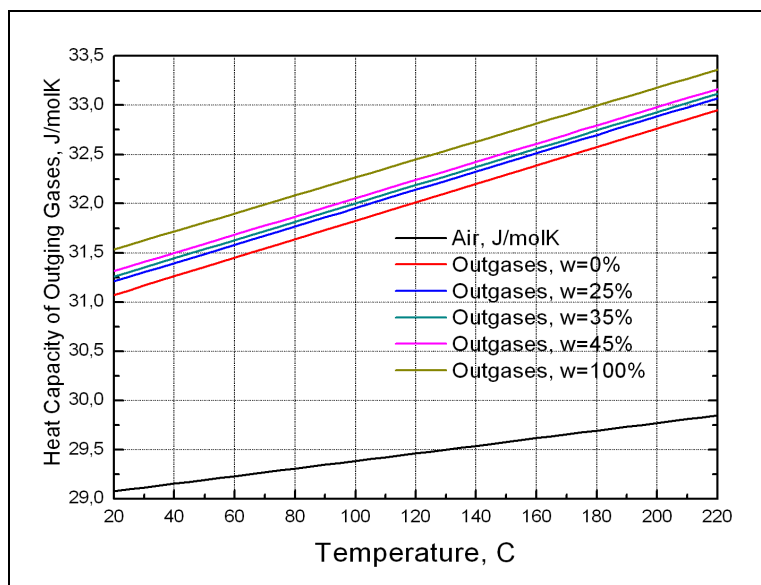


Рис. 6. Зависимости теплоемкостей воздуха и отходящих газов (при $\alpha = 1$) от температуры и влажности дров.

На рис. 6. показаны зависимости теплоемкостей отходящих газов, вычисленные по (1.11) и воздуха (1.9) от температуры, единицы измерения теплоемкостей Дж/моль⁰С. Пересчет теплоемкости на нормальные кубометры можно произвести так:

$$c \left[\frac{\text{Дж}}{\text{нм}^3\text{С}} \right] = c \left[\frac{\text{Дж}}{\text{моль}^0\text{С}} \right] \cdot \frac{1000 \left[\frac{\text{л}}{\text{нм}^3} \right]}{22,41 \left[\frac{\text{л}}{\text{моль}} \right]}$$

Коэффициент 22,41 [л/моль] называется молярным объемом газа при н. у., 1000 – количество литров в кубометре.

1.5 КПД ПЕЧИ

Коэффициент полезного действия печи η – это отношение количества тепла усвоенного печью к общему количеству тепла, выделенному топливом в процессе горения. Будем считать, что все тепло, усвоенное печью, будет передано помещению за период теплоотдачи, т.е. печь выведена на режим работы. Механическим и химическим недожогом мы пренебрежем. КПД может быть выражен в долях единицы или в процентах, что более привычно. Величина $1 - \eta$ называется

относительными потерями и определяется как отношение количества тепла ушедшего в трубу к количеству тепла, выделенному топливом. В основном мы будем пользоваться записью $1 - \eta$, поскольку это упростит математические выражения. Можно различить два вида КПД (и потерь соответственно) – интегральный, то есть общий КПД за период времени Δt и КПД текущий, в момент времени t .

Интегральный КПД за период времени $\Delta t = t_2 - t_1$ может быть определен по формуле:

$$1 - \eta = \frac{1}{Mq^w} \int_{t_1}^{t_2} W_{отх}(t) dt \quad (1.12)$$

КПД текущий, в момент времени t :

$$1 - \eta^t = \frac{W_{отх}(t)}{W_{гор}(t)} \quad \text{где} \quad (1.13)$$

- $W_{отх}(t)$ - тепловая мощность потерь с отходящими газами, Вт
- $W_{гор}(t)$ - тепловая мощность выделяемая при горении топлива, Вт
- M - масса сожженных дров, кг
- q^w - удельная теплота сгорания дров влажностью w , Дж/кг.

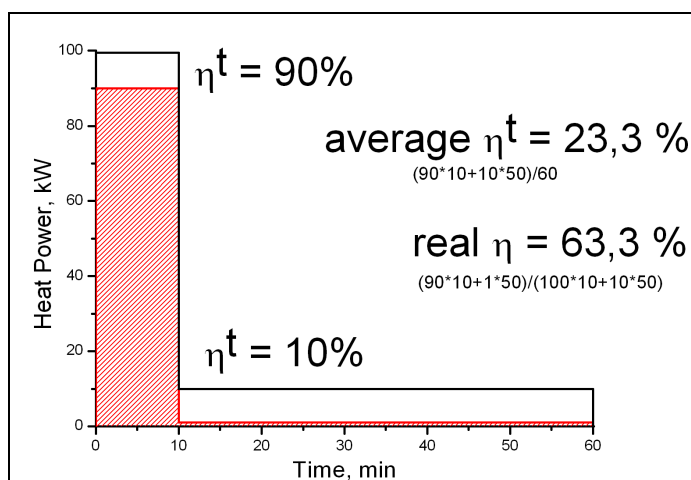


Рис. 7. Иллюстрация некорректности усреднения величины моментального КПД.

Когда говорят об эффективности печи, как отопительного прибора и ее КПД, то имеют в виду интегральную величину (1.12). Для того чтобы ее определить, надо знать какую-либо абсолютную величину – поток газов или скорость горения. Напротив, для определения КПД в текущий момент времени (1.13) необязательно знать абсолютные величины, достаточно относительных – например коэффициента избытка воздуха. Величина η^t показывает эффективность процесса поглощения тепла печью безотносительно к его количеству. И очень важно заметить, что интегральный КПД не может быть получен усреднением η^t по времени. **КПД – величина**

не аддитивная. Поясним это на примере – рис. 7. Пусть в печи горит топливо, причем мощность горения показана на рисунке черной линией. Полезная мощность, затрачиваемая на нагрев печи - красной линией. Красная штриховка – тепло, поглощенное печью. Очевидно, что интегральный КПД печи будет равен отношению площадей под этими кривыми. Однако, значения η^t меняются в процессе горения нашей гипотетической печи от 90% до 10%, причем период времени с $\eta^t = 10\%$ в 5 раз больше. В результате, усреднение по времени η^t дает значение 23,3%, в то время как реальный КПД составляет 63,3%. Как говорится [5] – одинаковое одинаковому – рознь! Усредненный η^t и интегральный КПД могут совпадать, только если мощность тепловыделения в топке не меняется по времени, например в промышленных котлах непрерывного действия, где она задается потоком топлива, или само значение η^t постоянно. Либо они могут совпасть по случайным причинам. Применение же усредненного η^t для оценки КПД бытовых печей некорректно, так как мощность тепловыделения в топливнике меняется в широких пределах. Величину η^t можно применять для оптимизации работы печи, для регулировок в процессе горения. По этим же причинам некорректно усреднять по времени и другие относительные величины – коэффициент избытка воздуха α и концентрацию монооксида углерода [CO] в дымовых газах. При таком усреднении один большой выброс [CO] может перечеркнуть все чистое горение, хотя абсолютное количество CO в этом пике может быть пренебрежимо мало по

сравнению с общим. Оценку выброса CO в бытовой печи периодического действия желательно проводить так – вычислить абсолютное его количество и исходя из этого рассчитать среднюю концентрацию [CO] за время топки, или пересчитать на непрерывную работу печи. А еще лучше - на единицу массы сожженного топлива (или на единицу полезной энергии), потому что некорректно сравнивать (по степени влияния на окружающую среду) концентрации [CO] печей (котлов) постоянного действия и печей периодического действия, особенно при разных мощностях. Усреднение по времени относительных величин возможно только при стационарных процессах.

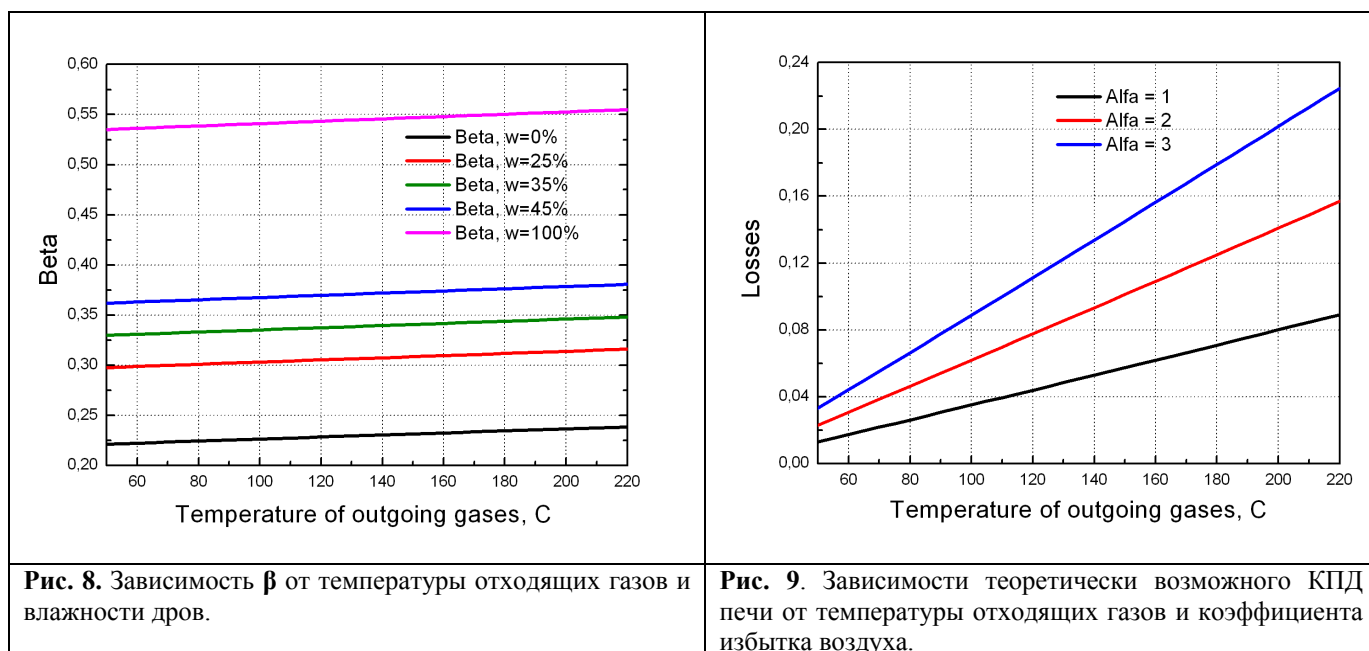
1.5.1 АНАЛИЗ ВЫРАЖЕНИЯ ДЛЯ КПД

Интегральный КПД η за период времени $\Delta t = t_2 - t_1$ и **КПД текущий η^t** , в момент времени t определяется по формулам (вывод формул см. в Приложении):

$$1 - \eta = \frac{(1+w)}{M(q^0 - 620w)} \int_{t_1}^{t_2} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}} F_{\text{возд}} \left(1 + \frac{\beta}{\alpha(t)} \right) dt \quad (1.14)$$

$$1 - \eta^t = \frac{V_{\text{возд}}^0 c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}}{q^0 - 620w} [\alpha(t) + \beta] \quad \text{где} \quad (1.15)$$

$$\beta = \frac{c_{\text{отх}}^w}{c_{\text{возд}}} \frac{V_{\text{отх}}^0 + wV_{\text{H}_2\text{O}}^w}{V_{\text{возд}}^0} - 1 \quad (1.16)$$



Безразмерный коэффициент β характеризует изменение теплосодержания дымовых газов по отношению к теплосодержанию входящего воздуха. Он тем больше, чем больше изменение объема отходящих газов по сравнению с объемом воздуха, расходуемого на горение. Если бы газ, проходя через печь, не изменялся – сохранялся его объем и теплоемкость, то β обратился бы в нуль. Из (1.16) видно, что β возрастает с увеличением влажности топлива. Так как теплоемкости отходящих газов возрастают с температурой круче, чем теплоемкость воздуха, то β также возрастает с увеличением температуры. На рис. 8 изображены зависимости β от температуры и влажности дров (температура входящего воздуха принималась $T_{\text{возд}} = 20^{\circ}\text{C}$).

Из формулы (1.15) следует, что задавая коэффициент избытка воздуха, для каждой температуры отходящих газов предел теоретически достижимого КПД печи. Так, для дров влажностью $w = 25\%$

при постоянном $\alpha = 1$ (строго стехиометрическом), температуре входящего воздуха $T_{\text{возд}} = 20^{\circ}\text{C}$ и температуре отходящих газов $T_{\text{отх}} = 100^{\circ}\text{C}$ максимальный КПД печи составит 96,5%. В реальности при $\alpha = 1$ будет очень грязное горение и большой химический недожег, снижающий КПД. Эта величина абсолютно не зависит ни от конструкции печи, ни от ее конвективной системы. Абсолютно неважно, как сгорает топливо, и каким путем идет газ, «разделяется» ли он на холодный и горячий или нет. Важно только то, что в печь он входит при одной температуре, а выходит при другой. На рис. 9 представлены зависимости относительных потерь $1-\eta$ от $T_{\text{отх}}$ и α . То есть, например, если мы зададимся $\alpha = 2$, обеспечивающим более - менее полное сгорание топлива (и будем поддерживать это значение неизменным в процессе горения) и температурой отходящих газов $T_{\text{отх}} = 140^{\circ}\text{C}$, обеспечивающей отсутствие конденсации в трубе и устойчивую тягу – то КПД такой печи не превысит 90,7% в принципе. В свете вышеизложенного, периодически встречающиеся сообщения о достижении отдельными исследователями КПД 90 и более процентов звучат весьма революционно. Эта информация может быть полезной при оценке и сопоставлении экспериментальных данных.

Если зависимости на рис. 9 продолжить в область высоких температур, то при определенной температуре величина потерь достигнет единицы. Эта температура называется максимальной калориметрической температурой горения. Она соответствует случаю, когда все тепло, выделившееся при сгорании, расходуется на нагрев продуктов сгорания. При определении максимальной температуры горения уже нельзя ограничиваться линейными зависимостями теплоемкостей от температуры.

Сравнивая (1.14) и (1.15) интересно отметить, что в выражении для моментального КПД (1.15) отсутствует множитель $1+w$ вызывающий сильную зависимость результата от влажности топлива. Это происходит по тому, что η^t величина относительная, а $1+w$, ровно как и масса M , указывают на абсолютное количество сухой древесины в образце. В (1.14) присутствуют оба множителя.

1.5.2 СРАВНЕНИЕ С ФОРМУЛОЙ ЗИГЕРТА

Текущую величину потерь с дымовыми газами $1-\eta^t$ можно вычислить, определяя состав отходящих газов газоанализатором. Большинство простых приборов фиксируют следующие величины: температуру входящего воздуха и отходящих газов, объемные концентрации кислорода $[\text{O}_2]$ и монооксида углерода $[\text{CO}]$ в отходящих газах, все остальные величины получаются расчетом. При вычислении потерь используется эмпирическая формула Зигерта (Siegert) (1.17), причем для величины η^t применяется более подходящее название – КИТ – коэффициент использования топлива. Иногда делается поправка на химический недожег по содержанию CO , как правило, она пренебрежимо мала.

$$q = (T_{\text{gas}} - T_{\text{air}}) \left(\frac{A1}{[X]} + B \right) \quad \text{где} \quad (1.17)$$

q - потери, %
 $T_{\text{gas}}, T_{\text{air}}$ - температуры отходящих газов и входящего воздуха
 $A1, B$ - коэффициенты, зависящие от вида топлива
 $[X]$ - концентрация CO_2 или разность $[\text{O}_2]_{\text{max}} - [\text{O}_2]$ в отходящих газах (в зависимости от производителя).

По каким-то причинам коэффициенты $A1$ и B для одного и того же вида топлива различаются для разных стран, в табл. 1 приведены их значения. Причем, одни производители (MRU, Madur electronics) считают потери по $[\text{CO}_2]$ по а другие (TESTO) по $[\text{O}_2]$. Так как концентрация $[X] = [\text{X}]_{\text{max}}/\alpha$, то выражение (1.17) можно переписать в виде:

$$q = \frac{A1}{[X]} \Delta T \left(\alpha + \frac{B[X]_{\max}}{A1} \right) \quad (1.18)$$

Посмотрев на (1.18) нетрудно заметить сходство с (1.15), отсюда:

$$\frac{A1}{[X]_{\max}} = \frac{V_{\text{возд}}^0 c_{\text{возд}}}{q^0 - 620w} \cdot 100\% = A \quad \text{и} \quad \frac{B[X]_{\max}}{A1} = \left[\frac{c_{\text{отх}}^w V_{\text{отх}}^0 + wV_{\text{H}_2\text{O}}}{c_{\text{возд}} V_{\text{возд}}^0} - 1 \right] = \beta \quad (1.19)$$

Вычислим коэффициенты А и β, по (1.19) принимая теплоемкость воздуха при 150 °С а теплоту сгорания $q^0 = 4500$ ккал/кг и сравним их со значениями, приводимыми производителями приборов.

$$A^{w=0\%} = \frac{V_{\text{возд}}^0 c_{\text{возд}}^{150\text{C}}}{q^0 - 620w} = \frac{4,58 [\text{м}^3 / \text{кг}] 29,57 [\text{Дж} / (\text{моль}^{\circ}\text{C})] 44,64 [\text{моль} / \text{м}^3]}{4500 * 10^3 [\text{ккал} / \text{кг}] 4,184 [\text{Дж} / \text{ккал}]} 100\% = 0,0321 \left[\frac{1}{^{\circ}\text{C}} \right]$$

Коэффициент β вычислим для температуры 150 °С с учетом зависимости теплоемкостей от температуры, применяя интегрирование, (см. П2.10, П2.11 и рис. 8). Для сравнения данных вычислим также $[\text{CO}_2]_{\max}$ в зависимости от влажности дров (см. Приложение).

Страна / Производитель	A1	B	$[\text{CO}_2]_{\max}$	[X]	$A \cdot 10^2$	β
MRU						
Russia, Austria, Belgium, Fr, GB, Italia	0,60	0,009	19,4	$[\text{CO}_2]$	3,09	0,291
D, Czech, Norway, Poland, Slovenia	0,60	0,009	20,5	$[\text{CO}_2]$	2,92	0,308
USA	0,60	0,020	19,4	$[\text{CO}_2]$	3,09	0,647
Madur Electronics						
	0,65	0	19,4	$[\text{CO}_2]$	3,35	0
TESTO						
	0,765	0	20,3	$[\text{O}_2]_{\text{m}} - [\text{O}_2]$	3,64	0
Выражение (1.19), $q^0 = 4500$ ккал/кг, $V_{\text{возд}}^0 = 4,58$ нм³/кг, $V_{\text{отх}}^0 = 5,22$ нм³/кг						
w = 0 %			17,9		3,21	0,231
w = 25 %			16,9		3,33	0,309
w = 100 %			14,4		3,72	0,547
Европейский стандарт						
Выражение (1.19), $q^0 = 5338$ ккал/кг, $V_{\text{возд}}^0 = 4,69$ нм³/кг, $V_{\text{отх}}^0 = 5,34$ нм³/кг						
w = 0 %			17,5		2,77	0,234
w = 25 %			16,5		2,86	0,306
w = 100 %			14,2		3,14	0,521

Табл. 1. Сводная таблица по коэффициентам в формуле Зигерта для древесины.

Теперь составим чарты фирм-производителей газоанализаторов. Первое что можно заметить – все производители берут древесину с содержанием углерода более 50%, и при том с минимальным содержанием влаги. Более того, неясно как в отходящих газах при горении древесины может содержаться, например 20,3% CO_2 . Состав такой древесины должен быть примерно следующим – $\text{C}_1(\text{H}_2\text{O})_{0,17}$ или по массе $\text{C}:\text{H}:\text{O} = 80:2,5:17,5$. То есть 80% (!) углерода в лучшем случае, если считать, что в древесине нет «свободного» водорода. Концентрации CO_2 в 19,4% соответствует содержание углерода 63% и более. Можно предположить, что такие завышенные значения $[\text{CO}_2]_{\max}$ связаны с тем, что на стадиях догорания древесины остается чистый углерод, но тогда этот параметр вообще лишен смысла. В целом, наиболее адекватными выглядят значения коэффициентов, приводимые фирмой MRU для европейских стран. Чем вызвано отличие А (3,09; 2,92 и 3,33) сказать сложно – возможно принималась другая (большая) теплота сгорания и/или другой состав древесины - стехиометрическое количество воздуха $V_{\text{возд}}^0$ зависит от состава

топлива. Обнуление коэффициента β в приборах TESTO и Madur Electronics может быть оправдано только при больших избытках воздуха, и в общем случае некорректно.

Для выяснения вопроса о теплоте сгорания и удельным объемам обратимся к Европейскому Стандарту EN 15250 [6], табл. 2. Характерно, что стандарт выделяет топливо, для коммерческого использования и топливо с заданным составом для испытаний печей. Однако удельная теплота сгорания для стандартной древесины q^0 почему-то не приведена. Из приведенных данных по теплоте сгорания коммерческого топлива, сделав поправку на влажность, можно вычислить q^0 . Из табл. 2 видно, что q^0 данная в этом стандарте значительно превышает величины, приводимые в отечественной литературе (ок. 4500 ккал/кг [1,2]) – 20% бесплатно для всей семьи! Удельный стехиометрический объем воздуха $V_{\text{возд}}^0$ значительно меняется при изменении состава топлива, однако, среднее значение и значение для «стандартного топлива» очень близки к рассчитанному нами – 4,58 нм³/кг. Коэффициенты A и β , вычисленные исходя из данных Евростандарта приведены в табл. 1.

	Typical commercial fuel – Wood Logs						Test fuel – Wood logs		
	Min			Max					
Элемент	Табл.	Сух.	Моль	Табл.	Сух.	Моль	Табл.	Сух.	Моль
С	35	46,7	3,89	45	51,13	4,25	40	46,51	3,88
Н	4	5,32	5,32	7	7,95	8,0	5	5,80	5,8
О	36	47,8	2,98	36	40,9	2,56	39	45,24	2,51
W	25	–	–	12	–	–	16	–	–
Формула	$C_1(H_2O)_{0,77}$			$C_1H_{0,68}(H_2O)_{0,60}$			$C_1H_{0,20}(H_2O)_{0,65}$		
V^0 , нм ³ /кг	4,13			5,31			4,69		
$V_{\text{отх}}^0$, нм ³ /кг	4,80			6,04			5,34		
q^0 , ккал/кг	5252			5424			–		

Табл. 2. Состав и теплота сгорания древесины по европейскому стандарту EN 15250.

Можно сделать следующие выводы:

- 1) Настройки прибора MRU для европейских стран коррелируют с европейским стандартом (при влажности древесины ок 25%), как настроены Testo и Madur electronics не ясно.
- 2) При опубликовании и сравнении данных по потерям рассчитанных по показаниям газоанализатора, необходимо указывать также используемые величины q^0 и V^0 .
- 3) Вопрос о столь сильном различии теплоты сгорания древесины, принятой в европейском стандарте и в нашей стране требует более детальной проработки.
- 4) Применение одного лишь газоанализатора для расчета общего КПД печи некорректно в принципе (см. рис. 7).

Значения коэффициентов A_1 и B_1 взяты отсюда:

http://www.mru-instruments.ru/docs/D2000-CD_RUS.pdf

http://www.habmigern2003.info/language/Russian/Theorie_ru.html

http://www.mru-rus.com/manuals/manual_delta_2000_4_ru.pdf,

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Целью эксперимента было определить, какое количество тепла, запасенного печью за время протопки, будет вынесено в трубу при открытой задвижке и поддувальной дверке после окончания процесса горения. Вторая цель эксперимента - оценить КПД печи за время протопки. Всего было проведено три эксперимента, но в данной статье, поскольку она касается больше методологии, приведены результаты обработки только одного.

2.1 ПЕЧЬ

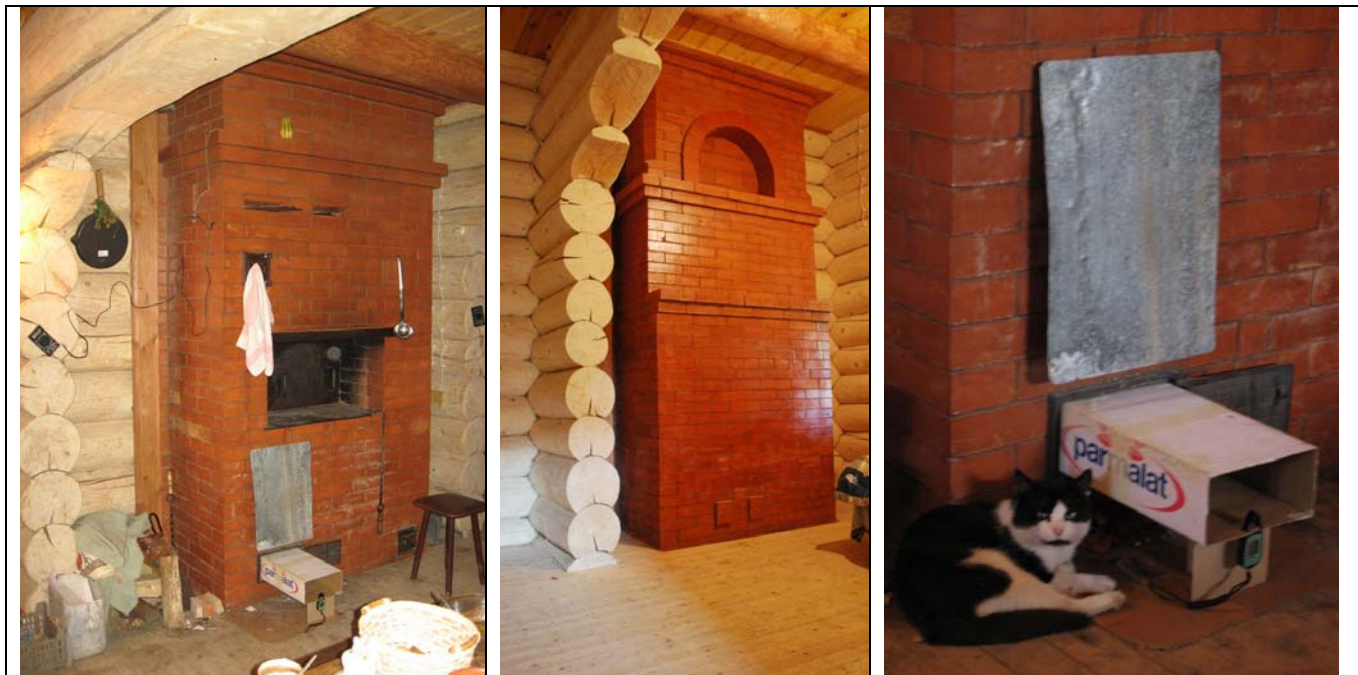


Рис.10. Печь в процессе эксперимента, вид спереди.

Рис. 11. Печь, вид сзади.

Рис. 12. Варсик принимал активное участие в научных экспериментах.

Печь типа «Теплушка» рис. 10 – 12 с дополнительным колпаком поверх свода была построена нами летом 2005 года. В последние два года используется постоянно и является основным источником тепла в доме, наряду с другой печью. Дом постоянного проживания, пища готовится исключительно в печи, электрических и газовых плит в доме нет. Размеры печи – $5\frac{1}{2}$ на $5\frac{1}{2}$ кирпичей, высота 33 ряда. Печь стоит в простенке, на втором этаже на ней стоит еще одна печь. Основные параметры печи – ширина топливника – 25 см, размер колосника – $25*38$ см, сечение дымохода – с перекрыши печи до середины чердака $25*13$ см, с середины чердака до оголовка трубы – $38*13$ см (на чердаке трубы от двух печей объединены). Высота трубы от пола – около 14 метров. Ширина подверток: в переточный канал из нижней камеры – 2 ряда на 13 см + 3 ряда на 13 см, в дымовую трубу из верхнего колпака – 2 ряда на 25 см. Более детально рассматривать устройство печи в рамках этой статьи мы не будем, поскольку это не имеет большого значения. Статья носит больше методологический характер, мы не ставим целью точно определить параметры конкретно этой печи.

2.2 ТЕРМОМЕТР



Рис. 13. Мультиметр цифровой M838 и термопара К – типа (хромель – алюмель).

Температуру отходящих газов измеряли термопарой К – типа (хромель – алюмель), подключенной к цифровому мультиметру M838 с функцией определения температуры, производства компании MASTECH <http://www.p-mastech.com/>, рис. 13. Точность измерения температуры по паспорту составляет при

$-20...+150$ °C	$\pm (3\% + 2D)$
$+150...1370$ °C	$\pm 3\%$

2D означает две единицы младшего разряда. Так как разрешение прибора – 1 °C, то $2D = 2$ °C. Так, например, если показываемое значение 100 °C то фирма гарантирует, что истинное значение температуры находится в пределах $100 \pm (100*0,03+2) = 95...105$ °C. Если на табло 200 °C, то истинное значение находится в пределах 194...204 °C. Для того чтобы точно измерить температуру термопарой необходимо ее холодный спай держать при строго определенной температуре (часто используют смесь вода – лед), замерить ее ЭДС, которая

составляет несколько милливольт и перевести ЭДС в температуру по калибровочной таблице. Большинство простых мультиметров реализуют упрощенный алгоритм, что и обуславливает большие погрешности измерений. Проверку прибора производили, замеряя температуру кипящей воды и температуру плавления льда – показания составили + 98 °С и + 2 °С соответственно, прибор находился при комнатной температуре. Никаких поправок к показаниям прибора при расчетах не делалось. Термопара, прилагаемая в комплекте к прибору, хоть и рассчитана на использование при высоких температурах, но имеет внутреннюю изоляцию из пластика, которая начинает плавиться при температурах более 150 °С. Поэтому она была заменена другой, тоже К – типа, но в стекловолнокистой изоляции (имеет желтую вилочку и входит в комплект более дорогих мультиметров, доступна отдельно). Прибор с термопарой может быть приобретен в магазинах радиоэлектроники, например Чип и Дип www.chip-dip.ru/, ориентировочная стоимость в ноябре 2009 года составила 500 RUR.

2.3 АНЕМОМЕТР



Рис. 14. Анемометр Skywatch Xplorer 2. На задней металлической крышке прибора видно приклеенное термосопротивление.

Измерение скорости потока входящего воздуха проводили с помощью термоанемометра импеллерного типа Skywatch Xplorer 2 швейцарской фирмы JDC Electronic SA, <http://www.jdc.ch/>. Прибор рис. 14 предназначен для измерения скорости ветра при занятиях пара- и дельтапланерным спортом и выполнен в герметичном исполнении. Выдерживает погружение в воду на глубину до 1 м. Вскрытие прибора приятно удивило аккуратностью исполнения и качеством монтажа. К задней металлической крышке прибора теплопроводящей пастой приклеено термосопротивление, измеряющее температуру окружающей среды. При таком расположении датчика следовало бы ожидать большую инерционность, однако прибор весьма быстро реагировал на сквозняки по полу от открытых дверей. Датчик числа оборотов выполнен с индуктивной связью – в крыльчатку встроен постоянный магнит, а в электронную схему – индуктивность. Такое решение позволило легко выполнить прибор в герметичном исполнении. Однако этому решению присущи следующие недостатки – магнит в крыльчатке оказывает заметное сопротивление вращению (это заметно при малых скоростях ветра, менее чувствительности прибора) – крыльчатка стремится занять определенное положение. В результате этого при скоростях ветра менее 0,6 – 0,7 м/с прибор работает неустойчиво, и эти величины можно посчитать порогом чувствительности. Другой важной особенностью является то, что близость металлических предметов может влиять на показания прибора. Поэтому для измерения скорости входящего в печь потока воздуха прибор необходимо выносить из зоны влияния металлических рамок печных дверок, например с помощью картонного короба (рис. 18), длиной 40 – 50 см. Калибровка прибора не производилась. Заявленная производителем точность составляет $\pm 3\%$,

диапазон 0 – 42 м/с. Разрешение – 0,1 м/с. Стоимость прибора на сентябрь 2009 года в <http://www.kites.ru/> составила 2350 RUR. Skywatch Xplorer 1 (без функции измерения температуры) можно приобрести за 1800 RUR.

2.4 ВЕСЫ



Рис. 15. Весы бытовые циферблатные ВБЦ – 10 БКЖИ. 4044471.001 ТУ

Рис. 16. Комплектация.

Для определения массы топлива использовали весы бытовые циферблатные ВБЦ – 10 БКЖИ. 4044471.001 ТУ производства ЗАО «Чебоксарский электроаппаратный завод» <http://www.cheaz.ru/>. Весы рис. 15 предназначены для определения массы грузов в домашних условиях. Мощный стальной крюк с заостренным концом для фиксации грузов сразу вызывает уважение к Производителю. Удобное металлическое кольцо для удержания прибора на весу позволяет производить измерения одно за другим, достигая высоких скоростей взвешивания. Тарировка весов осуществляется вручную – поворотом защитного стекла с указательной рисккой. К особенностям прибора можно отнести искривленный циферблат и отсутствие его фиксации на оси вращения в продольном направлении. Это приводит к задеванию циферблата за защитное стекло и его периодическому заклиниванию, в связи с чем, показания могут различаться на 0,2 - 0,4 кг, в зависимости от того, с какой стороны циферблат подходит к указательной рискке. За значение массы принималось среднее значение серии из 5 – 7 взвешиваний. Более прогрессивным способом является использование прибора без защитного стекла. Калибровка прибора не производилась. Прибор доступен в retail комплектации и поставляется в красочной картонной коробке с оригинальным дизайном. Ориентировочная стоимость прибора на московских рынках на сентябрь 2009 года составляла 130 RUR.

2.5. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

Эксперимент проводился следующим образом. Вся закладка дров была заложена в топливник сразу и подожжена снизу. Через 30 минут после начала горения дрова были прошурованы кочергой для более плотной укладки углей на колосник. Больше никаких регулировок процесса горения не производили. Задвижка и поддувальная дверка были полностью открыты на протяжении всего опыта. В ходе опыта фиксировалась температура отходящих газов $T_{отх}$, температура и скорость входящего в поддувало воздуха ($T_{возд}$ и $v_{возд}$). Термопара для измерения $T_{отх}$ была установлена в середину сечения дымохода, выше задвижки. Температура входящего воздуха измерялась встроенным в анемометр термометром. Анемометр был установлен на входе в картонный короб, вставляемый в рамку поддувальной дверки, рис. 18. Топочная дверка на время горения закрывалась экраном из кровельной стали (рис. 12) для предохранения короба от нагрева. Показания записывались вручную через каждые 5 минут, во время горения и в течении 3 часов после его окончания.

Условия опыта

Дата и время 4.10. 2009, 10.00 – 13.45
Температура на улице в начале опыта +6
Температура на улице в конце опыта +10
Слабый ветер, иногда порывы ветра.



Рис. 17. Чурка березовая, 13 шт. Масса 12,8 кг, влажность неизвестна.



Рис. 18. Картонный короб с анемометром.

В качестве топлива использовались березовые поленья, рис 17. Влажность дров не замерялась ввиду отсутствия соответствующего прибора. Предположительно дрова были заготовлены летом этого года и подсушены под навесом. Непосредственно перед экспериментами дрова выдерживались 2 суток на полке в бане при температуре 60 – 80 °С и затем в течение 2 недель хранились в помещении. При всех расчетах влажность дров принималась 25%.

Масса дров $M = 12,8$ кг, теплотворная способность $q^w = 3476$ ккал/кг

Теплосодержание дров $q^w M = 12,8 * 4.184 * 3476 = 185980$ кДж = $(/3600) = 51.7$ кВт*час

Потребное стехиометрическое количество воздуха $MV_{\text{возд}}^0 / (1+w) = 12,8 * 4.58 / (1+0.25) = 46,9$ м³

Характеристики процесса горения (расчет)

Время горения - с 5 по 35 минуту $\Delta t = 30$ мин

Средняя мощность горения – $W_{\text{гор ср}} = q^w M / \Delta t = 103$ кВт

Объем воздуха за время активного горения 104 м³

Средний коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{средн}} = 104 / 46,9 = 2,21$

3. ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Обработку экспериментальных данных выполняли при помощи программы MicroCal ORIGIN 7.5 Pro в следующей последовательности:

- 1) Коррекция данных скорости входящего воздуха с целью удаления промахов
- 2) Расчет потока входящего воздуха и его приведение к нормальным условиям
- 3) Выделение периода горения топлива и периода остывания печи
- 4) Определение среднего значения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{средн}}$ и нахождение вида зависимости α от времени
- 5) Расчет величины потерь тепла при горении численным интегрированием и вычисление КПД печи
- 6) Оценка погрешностей измерения

7) Расчет величины потерь тепла после окончания процесса горения

3.1 Коррекция данных скорости входящего воздуха с целью удаления промахов

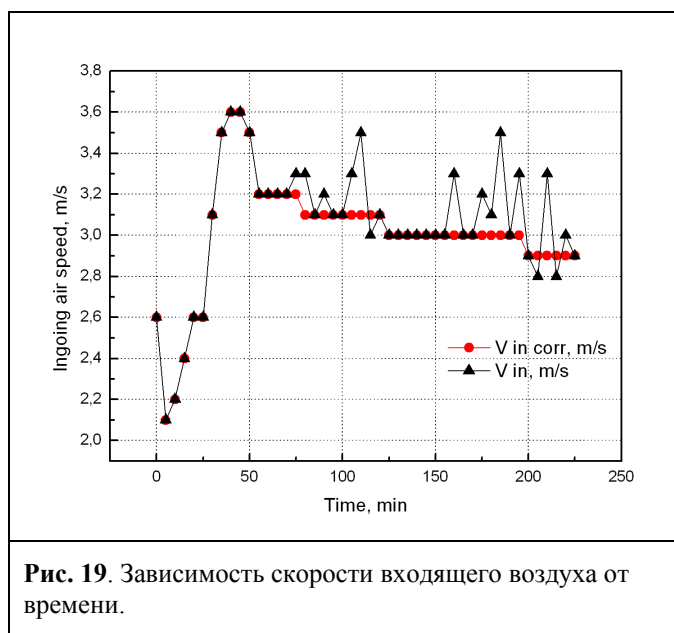


Рис. 19. Зависимость скорости входящего воздуха от времени.

На рис. 19 черным цветом показана зависимость измеренной скорости входящего воздуха от времени. На эту величину влияет несколько факторов – температура печи и трубы (сила тяги), газодинамическое сопротивление потоку и скорость ветра. Фаза горения заканчивается примерно на 35 минуте. Во время опыта наблюдался несильный ветер, который перешел в порывистый примерно через полтора часа. Труба находилась с подветренной стороны, поэтому порывы ветра обусловили скачкообразные увеличения скорости. Понятно, что после протопки, скорость входящего воздуха должна плавно падать, поэтому выбивающиеся точки были посчитаны промахами и вручную заменены на более подходящие (обозначены красным

цветом). Далее за скорость и поток входящего воздуха мы будем считать исправленные данные. В целом ход кривой достаточно ясен – резкое возрастание вначале связано с повышением температуры дымовых газов потом плавный спад при остывании печи. Провал с 0 по 5 минуту обусловлен тем, что первая точка была снята с пустым топливником, потом заложены и зажжены дрова. Как видно из графика закладка дров обладает достаточно большим газодинамическим сопротивлением.

3.2 Расчет потока входящего воздуха и его приведение к нормальным условиям

Поток воздуха может быть найден как произведение скорости воздуха на площадь сечения входного короба, при условии, что эта скорость одинакова по сечению короба. В ходе предварительных экспериментов было выяснено, что скорость практически постоянна по сечению и отличается не более чем на 0,1 – 0,2 м/с. Сечение короба – 113 на 218 мм, $S = 0,024634 \text{ м}^2$. Так как поток принято указывать в кубометрах в час, то

$$F_{\text{возд}} = 3600v_{\text{возд}}S \text{ [м}^3\text{/ч]} \quad \text{где} \quad (3.1)$$

$v_{\text{возд}}$ – скорость входящего воздуха, м/с

S – входное сечение короба, м^2 .

Так как расчеты удельных объемов воздуха и отходящих газов проводили для нормальных условий, то поток воздуха тоже надо пересчитать на н.у. Нормальными (NTP – normal temperature and pressure) называются условия с давлением в 1 атмосферу (101325 Па) и температурой 273,15 К – нуль градусов Цельсия. При н. у. объем 1 моля идеального газа составляет 22,41 литра. Считая, что давление на срезе короба равно атмосферному, и не меняется во время опыта, и исходя из объединенного газового закона пересчет можно произвести по формуле:

$$F_{\text{возд}}^{\text{н.у.}} = \frac{273,15}{T_{\text{возд}} + 273,15} F_{\text{возд}} \text{ [нм}^3\text{/ч]} \quad \text{где} \quad (3.2)$$

$T_{\text{возд}}$ – температура входящего воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

В литературе для обозначения приведенных потоков и объемов применяется размерность нм^3 – нормальные кубометры. Далее за поток воздуха мы будем принимать приведенную величину.

3.3 Выделение периода горения топлива и периода остывания печи

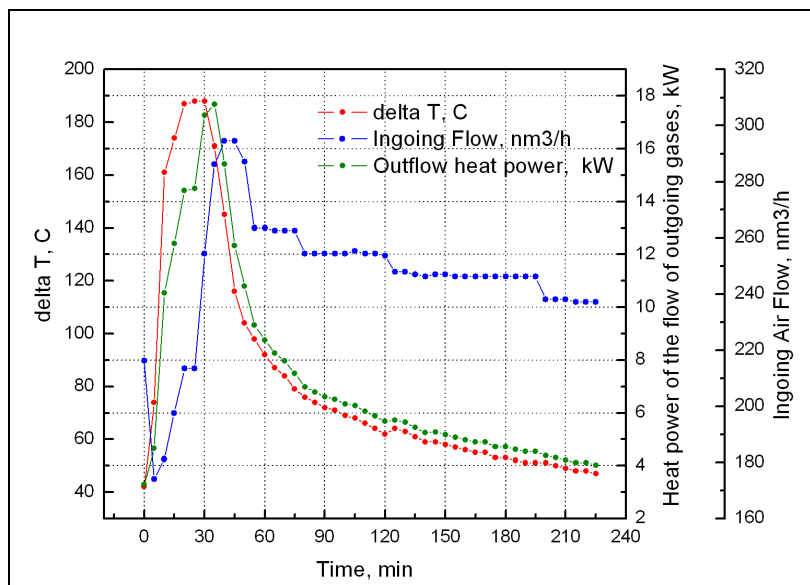


Рис. 20. Зависимости разности температур отходящих газов и входящего воздуха, потока входящего воздуха и тепловой мощности потока отходящих газов от времени.

На рис. 20 показаны зависимости разности температур отходящих газов и входящего воздуха, потока входящего воздуха и тепловой мощности потока отходящих газов от времени. Мощность потока здесь рассчитана по упрощенной формуле $W = c_{\text{возд}}(T_{\text{отх}} - T_{\text{возд}})F_{\text{возд}}$, т.е. считая, что через печь проходит поток воздуха а его теплоемкость не зависит от температуры. Интересно отметить, что максимум потока сдвинут относительно максимума температуры. Это происходит потому, что по мере прогорания дров уменьшается газодинамическое сопротивление слоя топлива, а температура отходящих газов растет или остается постоянной. Таким образом, максимум тепловой

мощности потока отходящих газов находится между ними. Точке максимума мощности соответствует запись в лабораторном журнале – «практически все сгорело». Сразу после максимума мощность резко падает, так как тепловыделение от горения дров прекратилось. Точку максимума мощности будем считать временем окончания процесса горения. За время начала горения посчитаем точку 5 мин, когда дрова чуть занялись. Нулевая отметка соответствует пустой топке. Дрова заложены и подожжены в интервале 0 - 2 мин. Таким образом, за период горения у нас есть 7 экспериментальных точек, что, конечно, немного. Дело в том, что при проведении опытов не планировалось определять КПД – только потери при остывании. В ходе обработки данных выявилась возможность расчета КПД.

3.4 Определение среднего значения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{средн}}$ и нахождение вида зависимости α от времени.

Зная зависимость потока входящего воздуха от времени, найдем общий объем воздуха, вошедшего в печь за время горения численным интегрированием:

$$V_{\text{возд}}^{\text{общ}} = \int_{t_1}^{t_2} F_{\text{возд}}(t) dt = 104 \text{ нм}^3 \quad (3.3)$$

Объем воздуха – это интеграл потока по времени, фактически площадь под синей кривой на рисунке 20 с 5 по 35 минуту с учетом переводного коэффициента минут в часы, $V_{\text{возд}}^{\text{общ}} = 104 \text{ нм}^3$. Стехиометрическое количество воздуха, потребное для сгорания закладки топлива массой M найдем по формуле:

$$V_{\text{возд}}^{\text{общ,стех}} = V_{\text{возд}}^0 \cdot m_{\text{сух}} = V_{\text{возд}}^0 \frac{M}{1 + w} = 46,9 \text{ нм}^3 \quad (3.4)$$

Делением (3.3) на (3.4) получаем средний коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{средн}} = 2,21$. Это

«истинная» средняя величина – истинная, насколько мы точно измерили поток. При усреднении показаний α полученных газоанализатором, мы бы получили другое значение.

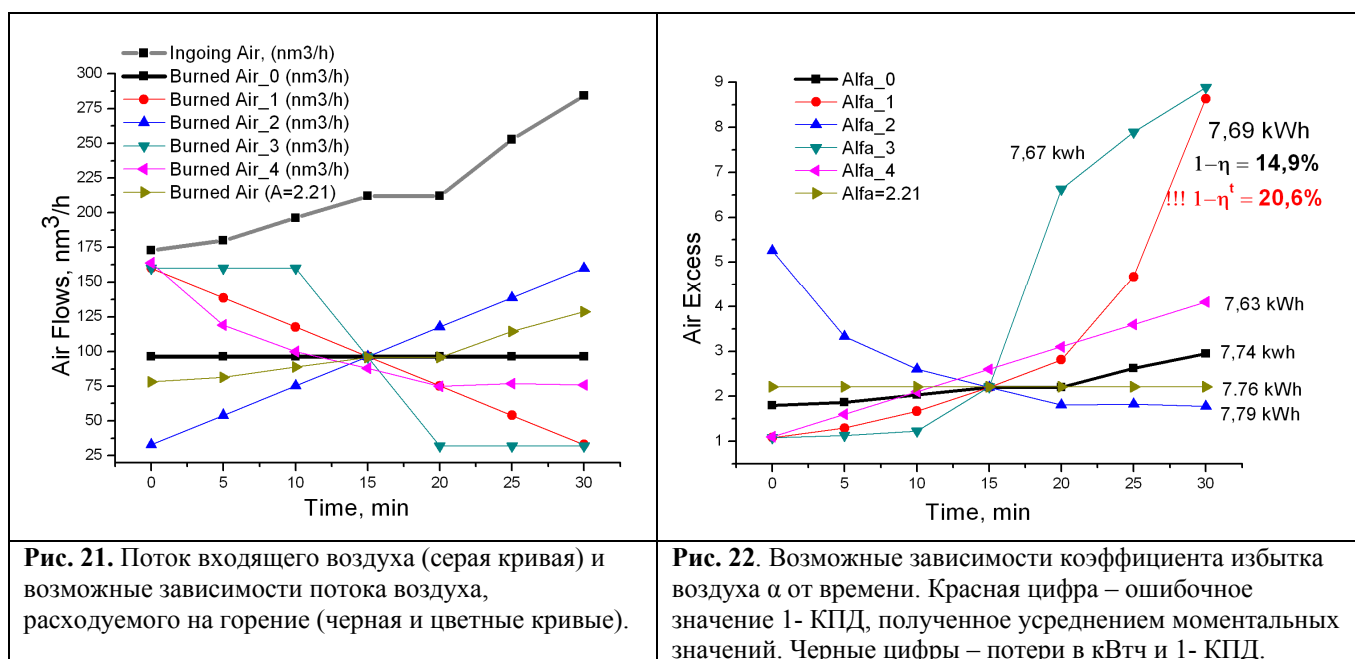
Расчет КПД будем проводить численным интегрированием выражения (1.14). Для того чтобы это сделать, необходимо знать зависимость α от времени. Прямых данных для определения этой зависимости у нас нет, поэтому подберем ее эмпирически. Для этого нам понадобится ввести величину потока воздуха, расходуемого на горение $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ – по определению этот поток в α раз меньше потока входящего воздуха. Очевидно, что этот поток во все моменты времени меньше (или равен) потока входящего воздуха поскольку $\alpha \geq 1$. И наконец, интеграл этого потока по времени равен $V_{\text{возд}}^{\text{общ,стех}} = 46,9 \text{ нм}^3$. Математически это записывается выражениями (3.5), (3.6) и (3.7):

$$F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t) = \frac{1}{\alpha(t)} F_{\text{возд}}(t) \quad (3.5)$$

$$F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t) \leq F_{\text{возд}}(t) \quad (3.6)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t) dt = V_{\text{возд}}^0 \frac{M}{1+w} \quad (3.7)$$

Будем подбирать $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$, чтобы он удовлетворил условиям (3.6) и (3.7), а зависимость $\alpha(t)$ получим из выражения (3.5). Эту задачу удобно решать графически.



На рис. 21 показаны зависимости потока входящего воздуха $F_{\text{возд}}(t)$ (серая кривая) и возможных потоков воздуха, расходуемого на горение $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ - черная и цветные кривые. По оси абсцисс отложено время горения, отметка «0» соответствует 5 минуте опыта. За базовую линию примем постоянный $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t) = V_{\text{возд}}^{\text{общ,стех}} / \Delta t = 46,9 \text{ нм}^3 / 0,5 \text{ час} = 93,8 \text{ нм}^3/\text{час}$ (черная прямая). Все остальные возможные кривые зависимостей потоков будут «виться» вокруг этой линии, но так, чтобы площади под ними были равны $V_{\text{возд}}^{\text{общ,стех}} = 46,9 \text{ нм}^3$. При этом они не поднимутся выше серой кривой. Возможны различные геометрические и алгебраические способы нахождения этих зависимостей. Остановимся на физическом смысле $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$. Этот поток (фактически это скорость горения воздуха) пропорционален скорости горения топлива:

$$V_{\text{дров}}^{\text{гор}}(t) = \frac{1+w}{V_{\text{возд}}^0} F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t) \quad (3.8)$$

То есть кривая $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ показывает также и вид зависимости скорости горения топлива от времени. Теперь, зная это, можно предположить, какие из кривых построенных нами зависимостей $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ более реальны, а какие абсолютно не подходят по физическому смыслу. Так, например, ясно, что синяя кривая на рис. 21 лишена физического смысла, поскольку скорость горения должна все-таки падать, особенно ближе к концу топки, поскольку количество топлива и его поверхность уменьшаются. Т. е. в общем случае кривые скорости горения и $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ видимо будут иметь следующий вид: резкое возрастание (разгорание топлива) и затем плавный спад – горение и догорание. Поскольку в нашем случае время отсчитывается с 5 минуты опыта (момент разгорания пропущен) то логично предположить, что скорость горения будет спадать. Теперь, имея зависимости $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$ можно построить (из 3.5) зависимости коэффициента избытка воздуха $\alpha(t)$ от времени для каждого случая, рис. 22. Из рисунка видно, что наиболее похожа на литературные экспериментальные данные кривая **Alfa_1**, соответствующая линейному спаду скорости горения. Для сравнения, на рис. 23 показана типичная зависимость α от времени, полученная газоанализатором, (опыт от 08.02.2007, закладка #2, [7]).

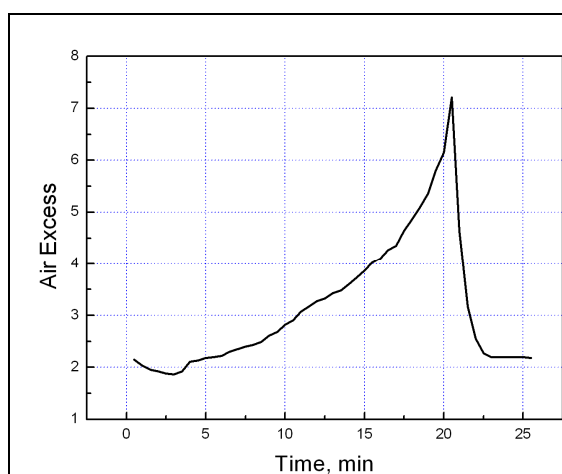


Рис. 23. Типичная зависимость коэффициента избытка воздуха от времени полученная газоанализатором, [7].

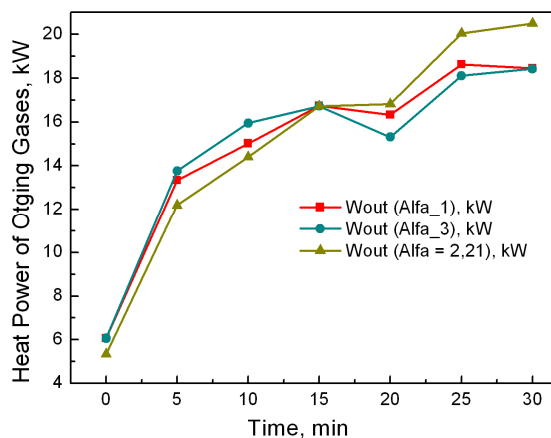


Рис. 24. Вычисленная тепловая мощность потока отходящих газов во время топки при разных α .

3.5 Расчет величины потерь тепла при горении и вычисление КПД печи.

Зная (или предполагая) зависимость α от времени можно построить (П2.6) графики зависимостей тепловой мощности W_{out} потока отходящих газов от времени, рис 24. На рисунке показаны только три, остальные весьма похожи на них – изображение всех кривых на одном графике приводит к неудобочитаемости. Площадь под этими кривыми (интеграл по времени) соответствует абсолютному количеству потерь теплоты в кВтч, поделив его на теплосодержание закладки дров, получим долю потерь (1.14). Для сравнения вычислим моментальный КПД печи в каждый момент времени по (1.15) и усредним его значения. В табл. 3 показаны результаты этих расчетов. Расчеты проведены с учетом зависимости теплоемкостей от температуры (П2.11).

Вид зависимости $\alpha(t)$	Потери, кВт*ч	Потери, доли	Средний $(1 - \eta^t)$	Средний $\alpha(t)$
Alfa_0	7,74	0,150	0,145	2,24
Alfa_1	7,69	0,149	0,206	3,20
Alfa_2	7,79	0,151	0,153	2,68
Alfa_3	7,67	0,148	0,267	3,50
Alfa_4	7,63	0,148	0,171	2,60
Alfa = 2,21	7,76	0,150	0,144	2,21

Табл. 3. Рассчитанные величины потерь, усредненный моментальный КПД и усредненный, ошибочный коэффициент избытка воздуха, зависимость Alfa_1 наиболее близка к экспериментальным данным.

Из табл. 3 видно, что относительная величина потерь, рассчитанных по уравнению (1.14) практически не зависит от вида кривой $\alpha(t)$. Физически это объясняется тем что, во-первых, по удельному объему и теплоемкости отходящие газы при горении древесины весьма близки к потраченному на горение воздуху ($\beta \approx 0,3$), а температура отходящих газов на большем временном отрезке процесса горения изменяется несильно. А во-вторых, средний коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,21$ и значительная доля потерь определяется избыточным воздухом, проходящим через печь, и никак не связана с режимом горения. Из табл. 3 также наглядно видно, что нельзя усреднять по времени значения моментального КПД, и величины текущего коэффициента избытка воздуха.

Если топка производится в несколько закладок, то для определения КПД можно поступить двумя способами. Задать вид кривой $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}(t)$, ориентируясь на массы отдельных закладок (линейно спадающей для каждой закладки), получить зависимость $\alpha(t)$ и вычислить КПД по (1.14). Либо сразу вычислить, полагая $\alpha(t) = \alpha_{\text{средн}}$. Более точно потери (и КПД печи) можно вычислить, измеряя как $\alpha(t)$ газоанализатором, так и поток входящего воздуха анемометром.

3.6 Оценка погрешностей измерений

Приводя физические величины необходимо указывать погрешности их измерения и/или вычисления. Погрешности бывают – систематические, случайные и промахи. Для расчета случайных ошибок необходимо несколько экспериментов, а у нас данные только одного (будем считать, что он не является промахом). Систематические погрешности можно разделить на инструментальные (приборные) и ошибки метода измерения. Оценим влияние приборных погрешностей на величину вычисленного КПД. В общем случае для этого надо найти полный дифференциал величины потерь $1-\eta$, продифференцировав выражение (1.14) по соответствующим переменным. Не вдаваясь в детали, упрощенно посчитаем, что величина относительных потерь пропорциональна потоку входящего воздуха, разности температур, множителю $1+w$ и обратно пропорциональна массе дров. Остальные величины посчитаем точно определенными. Тогда относительная погрешность величины потерь будет равна сумме соответствующих относительных погрешностей:

$$\varepsilon_{1-\eta} = \varepsilon_F + \varepsilon_T + \varepsilon_{1+w} + \varepsilon_M \quad (3.9)$$

Поскольку мы не калибровали приборы, примем паспортные погрешности измерений потока (скорости) и температуры $\pm 3\%$. Будем считать абсолютную погрешность измерения массы $\Delta M = \pm 0,2$ кг, отсюда $\varepsilon_M = 0,2/12,8 = 1,6\%$. Примем, что влажность дров могла быть от 0,15 до 0,35 тогда $\varepsilon_{1+w} = 0,1/(1 + 0,25) = 8\%$. Отсюда, общая относительная погрешность величины потерь составляет $\varepsilon_{1-\eta} = 3 + 3 + 1,6 + 8 = 15,6\%$, а относительная погрешность КПД $\varepsilon_{\eta} = (1 - \eta)/\eta * 15,6\% = 2,8\%$. (Абсолютные погрешности потерь и КПД равны) Теперь результат измерений можно записать так:

$$\text{КПД} = (85,1 \pm 2,4) \% \quad (2,4 \text{ это } 2,8\% \text{ от } 85,1)$$

Можно сделать следующие выводы: 1) калибровка приборов и точное определение влажности позволит значительно уменьшить величину систематической погрешности. 2) Для сравнения данных лучше пользоваться величиной потерь $1-\eta$, а не КПД η , поскольку она дает более наглядное представление о погрешности измерений.

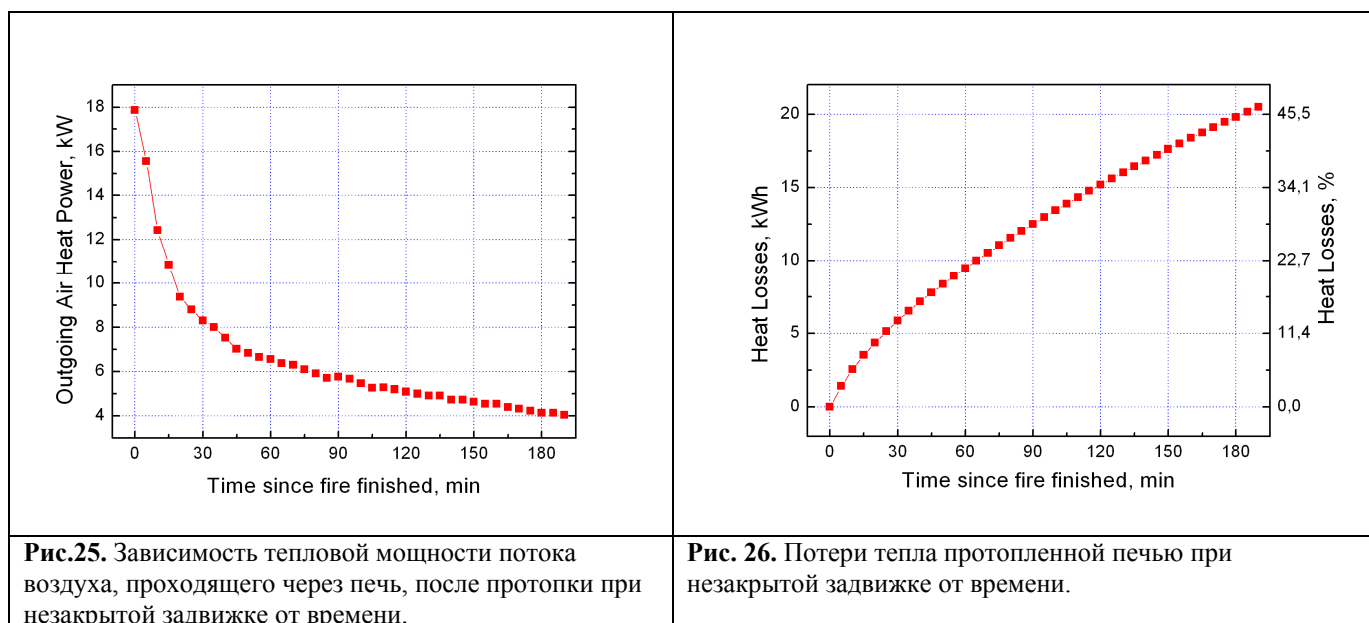
Погрешности самого метода измерения потерь связаны в основном с тем, что состав топлива не остается постоянным во время горения. Меняется удельный объем отходящих газов и теплота сгорания топлива. Анализ величины погрешности, вносимой этим фактом, мы проведем в следующей статье. Можно ожидать, что эта ошибка не будет большой, так как $\beta \approx 0,3$, а средний коэффициент избытка воздуха в бытовых печах вероятнее всего всегда $\alpha_{\text{средн}} > 2$.

3.7 Расчет величины потерь тепла после окончания процесса горения.

Представляет интерес определить насколько быстро (в численном выражении) «выдувается» тепло из печи после протопки при незакрытой задвижке и поддувальной дверке. Тепловая мощность потока воздуха проходящего через печь:

$$W_{\text{возд}}(t) = F_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}} \quad (3.10)$$

Проинтегрировав (3.10) по времени получим зависимость потерь теплоты от времени. Графики на рис. 25 и 26 иллюстрируют выхолаживание печи, время по оси абсцисс отложено с момента окончания горения. Из первого графика видно, что мощность теплового потока воздуха весьма резко падает в первые полчаса, а затем падает с примерно постоянной скоростью. Кривая на рис. 26 получена интегрированием (3.10) по времени, и дает представление о суммарной величине потерь тепла. На оси ординат слева потери выражены абсолютных (кВтч) единицах, а на оси справа - относительно общего количества тепла, запасенного печью. Общее количество теплоты, запасенное печью можно вычислить, зная количество теплоты, выделившееся при сгорании дров, и КПД печи – 51,7 кВтч и 85,1 % в нашем случае.



Таким образом, не закрыв задвижку в течение часа, печь теряет примерно четверть теплоты, запасенной за время протопки, за два часа – треть, а за три почти половину. Задвижку надо закрывать!

4 ВЫВОДЫ

- 1) Предложен простой способ определения эффективности бытовых печей и описан минимальный набор оборудования, позволяющий это сделать.
- 2) Определен КПД конкретной печи и оценены погрешности измерений. КПД составил $(85,1 \pm 2,4) \%$.

- 3) Определена скорость «выдувания» тепла из печи после протопки при полностью открытой задвижке и поддувальной дверке. В первый час печь теряет примерно четверть, во второй – треть и в третий час – около половины теплоты, запасенной за время протопки.
- 4) Выведены основные формулы, используемые при анализе эффективности работы печей, сделан акцент на физический смысл выражений и коэффициентов.
- 5) Показана некорректность усреднения данных, полученных газоанализатором, для расчета эффективности бытовых печей периодического действия.
- 6) Сопоставлены коэффициенты в формуле Зигерта для древесины, приводимые различными производителями газоанализаторов.
- 7) Показано, что данные по теплоте сгорания древесины принятые в европейском стандарте EN 15250 и в отечественной литературе сильно различаются (5300 и 4500 ккал/кг).

5 ЛИТЕРАТУРА

1. Хошев Ю. М. «Дачные бани и печи», Книга и бизнес, М, 2008
2. ГОСТ 3000-45 «Печи отопительные теплоемкие, методы испытания»
3. «Краткая Химическая Энциклопедия», Советская энциклопедия, тт. 1 – 5, М., 1964
4. «Физические величины» Справочник, п/р И. С. Григорьева, Энергоатомиздат, М., 1991
5. В. Шинкарев «Максим и Федор», Красный матрос, СПб., 1998
6. Европейский стандарт EN 15250 «Теплоемкие отопительные приборы на твердом топливе. Требования к конструкции и методы испытания».
www.kamicenter.ru/content/news/index.php?ELEMENT_ID=672
7. ООО «КАМИ», Испытания печей, Петрозаводск, 2007
www.kamicenter.ru/content/articles/index.php?article=568

6 ПРИЛОЖЕНИЕ

6.1 УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ВОЗДУХА И ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ.

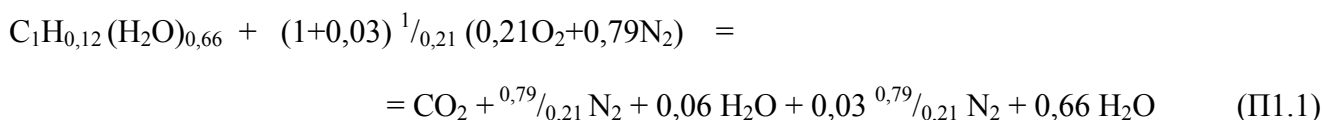
Состав абсолютно сухой древесины всех сортов примерно одинаков [1]:

С	углерод	49 – 50%
О	кислород	42 – 44%
Н	водород	6 – 7%
А	зола	0,1 – 2%

Для расчетов нам понадобится знать объем воздуха потраченного на горение образца массой **M** и объем отходящих газов. Выведем эти формулы, принимая все объемы газов при нормальных условиях ($p = 1 \text{ атм.}, T = 273,15 \text{ К} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Пренебрежем зольностью топлива, (это даст ошибку менее 2%) и будем использовать соотношение элементов 50:44:6. Представим древесину в виде химической формулы $C_1H_a(H_2O)_b$ и вычислим коэффициенты **a** и **b**.

Элемент	M_r	%	v , МОЛЬ	v , МОЛЬ
С	12	50	4,17	4,17
О	16	44	2,75	0,5
Н	1	6	6	–
H ₂ O	18	–	–	2,75

Поделив на 4,17 количество моль С, H₂O и Н получим брутто-формулу древесины $C_1H_{0,12}(H_2O)_{0,66}$ с молекулярной массой $M_r = 0,024 \text{ кг/моль}$. Теперь составим уравнение материального баланса реакции горения, считая, что содержание в воздухе кислорода и азота 21 и 79 об. % соответственно.



Простые дроби упрощают запись уравнения материального баланса. Объемы газов V при нормальных условиях связаны с количеством моль v через молярный объем 22,41 л/моль:

$$V [\text{нм}^3/\text{кг}] = v [\text{моль}] * 0,0224 [\text{м}^3/\text{моль}] / 0,024 [\text{кг/моль}] = 0,933 v \quad (\text{П1.2})$$

Итого получаем удельные объемы газов в нормальных кубометрах $[\text{нм}^3/\text{кг}]$:

Элемент	$V^0_{\text{возд}}$	$V^0_{\text{CO}_2}$	$V^0_{\text{H}_2\text{O}}$	$V^0_{\text{N}_2}$
С	4,44	0,933	–	3,51
Н	0,133	–	0,056	0,105
H ₂ O	–	–	0,616	–
Σ	4,58		5,22	

Общий удельный объем воздуха и отходящих газов при горении абсолютно сухой древесины:

$$V^0_{\text{возд}} = V^0_{\text{возд,С}} + V^0_{\text{возд,Н}} = 4,58 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

$$V^0_{\text{отх}} = V^0_{\text{CO}_2} + V^0_{\text{N}_2} + V^0_{\text{H}_2\text{O}} = 5,22 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

6.1.1 УЧЕТ ВЛАЖНОСТИ ТОПЛИВА И КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Удельный объем отходящих газов зависит от влажности древесины w и коэффициента избытка воздуха α . Если $\alpha = 1$, то:

$$V_{\text{отх}} = \frac{1}{1+w} V_{\text{отх}}^0 + \frac{w}{1+w} V_{\text{H}_2\text{O}}^w = \frac{1}{1+w} (V_{\text{отх}}^0 + wV_{\text{H}_2\text{O}}^w) \quad \text{где} \quad (\text{П1.3})$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^w = \frac{0,0224[\text{нм}^3/\text{моль}]}{0,018[\text{кг}/\text{моль}]} = 1,244 [\text{нм}^3/\text{кг}] \quad (\text{П1.4})$$

- удельный объем паров воды при нормальных условиях

Если коэффициент избытка воздуха $\alpha \neq 1$, то

$$V_{\text{отх}} = \frac{1}{1+w} [V_{\text{отх}}^0 + wV_{\text{H}_2\text{O}}^w + (\alpha - 1)V_{\text{возд}}^0] \quad \text{или} \quad (\text{П1.5})$$

$$V_{\text{отх}} = \frac{1}{1+w} [\alpha V_{\text{возд}}^0 + \Delta V] \quad \text{где} \quad (\text{П1.6})$$

$$\Delta V = V_{\text{отх}}^0 - V_{\text{возд}}^0 + w V_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{П1.7})$$

Подставив числа, получим:

$$V_{\text{отх}}(w, \alpha) = \frac{1}{1+w} (0,64 + 1,244w + 4,58\alpha) [\text{нм}^3/\text{кг}] \quad (\text{П1.8})$$

6.2 ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ КПД

При выводе формул для КПД пренебрежем зависимостью теплоемкостей от температуры – это упростит вывод формул и сделает их более понятными. Ошибка при этом будет невелика – в интересующем нас интервале температур теплоемкость воздуха и отходящих газов изменяется весьма незначительно.

Интегральный КПД η за период времени $\Delta t = t_2 - t_1$ и **КПД текущий η^t** , в момент времени t можно определить так:

$$1 - \eta = \frac{1}{Mq^w} \int_{t_1}^{t_2} W_{\text{отх}}(t) dt \quad (\text{П2.1})$$

$$1 - \eta^t = \frac{W_{\text{отх}}(t)}{W_{\text{гор}}(t)} \quad \text{где} \quad (\text{П2.2})$$

M	– масса топлива, кг
q^w	– удельная теплота сгорания топлива влажностью w , Дж/кг
$W_{\text{отх}}(t)$	– тепловая мощность потерь с отходящими газами, Вт.
$W_{\text{гор}}(t)$	– мощность тепловыделения в топке, Вт
t	– время, с.

Мощность потерь с отходящими газами (П2.3) равна разности тепловых потоков отходящих газов и тепловых потоков, входящих в печь. Для удобства рассмотрения, разделим общий поток входящего воздуха на два (рис. П1) – избыточный воздух и воздух, израсходованный на горение топлива. Обращаем внимание, что разделение этих потоков – чисто математическое – физически

они неразделимы – они входят вместе в одно отверстие и при одной температуре, а выходят при другой. Примем, что дрова, заложенные в топку, имеют температуру входящего воздуха.

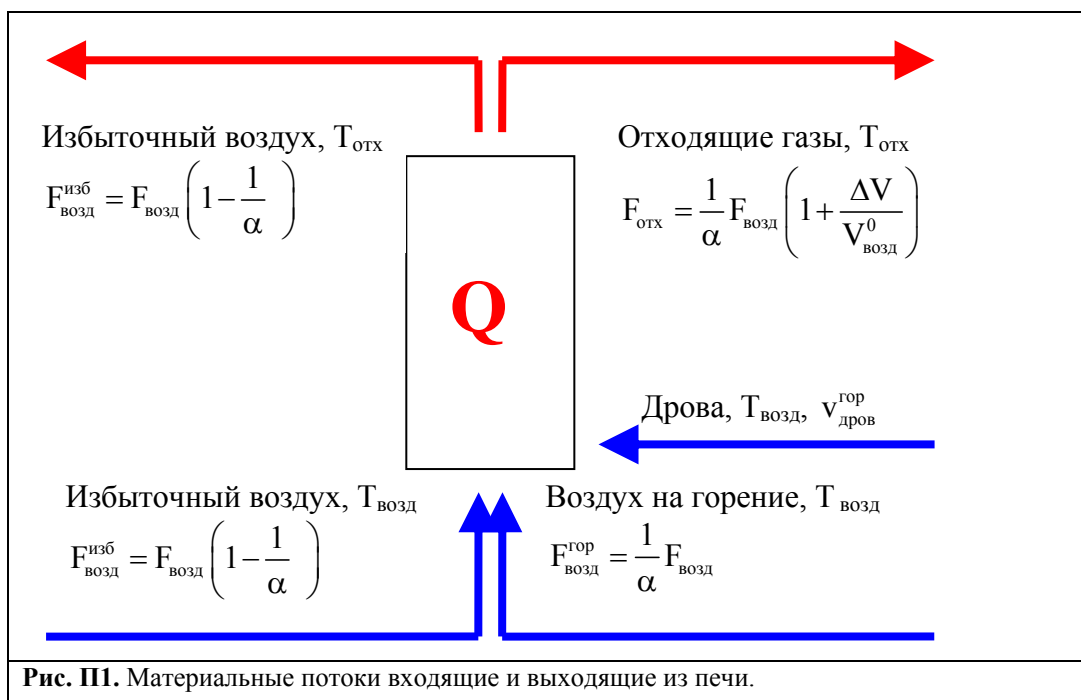
$$W_{\text{отх}}(t) = F_{\text{возд}}^{\text{изб}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}} + F_{\text{отх}} c_{\text{отх}}^w \Delta T_{\text{отх}} - (F_{\text{возд}}^{\text{гор}} c_{\text{возд}} + v_{\text{дров}}^{\text{гор}} c_{\text{дров}}) \Delta T_{\text{исх}} \quad \text{где} \quad (\text{П2.3})$$

- $F_{\text{возд}}^{\text{изб}}$ - поток избыточного воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$
- $F_{\text{возд}}^{\text{гор}}$ - поток воздуха, расходуемый на горение, $\text{м}^3/\text{с}$
- $F_{\text{отх}}$ - стехиометрический (при $\alpha = 1$) поток отходящих газов при, $\text{м}^3/\text{с}$
- $v_{\text{дров}}^{\text{гор}}$ - скорость горения дров, $\text{кг}/\text{с}$
- $c_{\text{возд}}, c_{\text{отх}}^w$ - теплоемкости воздуха и отходящих газов стехиометрического состава, $\text{Дж}/\text{м}^3\text{С}$
- $c_{\text{дров}}$ - теплоемкость дров, $\text{Дж}/\text{кгС}$
- $\Delta T_{\text{возд}}$ - разность температур входящего воздуха и отходящих газов
- $\Delta T_{\text{отх}}$ - разность температур отходящих газов и «нулевой отметки»
- $\Delta T_{\text{исх}}$ - разность температур исходных веществ (воздуха и дров) и «нулевой отметки».

За «нулевую отметку» температуры принимается температура, для которой приведен тепловой эффект реакции горения. Обычно это стандартная температура 25°C ($298,15\text{ К}$). Для упрощения дальнейших расчетов удобнее привести температуру «нулевой отметки» к температуре входящего воздуха – тогда последний член в выражении (П2.3) обнулится. Сделать это можно, пользуясь законом Киргофа <http://www.chem.msu.ru/rus/teaching/eremin1/1-3.html>, то есть пересчитав теплоту сгорания древесины на другую температуру ($T_{\text{возд}}$). Считая теплоемкости не зависящими от температуры:

$$q_T^0 = q_{25}^0 + \Delta c(T - 25) \quad \text{где} \quad (\text{П2.4})$$

- q_T^0, q_{25}^0 - теплота сгорания дров при температуре T и 25°C соответственно, $\text{Дж}/\text{кг}$
- Δc - разность теплоемкостей продуктов реакции и исходных веществ, $\text{Дж}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$



Для реакции горения древесины Δc весьма мала и составляет $-320\text{ Дж}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$ ($76\text{ кал}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$). Т. е. если провести реакцию горения при 20°C , то теплота сгорания уменьшится на $5 \cdot 76 = 380\text{ кал}/\text{кг}$. Такой поправкой вполне можно пренебречь и переписать выражение (П2.3) так:

$$W_{отх}(t) = F_{возд}^{изб} c_{возд} (T_{отх} - T_{возд}) + F_{отх} c_{отх}^w (T_{отх} - T_{возд}) \quad (П2.5)$$

Подставив в (П2.5) величины газовых потоков из рис. П1 можно записать:

$$W_{отх}(t) = F_{возд} c_{возд} \Delta T_{возд} \left[1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{c_{отх}^w}{c_{возд}} \frac{V_{возд}^0 + \Delta V}{V_{возд}^0} - 1 \right) \right] \quad \text{где} \quad (П2.6)$$

$$\begin{aligned} F_{возд} & \quad - \text{поток входящего в печь воздуха, } \text{нм}^3/\text{кг} \\ V_{возд}^0 & \quad - \text{стехиометрический объем воздуха на горение абсолютно сухой древесины, } \text{нм}^3/\text{кг} \\ \Delta V = V_{отх}^0 - V_{возд}^0 + w V_{\text{H}_2\text{O}}^w & \quad - \text{увеличение удельного объема отходящих газов, } \text{нм}^3/\text{кг}. \end{aligned} \quad (П1.7)$$

Мощность горения топлива в момент времени t равна

$$W_{гор}(t) = q^w v_{дров}^{гор} = q^w \frac{1+w}{V_{возд}^0} F_{возд}^{гор}(t) = q^w \frac{1+w}{V_{возд}^0} \cdot \frac{F_{возд}(t)}{\alpha(t)} \quad (П2.7)$$

Подставив (П2.6) и (П2.7) в (П2.2), а (П2.6) в (П2.1) получим формулы для определения интегрального и текущего КПД.

$$1 - \eta = \frac{(1+w)}{M(q^0 - 620w)} \int_{t_1}^{t_2} c_{возд} \Delta T_{возд} F_{возд} \left(1 + \frac{\beta}{\alpha(t)} \right) dt \quad (П2.8)$$

$$1 - \eta^t = \frac{V_{возд}^0 c_{возд} \Delta T_{возд}}{q^0 - 620w} [\alpha(t) + \beta] \quad \text{где} \quad (П2.9)$$

$$\beta = \frac{c_{отх}^w}{c_{возд}} \frac{V_{отх}^0 + w V_{\text{H}_2\text{O}}^w}{V_{возд}^0} - 1 \quad (П2.10)$$

$$\Delta T_{возд} = T_{отх} - T_{возд}$$

w - влажность дров, доли

q^0 - удельная теплота сгорания абсолютно сухой древесины, Дж/кг

α - коэффициент избытка воздуха

$c_{возд}$ - теплоемкость воздуха, Дж/нм³С

$c_{отх}^w$ - теплоемкость отходящих газов при $\alpha = 1$ и влажности дров w , Дж/нм³С

M - масса сгоревшего топлива, кг

$T_{отх}$ - температура отходящих газов, С

$T_{возд}$ - температура входящего воздуха, С

$F_{возд}$ - поток входящего в печь воздуха, нм³/с

$V_{\text{H}_2\text{O}}^w$ - удельный объем паров воды при нормальных условиях 1,244 нм³/кг

$V_{возд}^0, V_{отх}^0$ - удельные стехиометрические объемы воздуха и продуктов горения при горении абсолютно сухой древесины, нм³/кг дров

Если не пренебрегать зависимостями теплоемкости от температуры, то в выражениях (П2.8) и (П2.9) произведение $c\Delta T$ (а в (П2.10) теплоемкости, т. к. множитель ΔT был сокращен) надо заменить на соответствующий определенный интеграл теплоемкости по температуре от $T_{возд}$ до T . Учитывая, что теплоемкости в интересующем нас интервале температур аппроксимируются линейными зависимостями, то взять интеграл не представляет сложности.

Пример: теплоемкость $c = a + bT$, найти $c\Delta T$

$$c\Delta T = \int_{T_{\text{возд}}}^T cdT = a(T - T_{\text{возд}}) + \frac{1}{2}b(T^2 - T_{\text{возд}}^2) \quad (\text{П2.11})$$

Европейский стандарт EN 15250 [6] при вычислении теплосодержания газов учитывает зависимость теплоемкости от температуры, о чем говорит наличие квадратичных членов температуры в выражениях (А.15) и (А.16).

6.3 ТАБЛИЦА ПЕРЕВОДНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ОСНОВНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СТАТЬЕ.

Работа, энергия, количество теплоты.

$$1 \text{ кал} = 4,184 \text{ Дж}$$

$$1 \text{ кВт}\cdot\text{час} = 1 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{с}} \right] \cdot 3600 [\text{с}] = 3600 [\text{кДж}] = 860 [\text{ккал}]$$

Мощность – работа в единицу времени.

$$1 \left[\frac{\text{ккал}}{\text{час}} \right] = 1 \left[\frac{\text{ккал}}{\text{час}} \right] \cdot \frac{4184 [\text{Дж} / \text{ккал}]}{3600 [\text{с} / \text{час}]} = 1,16 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{с}} \right] = 1,16 [\text{Вт}]$$

Количество вещества, объем.

1 моль – количество вещества, содержащее $6,02 \cdot 10^{23}$ молекул (число Авогадро)

1 моль = 22,41 литрам для газов при нормальных условиях – 0°C , 1 атм

Эквиваленты труда.

$$1 \text{ USD} = 29 \text{ RUR (approx)}$$

7. НЕКОТОРЫЕ УТОЧНЕНИЯ, ОБНАРУЖЕННЫЕ ПОСЛЕ НАПИСАНИЯ СТАТЬИ

После написания данной статьи, а также в ходе ее обсуждения на интернет-форумах были выяснены некоторые вопросы, вызывающие затруднения ранее. Мы приведем их в этом разделе. Возможно, он будет пополняться, по мере появления нового материала.

7.1 ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ДРЕВЕСИНЫ ПО ЕВРОПЕЙСКОМУ СТАНДАРТУ EN 15250

В статье нами замечена ошибка при определении теплоты сгорания абсолютно сухой древесины по евростандарту EN15250. Разберем этот вопрос подробнее.

В европейском стандарте EN15250 на стр. 51 приведена таблица B1 - **Test fuel specifications**. Там есть графа **Net (lower) calorific value (as fired basis) ISO 1928:1995**. Это значит низшая теплота сгорания топлива. As fire basis, – как мы полагаем, обозначает «на рабочую основу», (как сжигаем). По каким-то причинам, для древесины сама величина не указана. Возможно потому, что

приведенный стандарт ISO 1928:1995 не распространяется на древесину. (Нам удалось найти только ISO 1928:76, он же ГОСТ 147 – 95). В таблице приведена только формула пересчета:

$$H_{uw} = H_{uwf} (1 - w) - 2,44w \quad \text{где} \quad (E1)$$

H_{uw} - удельная теплота сгорания древесины с долей влаги w , МДж/кг

H_{uwf} - удельная теплота сгорания абс. сухой древесины, МДж/кг

w - доля влаги в образце, доли.

Можно попытаться расшифровать индексы: u – ultimate (полный), w - вода, wf – water-free (безводный). Это наша вольная интерпретация. В таблице обозначений **Table A.2 — Notations and units used in calculations**, стр. 31 также нет упоминания о величинах H_{uw} и H_{uwf} , только H_u – низшая теплота сгорания «стандартного топлива».

То, что размерности величин МДж/кг также нигде не указано. Но это следует из коэффициента 2,44, который должен отражать потери на нагрев и испарение влаги. Т.е это 2,44 МДж/кг, поделив на переводной коэффициент 4,184 Дж/кал получим 583 ккал/кг. Это согласуется с «нашей» формулой (1.7), где этот коэффициент составил 620 ккал/кг. Различие в 37 ккал/кг для нас пока не существенно.

$$q^w = \frac{1}{1 + w} [4500 - 620w] \quad \text{где} \quad (1.7)$$

q^w - удельная теплота сгорания древесины влажностью w , ккал/кг.

Различие между выражениями (E1) и (1.7) заключается в том, что в (1.7) w – это влажность образца:

$$w = \frac{m_{H_2O}}{m_{сух}} \quad (1.1)$$

А в евроstandarte w – это доля влаги в образце:

$$w = \frac{m_{H_2O}}{m_{H_2O} + m_{сух}} \quad (E2)$$

Соответственно, доля сухой древесины в образце: $1-w$.

Теперь, разобравшись с формулами, посмотрим на таблицу **Table B.2 — Typical commercial fuel specifications** на стр. 52. Здесь в столбце **Wood logs** (кусковое дерево) приведены данные по составу, влажности и низшей теплотворной способности древесины. Теплотворная способность указана в графе **Net (lower) calorific value (as fired basis) ISO 1928:1995**. Составляет она от 17 МДж/кг до 20 МДж/кг. Процентное содержание влаги 12 – 25%. Теперь из (E1), (E2) и этих данных вычислим теплотворную способность абсолютно сухой древесины по евроstandарту H_{uwf} :

$$H_{uwf} = \frac{1}{1 - w} (H_{uw} + 2,44w) \quad (E3)$$

Результаты расчета приведены в табл. E1.

Доля влаги w , %		H_{uw} [МДж/кг ккал/кг]		H_{uwf} [МДж/кг ккал/кг]	
12		20	4780	23,06	5512
25		17	4063	23,48	5612
Среднее	МДж/кг			23,27 ± 0,21	
	ккал/кг			5562 ± 50	

Табл. Е1. Низшая теплота сгорания абсолютно сухой древесины по евростандарту EN15250

ВЫВОД

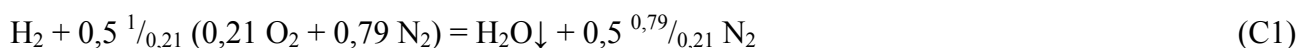
Таким образом, теплота сгорания абсолютно сухой древесины по евростандарту EN15250 составляет 5562 ккал/кг. В отечественной литературе приводятся значения порядка 4500 ккал/кг. Вопрос требует уточнения.

В статье мы указали значение 5338 ккал/кг, по ошибке не заметив различия между влажностью и долей влаги в образце.

7.2 МАКСИМАЛЬНАЯ КОНЦЕНТРАЦИЯ CO₂ В ОТХОДЯЩИХ ГАЗАХ И ТОЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

В ходе обсуждения статьи было выяснено, что максимальная концентрация CO₂ в отходящих газах, указываемая производителями газоанализаторов, это концентрация в **осушенных** дымовых газах. Также было выяснено, что газоанализатор, прежде чем направлять газы на электрохимические датчики концентрации кислорода и монооксида углерода конденсирует влагу дымовых газов. Это необходимо проделать по двум причинам – во-первых, конденсация влаги на датчике уменьшит время его жизни, а во-вторых – это позволяет не учитывать влажность топлива при расчете коэффициента избытка воздуха. В самом деле, если бы анализатор измерял концентрацию кислорода во влажных газах, то испаренная влага, содержащаяся в топливе, дополнительно разбавляла бы газы, и определить коэффициент избытка воздуха α , только лишь по концентрации кислорода, не представлялось бы возможным.

Но в таком случае появляется неточность в определении α по концентрации кислорода в отходящих газах в водородсодержащих топливах. Рассмотрим это подробнее на примере горения водорода в воздухе.



Коэффициент избытка воздуха по показаниям газоанализатора α рассчитывается следующим образом:

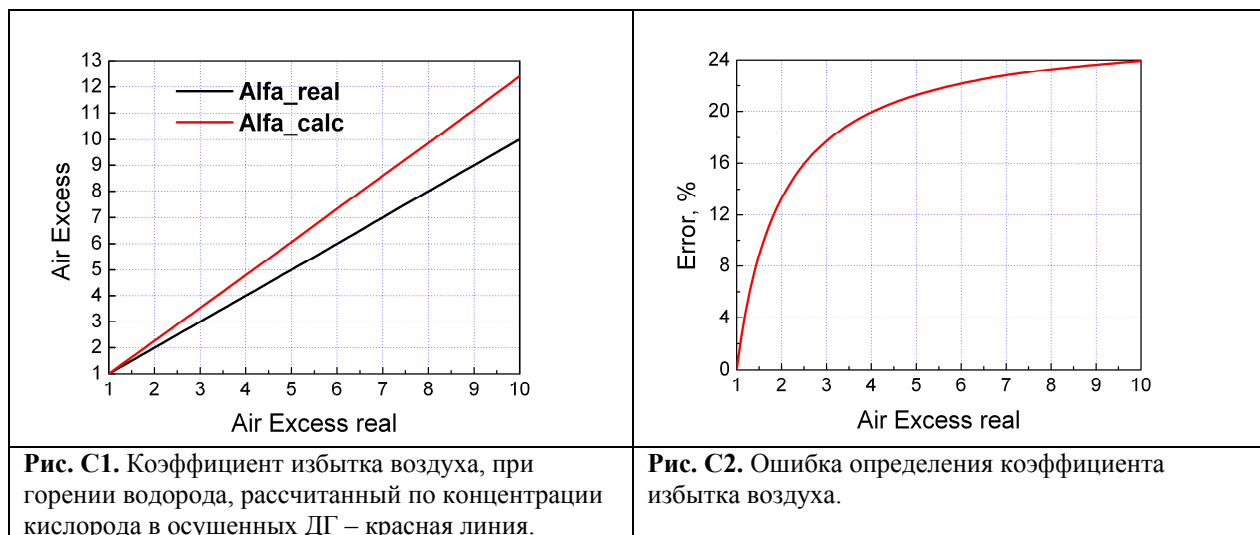
$$\alpha = \frac{21}{21 - [\text{O}_2]} \quad (\text{C2})$$

Из уравнений (С.1) и (С.2) нетрудно подсчитать, как повлияет отсутствие паров воды в отходящих газах на величину коэффициента избытка воздуха, рассчитанную по содержанию кислорода.

$$\alpha_{\text{расч}} = 1,27\alpha_{\text{реалн}} - 0,27 \quad (\text{C3})$$

На рис. С1 эта зависимость изображена графически, а рис. С2 иллюстрирует величину ошибки

$$\text{Егр} = \frac{\alpha_{\text{расч}} - \alpha_{\text{реалн}}}{\alpha_{\text{реалн}}} 100\% .$$



Таким образом, при горении чистого водорода в воздухе при определении коэффициента избытка воздуха по концентрации кислорода ошибка составит от 0 до 27% в зависимости от избытка воздуха.

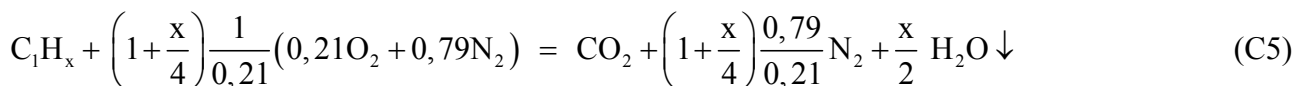
При горении водородсодержащих топлив, эта ошибка проявится, только если содержащийся в топливе водород – «свободный», т.е. «не связан в молекулу воды». Древесина как раз является таким топливом, однако содержание «свободного» водорода в ней невелико. Брутто-формула древесины, вычисленная нами (см. Приложение) - $C_1H_{0,12}(H_2O)_{0,66}$, а принимаемая по евростандарту SN 15250 для «стандартного топлива» - $C_1H_{0,20}(H_2O)_{0,65}$. Таким образом, в древесине мольное отношение углерода к «свободному» водороду $C:H_{\text{своб}} = 5,0...8,3$. Так как «связанная» вода никакого влияния на газовый анализ не имеет можно вычислить максимальную погрешность определения α :

$$\varepsilon = \frac{27\%}{2 \cdot 5} = 2,7\% \quad (C4)$$

Коэффициент 2 в знаменателе появился из-за того, что уравнение (C1) составлено на молекулу водорода, содержащую два атома. Сама величина ошибки в общем-то невелика, тем более, что в основном горение в бытовых печах происходит с $\alpha = 2...4$. Однако надо иметь ввиду, что при горении закладки дров состав самого топлива меняется в процессе горения - сначала происходит выделение летучих с большим содержанием «свободного» водорода, а затем сгорает углеродный остаток. В связи с этим величина указанной ошибки может возрастать. В аппаратах с непрерывной подачей топлива, например пеллет, ситуация, видимо, проще.

Максимальная концентрация $[CO_2]_{\text{max}}$ в отходящих газах.

По максимальной концентрации CO_2 в осушенных отходящих газах можно сделать вывод о соотношении $C:H_{\text{своб}}$ в топливе. Полностью установить состав топлива, к сожалению невозможно, поскольку «связанная вода» ни как не влияет на результаты анализа. Обозначим за x число атомов свободного водорода и запишем уравнение сжигания горючих составляющих древесины:



Из (C5) несложно вычислить искомую концентрацию $[CO_2]_{max}$ в сухих дымовых газах. При вычислении концентраций можно пользоваться отношением количества газов в молях, не переводя их в объем:

$$[CO_2]_{max} = \frac{1}{4,76 + 0,94x}, \text{ откуда следует, что} \quad (C6)$$

$$x = 1,06 \left(\frac{1}{[CO_2]_{max}} - 4,76 \right) \quad (C7)$$

Теперь можно вновь посмотреть на табл. 1 (разд. 1.5.2). Производители анализаторов указывают три значения $[CO_2]_{max}$ – 19,4; 20,3; 20,5%. Вычислим для этих величин значение x .

$[CO_2]_{max}$ %	x
20,5	0,13
20,3	0,18
19,4	0,42

Табл. С1. Максимальная концентрация $[CO_2]_{max}$ и содержание «свободного» водорода.

ВЫВОДЫ

Таким образом – 20,5% похоже на «отечественную» древесину, 20,3% на «европейскую», а 19,4% похоже неизвестно на что. Можно предположить, что это для влажных ДГ, но тоже не подходит – должно быть от 17,5 % и ниже (см. табл. 1). Выводов о содержании «связанной» воды в древесине и полном ее составе по этим данным нельзя.

При возможности задавать в газоанализаторе параметры $[CO_2]_{max}$ и $A1$ видимо имеет смысл задать их такими, чтобы в итоге коэффициенты A и β (см. (1.19), разд. 1.5.2) имели адекватную величину. Адекватную теплоте сгорания, влажности и стехиометрическому объему воздуха.

7.3 К ВЫВОДУ ФОРМУЛЫ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОТЫ СГОРАНИЯ ОТ ВЛАЖНОСТИ

В разделе 1.2 мы вывели формулу зависимости низшей теплоты сгорания от влажности древесины:

$$q^w = \frac{1}{1+w} \left[q^0 - (c\Delta T + q^{исп})w \right] \text{ где} \quad (1.6)$$

w - влажность, доли

q^0 - удельная теплота сгорания абс. сухой древесины, 4500 ккал/кг

c - теплоемкость воды, 1 ккал/кг

ΔT - разность температур от 20 до 100 °С

$q^{исп}$ - теплота испарения воды при 100 °С, 540 ккал/кг

Обнаружена небольшая неточность в этом выражении. Дело в том, что по определению – низшая удельная теплота сгорания топлива – это количество теплоты, выделяющееся при горении 1 кг топлива, если **температура исходных веществ и конечных продуктов равна 25 °С**, без учета теплоты конденсации водяных паров. А из (1.6) получается, что температура исходных веществ и продуктов горения – 25 °С, а температура водяных паров от испарения влажности древесины – 100 °С. Для того чтобы привести их температуру 25 °С необходимо добавить в (1.6) член $c\Delta T$ для водяного пара для разности температур от 100 до 25 °С (т.е. со знаком минус). Или же сумму $(c\Delta T + q^{\text{исп}})$ заменить на теплоту испарения воды при 25 °С, равную 583 ккал/кг http://www.engineeringtoolbox.com/saturated-steam-properties-d_457.html. Тогда конечную формулу можно записать так:

$$q^w = \frac{1}{1+w} [4500 - 583w] \quad (1.7 \text{ испр})$$

Поправка к результатам расчетов в статье, вызванная данной ошибкой, пренебрежимо мала.