

Таким образом, дальнейшее исследование ВП как математического инструмента для анализа сигналов, является перспективным направлением. Создание и использование уникальных материнских вейвлетов для каждого типа нагрузки, способно идентифицировать их образ в общем сигнале.

#### Список использованных источников

1. Федеральный закон от 23.11.2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» (в ред. от 04.10.2014). [Электронный ресурс]. URL: [http://base.garant.ru/12171109/1/#block\\_100](http://base.garant.ru/12171109/1/#block_100) (дата обращения: 28.10.2015).
2. Энергоаудит систем электроснабжения [Электронный ресурс]. URL: <http://proekt.unypol.ru/rekomendatsii-po-energoaudit/> (дата обращения 15.11.2015).
3. Сиромаха С. С., Осипов Д. С., Харламов В. В. Вейвлет-анализ параметров качества электрической энергии как альтернатива преобразованию Фурье // Омский научный вестник. 2011. № 3 (103). С. 229-231.
4. Яковлев А. Н. Введение в вейвлет-преобразование : учеб. пособие. Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2003. 104 с.
5. Долингер С. Ю., Лютаревич А. Г. Применение вейвлет-анализа для определения показателей качества электрической энергии // Омский научный вестник. 2010. № 1 (87). С. 136-140.

УДК 683.9

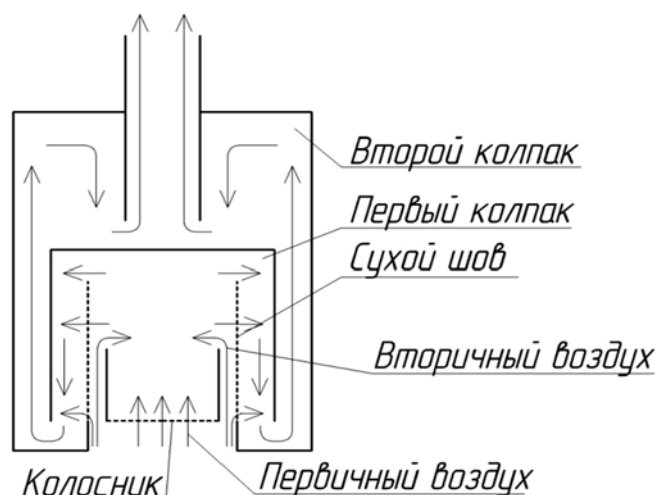
Никитин А. Д., Щеклеин С. Е., Кузнецов И. В.  
Уральский федеральный университет  
[nikitin.a.d@yandex.ru](mailto:nikitin.a.d@yandex.ru)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МНОГОКОЛПАКОВОЙ ПЕЧИ

**Аннотация.** Описана методика определения коэффициента полезного действия печи по прямому и обратному балансу. Экспериментально показано, что эффективность многоколпаковой печи составляет 90-95 %.

Устройство и принцип действия многоколпаковой печи основан на теории «свободного движения газов», предложенной в начале XX века В.Е. Грум-Гржимайло. Согласно этой теории, струйки горячего газа, находящегося в колпаке, то есть в некотором объеме, ограниченном со всех сторон, кроме нижней плоскости, за счет более низкой плотности поднимаются вверх; а струйки холодного газа, располагающиеся у стенок колпака, где происходит теплообмен газа с окружающей средой, за счет более высокой плотности опускаются вниз, таким образом, происходит естественное разделение горячих и холодных газов. При достаточной поверхности теплообмена горячие газы не покинут колпак, пока полностью не охладятся (выходу горячих газов будет препятствовать холодный атмосферный воздух) [1].

В данной работе исследуется эффективность работы двухколпаковой отопительной печи. Схема, показывающая устройство печи и направление движения газов, изображена на рисунке.



Устройство печи и направление движения газов

«Сухим швом» на схеме печи называется вертикальная щель, сделанная в стенке между топкой и первым колпаком. Через сухой шов в первый колпак могут выйти условно холодные газы из топки. При избыточной тяге дымовой трубы, начало которой расположено в нижней части второго колпака, через сухой шов напрямую во второй колпак проходит атмосферный воздух, то есть горячие газы из топки печи не выходят, следовательно, значительно снижаются потери теплоты с уходящими газами.

Тепловой баланс печи описывается уравнением [2]:

$$Q_H^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (1)$$

где  $Q_H^p$  – рабочая низшая теплота сгорания топлива,  $Q_1$  – теплота, переданная от печи отапливаемому помещению,  $Q_2$  – тепловые потери с уходящим газами,  $Q_3$  – тепловые потери из-за химической неполноты сгорания топлива,  $Q_4$  – тепловые потери из-за механической неполноты сгорания топлива.

Рабочая низшая теплота сгорания топлива вычисляется по формуле:

$$Q_H^p = m \cdot q, \quad (2)$$

где  $m$  – масса топлива (дров), кг;  $q$  – удельная теплота сгорания дров, МДж/кг.

Удельная теплота сгорания дров рассчитывается с учетом влажности дров [2]:

$$q = 18,44 - 0,21 \cdot W \text{ МДж/кг}, \quad (3)$$

где  $W$  – влажность дров, %

При проведении исследований для определения массы дров использовались электронные весы. Влажность дров измерялась влагомером Testo 606. При испытаниях вся масса дров помещалась в топку печи полностью (то есть печь топилась одной порцией, дрова не подкладывались).

Теплота, переданная от печи помещению, вычисляется отдельно для каждой стенки печи по формуле:

$$Q_{1i} = F \cdot \alpha \cdot (t_n - t_g) \cdot \tau, \quad (4)$$

где  $F$  – площадь стенки печи,  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $t_n$  – средняя за время теплоотдачи температура стенки печи, °С;  $t_g$  – средняя за время теплоотдачи температура воздуха в помещении, °С;  $\tau$  – время теплоотдачи, с.

Для определения температур стенок печи и температуры воздуха использовалась многоканальная измерительная система, регистрирующая 48 значений

температур с периодом в одну минуту. Каждая стенка печи была разделена на 12 равных прямоугольников, в центре каждого прямоугольника устанавливалась термопара, подключенная к измерительной системе. Время теплоотдачи определялось как промежуток времени, в течение которого средняя температура стенок печи (рассчитанная по данным системы) опускалась до начального значения (до зажигания дров). Полная теплота, переданная от печи помещению, равна сумме значений для каждой стенки.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле [2]:

$$\alpha = 2,2 \cdot \sqrt[4]{(t_n - t_e)} + 4,5 \cdot \frac{\left(\frac{t_n + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_e + 273}{100}\right)^4}{t_n - t_e} \quad (5)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) печи по прямому балансу равен:

$$\eta_{пр} = \frac{Q_1}{Q_n^p} \quad (6)$$

Тепловые потери с уходящими газами вычисляются по формуле:

$$Q_2 = \frac{v \cdot S}{22,4} \cdot \mu c_p \cdot (t_{дг} - t_e) \cdot \tau_{г}, \quad (7)$$

где  $v$  – скорость воздуха в поддувальном проеме,  $S$  – площадь поддувального проема,  $\mu c_p = 29,3$  кДж/(кмоль·К) – мольная теплоемкость газов,  $t_{дг}$  – средняя за время горения температура уходящих газов,  $\tau_{г}$  – время горения. Для определения скорости воздуха использовался анемометр Актакон АТТ-1004.

Химический недожог:

$$Q_3 = v \cdot S \cdot \tau_{г} \cdot n_{CO} \cdot 12,64 \text{ МДж} \quad (8)$$

где  $n_{CO}$  – средняя за время горения объемная концентрация CO; 12,64 МДж/м<sup>3</sup> – удельная теплота сгорания CO. Для определения концентрации CO в дымовых газах использовался газоанализатор Testo 330LL.

Механический недожог:

$$Q_4 = m_{уг} \cdot 8000 \text{ ккал} \quad (9)$$

где  $m_{уг}$  – масса угля, оставшегося на колоснике и в поддувале печи.

КПД печи по обратному балансу равен:

$$\eta_{обр} = 1 - \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4}{Q_n^p} \quad (10)$$

Результаты экспериментального испытания печи занесены в таблицу.

Результат испытания многоколпаковой печи

Масса дров, кг	8,28
Влажность дров, %	11
Теплота сгорания дров, МДж (ккал)	133 (31862)
Период испытания (нагрев-остывание), мин (ч)	795 (13,25)
Теплота, переданная помещению, МДж (ккал)	117 (28043)
Масса несгоревшего угля, кг	0,095
Механический недожог, МДж (ккал)	3,18 (759)
Потери теплоты с уходящими газами, МДж (ккал)	4,06 (969)
Химический недожог (расчет по данным газоанализа), МДж (ккал)	1,12 (267)
Средняя за время горения объемная концентрация CO в уходящих газах, %	0,4

КПД по прямому балансу, %	90,2
КПД по обратному балансу, %	93,7
Потери теплоты с уходящими газами, %	3,04
Потери на механический недожог, %	2,39
Потери на химический недожог, %	0,83

Таким образом, КПД многоколпаковой печи по прямому балансу составил 90 %, по обратному балансу – 94 %. Несоответствие объясняется тем, что не измерялась теплота, уходящая через фундамент печи. Возможно повышение КПД печи за счет снижения температуры уходящих газов.

#### Список использованных источников

1. Способ сжигания топлива ; Патент 2553748 Рос. Федерация / Кузнецов И. В. опубл. 05.03.2014.
2. ГОСТ 3000-45. Печи отопительные теплоемкие. Метод испытания. Введ. 1945-09-14. М. : Изд-во стандартов, 1973. 34 с.

УДК 621.438.082.2

Нусс А. С., Седунин В. А.  
Уральский федеральный университет  
anastasiya-nuss@mail.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ПРОСТРАНСТВЕННЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ

**Аннотация.** В работе представлены результаты исследования влияния тангенциального навала лопатки компрессора на прочностные характеристики и разработаны рекомендации по их конструктивному исполнению. Предложен метод, позволяющий обеспечить прочность аэродинамически более совершенных лопаток, которые повышают эффективность осевого компрессора за счет перераспределения нагрузки на лопатку, а так же произведен расчет первой рабочей лопатки компрессора с учетом центробежных сил.

Задача обеспечения прочности лопаток с тангенциальным навалом первоначально исходит из необходимости повышения аэродинамической эффективности проточной части осевого компрессора. Улучшение прочностных характеристик лопаток ОК позволяет добиться снижения массы осевого компрессора за счет применения более рационального распределения нагрузки на профиль лопатки и тем самым дает возможность увеличить полезную мощность вырабатываемую ГТУ, что в свою очередь влечет за собой снижение затрат топлива на привод ОК.