

УДК 662.767:533:532.517.4

*Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ*  
*Адаменко Д.С. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ*

## **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПУЛЬСАЦИОННО-АКУСТИЧЕСКОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОГО КОТЛА И РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ**

*Приведены результаты анализа влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на эффективность работы парового котла. Разработана последовательность реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива, и предложены технические решения для повышения эффективности применения акустических пульсаций в котельных агрегатах.*

### **Введение**

В условиях дефицита природного газа в Украине повышение эффективности работы котельных, которые занимают доминирующее положение среди источников теплоснабжения, является одной из приоритетных задач в энергосбережении. Решение этих задач возможно путем повышения эффективности сжигания топлива за счет совершенствования топливосжигающих систем. Одним из таких направлений является применение пульсационно-акустических способов воздействия на процесс сжигания топлива, позволяющих снизить потери с химическим недожогом топлива и повысить к.п.д. котельных агрегатов.

### **Постановка задачи исследования**

Результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований системы пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов позволили установить следующее [1 – 4]:

– повышение эффективности работы котельного агрегата проявляется в повышении температуры газов в топке котла на  $50 \div 60$  °С и снижении химического недожога топлива (с 2,0 % до 0,5 %), который определялся по остаткам горючих компонентов (СО, СН<sub>4</sub> и Н<sub>2</sub>) в продуктах сгорания, отобранных на анализ за топкой;

– при работе котла с наложением акустических пульсаций в топке положение максимального значения температур при всех режимах

его работы смещается ближе к выходному сечению амбразуры горелки, что свидетельствует об интенсификации процессов смесеобразования;

– в результате применения системы пульсационно-акустического сжигания топлива к.п.д. котла увеличивается на  $1,0 \div 1,5 \%$ , а удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии снижается на  $0,5 \div 0,7$  кг у.т./ГДж.

Таким образом, результаты выполненных исследований показали, что возбуждение акустических пульсаций может заметно повысить эффективность работы котла во всех режимах его эксплуатации и этим обеспечить экономию топлива на выработку тепловой энергии.

Однако широкому внедрению систем пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов препятствует отсутствие научно-методических основ их создания, а также технических решений для промышленной реализации.

В связи с этим в задачу данной работы входило:

а) разработка последовательности реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов;

б) разработка технических решений для повышения эффективности применения акустических пульсаций в котельных агрегатах;

в) технико-экономическая оценка эффективности влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла.

### **Последовательность реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива**

Эффективное использование технологии пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов заключается в правильном выборе аппаратного обеспечения системы возбуждения акустических пульсаций и регламента эксплуатации системы при изменяющихся нагрузках на котел.

В связи с этим последовательность внедрения технологии системы пульсационно-акустического сжигания топлива на любом типоразмере котельного агрегата включает в себя следующие этапы.

1. Определение диапазона изменения относительной тепловой нагрузки на котел в течение суток и года в целом, а также выделение доминирующей величины нагрузки.

2. Обследование конфигурации и геометрических характеристик топочной камеры котла и его газоходов с точки зрения возможности выявления автоколебаний в сопряженных газовых трактах, что позво-

лит более точно рассчитать предпочтительный резонансный диапазон частот внешних акустических пульсаций.

3. Комплексный анализ акустических характеристик топочной камеры и топливогазовоздушного тракта котла в целом, выполняемый в расчетном резонансном диапазоне частот.

4. Выделение на амплитудно-частотной характеристике топки котла максимумов уровней звукового давления, определяющих спектр собственных частот топки котла, и определение диапазона изменения частот при различных тепловых нагрузках на котел, что позволяет определить условия смещения резонансного эффекта при изменении показателей работы котла.

5. Выбор частоты и амплитуды внешних акустических пульсаций, значения которых соответствуют одному из максимумов уровней звукового давления на амплитудно-частотной характеристике топки.

6. Выбор типа, количества и места установки внешних акустических возбудителей и вспомогательного следящего аппаратного обеспечения системы возбуждения акустических пульсаций (генератор акустических колебаний, акустический зонд, предусилитель, магнитограф, анализатор спектра и графопостроитель), позволяющих обеспечить требуемый амплитудно-частотный диапазон работы системы при изменяющихся тепловых нагрузках на котел.

7. В соответствии с выбранными значениями частоты и амплитуды выполняется анализ общего уровня шума в котельной, который не должен превышать допустимого значения 80 ДБа, и расчет звукоизолирующей способности стенок котла для обеспечения безопасной работы обслуживающего персонала в котельной.

8. При недостаточной звукоизолирующей способности стенок котла необходимо применить дополнительную звукоизоляцию стен топки из минераловатных теплоизоляционных панелей плотностью не менее 15 кг/м<sup>3</sup>.

### **Технические решения для повышения эффективности акустических пульсаций**

В целом расчетные исследования и результаты испытаний позволили разработать ряд технических решений, связанных с интенсификацией воздействия акустических пульсаций на процесс горения топлива [5, 6]. Интенсификация связана с направленностью акустических колебаний непосредственно на факел.

Направление возбуждаемых акустических колебаний непосредственно на факел обеспечивает максимальный эффект их воздействия на процесс горения, т.к. направленностью снижается рассеивание воз-

буждаемых колебаний в камере сгорания. Снижение рассеивания обеспечивает также минимальные энергетические затраты на генерацию колебаний, что делает применение возбуждаемых колебаний более экономичным.

Кроме того, направление возбуждаемых колебаний непосредственно на факел создает по периметру камеры сгорания на уровне факела устойчивое отражение колебаний от стенок камеры сгорания, что предоставляет возможность их использования вместе с первичными возбуждаемыми колебаниями для позитивного воздействия на процесс горения.

При этом создаются условия для поддержания спектра частот и амплитуд отраженных акустических колебаний аналогичным амплитудно-частотной характеристике факела, при которых максимально раскрывается эффект использования отраженных колебаний за счет резонанса, который возникает вследствие совпадения отраженных колебаний и колебаний в среде факела. Значения частот и амплитуд отраженных акустических колебаний, которые должны быть аналогичны амплитудно-частотной характеристике факела, и необходимые для создания конструктивных условий в камере сгорания для соблюдения условий аналогии, определяются из формулы:

$$v^2 \cdot A^2 = \frac{2 \cdot I}{\rho \cdot c \cdot k_F}, \quad (1)$$

где  $v$  – частота отраженных акустических колебаний, Гц;  $A$  – амплитуда отраженных акустических колебаний, м;  $I$  – сила звука возбуждаемых акустических колебаний, Вт/м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – скорость звука, м/с;  $k_F$  – коэффициент, учитывающий степень отражения акустических колебаний.

Для поддержания частоты отраженных акустических колебаний в соответствии с амплитудно-частотной характеристикой факела и для направленного их отражения топка котла по периметру оборудуется акустическим поясом, который представляет собой гофрированную поверхность (см. рис. 1).

При конструктивном расчете в формулу (1) подставляется значение частоты отраженных колебаний, равное частоте колебаний факела, а значение вычисленной амплитуды используют при определении конструктивных параметров камеры сгорания, необходимых для соблюдения условий аналогии амплитудно-частотной характеристики факела и амплитудно-частотной характеристики отраженных колебаний.

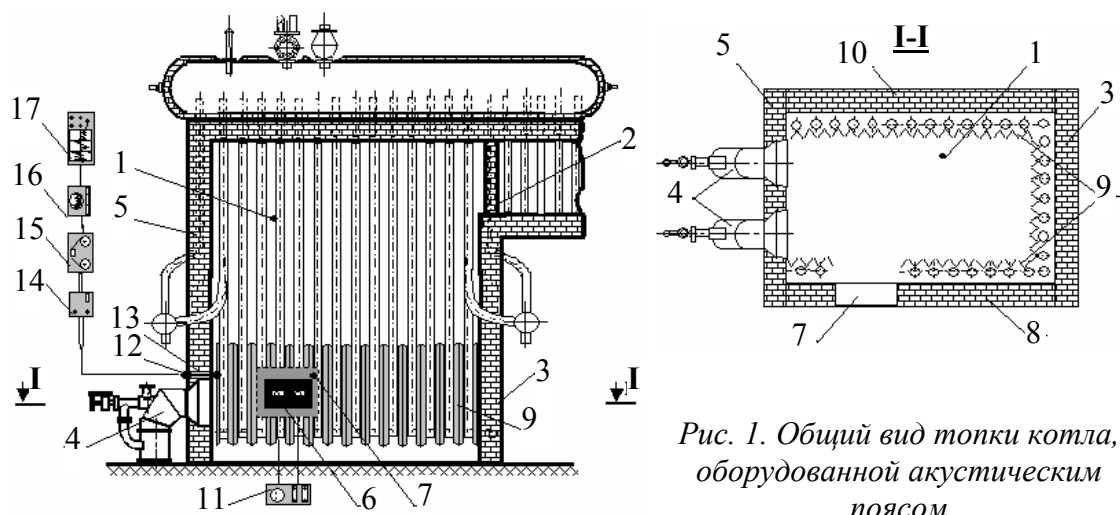


Рис. 1. Общий вид топки котла, оборудованной акустическим поясом

1 – камера сгорания; 2 – выходное окно; 3 – задняя стенка котла; 4 – горелки; 5 – фронтальная стенка котла; 6 – электродинамический возбудитель; 7 – смотровое окно; 8 и 10 – боковые стенки; 9 – акустический пояс; 11 – генератор акустических колебаний; 12 – акустический зонд; 13 – отверстие на фронтальной стенке; 14 – преусилитель; 15 – магнитограф; 16 – анализатор спектра; 17 – графопостроитель

При заранее принятых конструктивных параметрах в формулу для вычисления подставляют амплитуды отраженных колебаний и определяют соответствующие им частоты. Полученный спектр частот отраженных колебаний сравнивают с амплитудно-частотной характеристикой факела для подтверждения аналогичности амплитудно-частотных характеристик отраженных колебаний и факела.

Амплитудно-частотная характеристика факела определяется экспериментально по амплитуде колебаний тепловыделений в факеле или вычисляется путем использования известного из теории горения понятия об образовании турбулентных вихрей в факеле в результате истечения газовой смеси из горелки и последующего сгорания этих вихрей. Сгорание вихрей сопровождается звуковым эффектом со спектром частот и амплитуд, зависящим от размеров вихрей. Частота звукового эффекта вычисляется по формуле:

$$\nu_{\phi} = u_{\phi} / d_{\text{в}}, \text{ Гц} \quad (2)$$

где  $u_{\phi}$  – скорость продвижения фронта горения в газовой смеси, которая при сжигании природного газа равна  $u_{\phi} = 4$  м/с;  $d_{\text{в}}$  – эквивалентный диаметр вихрей, м.

Размеры образующихся вихрей зависят от конструктивных характеристик горелки, в частности, от диаметра отверстий ( $d_0$ ), через которые истекает газ в поток воздуха. По экспериментальным данным размеры образующихся вихрей составляют  $(0,1 \div 0,2) \cdot d_0$  и впоследст-

вии, при движении вихрей в объеме факела, размеры вихрей увеличиваются вследствие их ассоциации до  $2 \cdot d_0$ .

### Вариант промышленной реализации технических решений и их эффективность

Вариант промышленной реализации технических решений предложен для парового котла ДКВР-10-13.

При осуществлении предлагаемого процесса сжигания топлива топка котла работает следующим образом.

На первом (подготовительном) этапе определяют спектр собственных частот камеры сгорания (см. рис. 2, где  $\nu_{к.с}$  - частота акустических пульсаций в камере сгорания, Гц;  $L$  - уровень звукового давления в камере сгорания, Дб). Максимумы уровней звукового давления на амплитудно-частотной характеристике дают спектр собственных частот камеры сгорания.

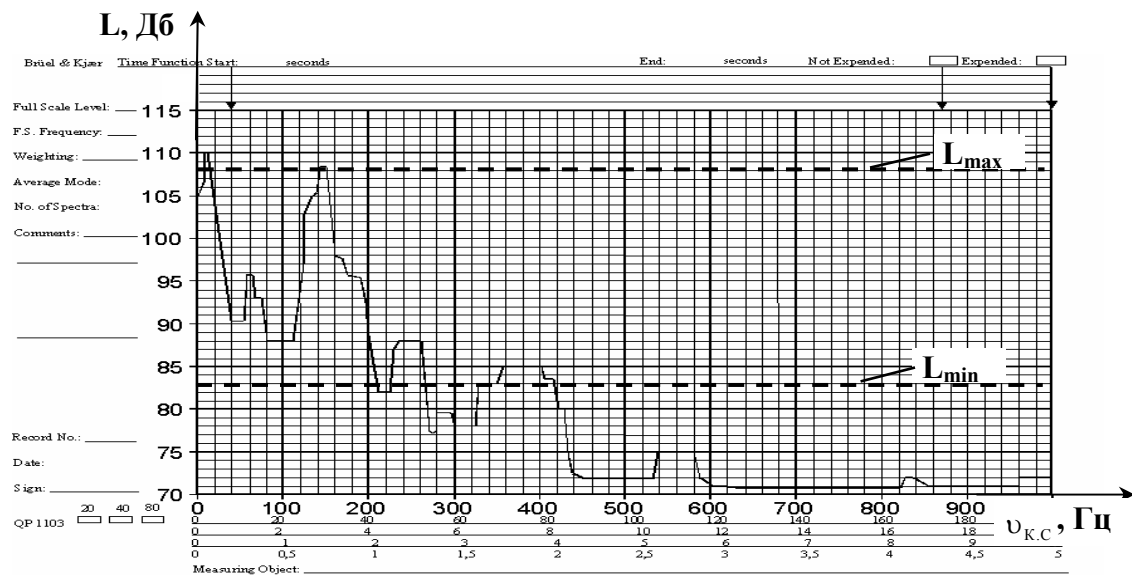


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика камеры сгорания котла

Из приведенной на рис. 2 амплитудно-частотной характеристики максимумы звукового давления в камере сгорания зафиксированы на частоте 10 Гц (уровень звукового давления 110 Дб), на частоте 145 Гц (уровень звукового давления 108 Дб), в диапазоне частот 240 ÷ 260 Гц (уровень звукового давления 87 Дб) и в диапазоне частот 360 ÷ 400 Гц (уровень звукового давления 85 Дб).

После определения спектра собственных частот камеры сгорания вычисляют амплитудно-частотную характеристику факела по формуле (2).

В данном случае в горелках ГМГ 5,5/7, установленных в топке котла ДКВР-10-13, отверстия для истечения газа выполнены диаметром  $d_0 = 0,01$  м, соответственно размеры вихрей в факеле от горелок ГМГ 5,5/7 с учетом ассоциации вихрей составят в пределах  $(0,1 \div 2,0) \cdot d_0 = (0,1 \div 2,0) \cdot 0,01 = (0,001 \div 0,02)$  м, а частота звуковых колебаний при сгорании вихрей по формуле (2) составит в диапазоне:

$$\nu_{\Phi} = \left( \frac{4}{0,02} \div \frac{4}{0,001} \right) \text{Гц} = (200 \div 4000) \text{Гц},$$

что соответствует диапазону частот амплитудно-частотной характеристики факела, на котором проявляется звуковой эффект от сгорания вихрей различных размеров.

При заданной конфигурации криволинейных экранных поверхностей акустического пояса, например, по варианту, представленному на рис. 1, частота и амплитуда отраженных акустических колебаний вычисляется в следующей последовательности.

Звуковое давление  $\Delta P$ , производимое акустической волной на криволинейные экранные поверхности акустического пояса определяется по формуле:

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min}, \text{ Н/м}^2, \quad (3)$$

где  $P_{\max}$  и  $P_{\min}$  – максимальное и минимальное значения звуковых давлений в камере сгорания, которые определяются по максимальному ( $L_{\max} = 108$  Дб) и минимальному ( $L_{\min} = 83$  Дб) уровням звукового давления в соответствии с амплитудно-частотной характеристикой камеры сгорания (см. рис. 2):

$$L_{\max} = 20 \cdot \lg(P_{\max}/P_0), \quad L_{\min} = 20 \cdot \lg(P_{\min}/P_0), \quad (4, 5)$$

где  $P_0$  – звуковое давление при нулевом уровне громкости,  $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Н/м<sup>2</sup>.

Максимальный уровень звукового давления  $L_{\max}$  соответствует частоте, на которой предполагается возбуждение акустических колебаний при эксплуатации топки котла в соответствии с предлагаемым процессом сжигания топлива.

Минимальный уровень звукового давления  $L_{\min}$  соответствует уровню звукового давления, на котором практически не проявляются всплески звуковых давлений при возбуждении звуковых колебаний в камере сгорания.

Решение уравнений (4) и (5) дает значения  $P_{\max}$  и  $P_{\min}$ :

$$P_{\max} = 10^{L_{\max}/20} \cdot P_0 = 10^{108/20} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 5,02 \text{ Н/м}^2, \quad (6)$$

$$P_{\min} = 10^{L_{\min}/20} \cdot P_0 = 10^{83/20} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 0,28 \text{ Н/м}^2, \quad (7)$$

соответственно

$$\Delta P = 5,02 - 0,28 = 4,74 \text{ Вт/м}^2.$$

Сила звука возбуждаемых акустических колебаний определяется по формуле:

$$I = \frac{\Delta P \cdot 2 \cdot c_1}{[(1 + k_F) \cdot \text{ctg } i - (1 - k_F) \cdot \text{ctg } r] \cdot \sin 2i}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8)$$

где  $c_1$  – скорость распространения звука при средней температуре в камере сгорания (по результатам измерений – 1256 °С),  $c_1 = 754$  м/с;  $i$  – угол падения звуковой волны на криволинейную поверхность акустического пояса (угол между направлением распространения падающей волны  $SO$  и перпендикуляром  $OM$  к поверхности акустического пояса), град. (см. рис. 3);  $r$  – угол преломления звуковой волны на разделе двух сред (угол между направлением распространения преломленной волны  $OS''$  и перпендикуляром  $ON$ ), град. (см. рис. 3);  $k_F$  – коэффициент, учитывающий степень отражения акустических колебаний, определяется по формуле:

$$k_F = \left( \frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \cos i - \rho_1 \cdot \sqrt{c_1^2 - c_2^2 \cdot \sin^2 i}}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \cos i + \rho_1 \cdot \sqrt{c_1^2 + c_2^2 \cdot \sin^2 i}} \right)^2. \quad (9)$$

Здесь  $c_2$  – скорость распространения звука в материале, из которого выполнены криволинейные экранные поверхности акустического пояса (для стали  $c_2 = 5300$  м/с);  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – соответственно, плотности сред, т.е. продуктов сгорания и стали, в которых распространяется звуковая волна (плотность продуктов сгорания  $\rho_1 = 1,26$  кг/м<sup>3</sup> и стали –  $\rho_2 = 7800$  кг/м<sup>3</sup>).

В формуле (9) угол падения  $i$  при фронтальном натекании звуковой волны на акустический пояс равен углу  $\alpha = 60^\circ$  ( $\alpha$  – угол между плоскими элементами криволинейной поверхности акустического пояса, см. рис. 3).

Степень отражения акустических колебаний по формуле (9) составит:

$$k_F = \left( \frac{7800 \cdot 5300 \cdot \cos 60^\circ - 1,26 \cdot \sqrt{754^2 - 5300^2 \cdot \sin^2 60^\circ}}{7800 \cdot 5300 \cdot \cos 60^\circ + 1,26 \cdot \sqrt{754^2 + 5300^2 \cdot \sin^2 60^\circ}} \right)^2 = 0,9998 \approx 1.$$

Сила звука возбуждаемых акустических колебаний по формуле (8), с учетом значения  $k_F = 1$ , составит:

$$I = \frac{4,74 \cdot 2 \cdot 754}{[(1 + 1) \cdot \text{ctg } 60^\circ] \cdot \sin 2(60^\circ)} = \frac{4,74 \cdot 2 \cdot 754}{2} = 3574 \text{ Вт/м}^2.$$





$$b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot h}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (11)$$

где  $B$  – длина плоской поверхности элемента акустического пояса,  $B = 0,08$  м (см. рис. 3);  $h$  – глубина проникновения звуковой волны в элемент криволинейной поверхности акустического пояса (см. рис. 3), м.

При глубине проникновения звуковой волны в элемент акустического пояса  $h = (0,1 \div 0,9) \cdot H$  (где  $H$  – высота элемента, м), обеспечивающей стабильное отражение акустических волн, диапазон изменения длины отраженного луча ( $b_0$ ) по формуле (11) составит:

$$\text{при } h = 0,1 \cdot H, \quad b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot (0,1 \cdot H)}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,08 - \frac{2 \cdot (0,1 \cdot 0,07)}{\operatorname{tg} 60^\circ}}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 0,042 \text{ м,}$$

$$\text{при } h = 0,9 \cdot H, \quad b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot (0,9 \cdot H)}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,08 - \frac{2 \cdot (0,9 \cdot 0,07)}{\operatorname{tg} 60^\circ}}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 0,0042 \text{ м,}$$

т.е.  $b_0 = 0,0042 \div 0,042$  м.

Амплитуда отраженных акустических колебаний ( $A$ ) по формуле (10), при соответствующих  $b_0$ , составит:

$$A = 0,042/3,14 = 0,0134 \text{ м;} \quad A = 0,0042/3,14 = 0,00134 \text{ м.}$$

Частота отраженных акустических колебаний определяется из формулы 1, преобразованной относительно  $\nu$ :

$$\nu = \frac{1}{A} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot I}{\rho \cdot c_1 \cdot k_F}}, \text{ Гц.} \quad (12)$$

В соответствии с вычисленными значениями амплитуд ( $A$ ) отраженных акустических колебаний их частота по формуле (12) составит:

$$\nu = \frac{1}{0,0134} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3574}{1,26 \cdot 754 \cdot 1}} \approx 205 \text{ Гц;} \\ \nu = \frac{1}{0,00134} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3574}{1,26 \cdot 754 \cdot 1}} \approx 2050 \text{ Гц.}$$

Таким образом, в результате отражения возбуждаемых в камере сгорания акустических колебаний от акустического пояса обеспечивается спектр частот отраженных колебаний  $205 \div 2050$  Гц больше частот, возбуждаемых в камере сгорания колебаний. Причем, диапазон частот отраженных колебаний совпадает с диапазоном частот амплитудно-частотной характеристике факела  $200 \div 4000$  Гц.

В соответствии с данными, полученными на первом (подготовительном) этапе, на втором этапе (эксплуатационном) при помощи электродинамического возбудителя возбуждают акустические колебания с частотой 145 Гц, которая принята в качестве рабочей и соответствует одному из максимумов звукового давления на амплитудно-частотной характеристике камеры сгорания 1 (см. рис. 2). Возбуждаемые акустические колебания направляются на факел.

Отраженные от акустического пояса камеры сгорания акустические колебания с частотой 205 ÷ 2050 Гц, соответствующей амплитудно-частотной характеристике факела, также направляются на факел. Эффективность разработанных технических решений подтверждается технико-экономическими показателями работы парового котла ДКВР-10-13 (см. табл. 1).

*Таблица 1*

*Технико-экономические показатели работы парового котла ДКВР-10-13 при реализации технических решений*

Наименование показателя	Значение
Фактическое время работы, ч/год	7000
Теплопроизводительность, кВт	11347,5
Частота внешних акустических воздействий, Гц	145 ÷ 165
Уровень звукового давления, Дб	108 ÷ 98
Увеличение коэффициента полезного действия котла, %	1,43
Снижение химического недожега топлива, %	1,5
Экономия природного газа, м <sup>3</sup> /год	114000
Необходимый объем инвестиций, грн.	43025,0
Дополнительные эксплуатационные расходы, грн./год	16500,0
Чистая прибыль, грн./год	66784,6
Коэффициент абсолютной экономической эффективности, грн./грн.	1,7
Срок окупаемости инвестиций, лет	0,6

### **Выводы**

Разработаны технология пульсационно-акустического сжигания топлива, последовательность ее реализации в топках котельных агрегатов и технические решения для повышения эффективности акустических пульсаций. Суть технических решений заключается в том, что топка по периметру оборудуется акустическим поясом, который представляет собой гофрированную поверхность и позволяет использовать энергию отраженных акустических колебаний для интенсификации процесс горения.

Технико-экономическая оценка эффективности влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла показала увеличение к.п.д. котла на 1,43 % и годовую экономию

топлива (природного газа) 114 тыс. м<sup>3</sup>, при объеме инвестиций 43 тыс. грн.

### Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Снижение энергозатрат и решение экологической проблемы путем пульсационно-акустического сжигания топлива // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 4 (6). – С. 40 – 42.

2. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в топке парового котла // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 53 – 67.

3. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Возможность повышения эффективности энерготехнологических агрегатов путем пульсационно-акустического сжигания топлива // Металургическая и горнорудная промышленность. – 2007. – № 3. – С. 115 – 117.

4. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М., Косенко Ю.А. Результаты испытания и эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 86 – 95.

5. Патент на корисну модель № 25300, МПК(2006) F23C 15/00, Спосіб спалювання палива; Гічов Ю.О., Адаменко Д.С. Номер заявки: u 2007 00185; Заявл. 09.01.2007. Опубл. 10.08.2007. Бюл. № 12. – 6 с.

6. Патент на корисну модель № 25608, МПК(2006) F23C 5/00, Топка котла; Гічов Ю.О., Адаменко Д.С. Номер заявки: u 2007 04475; Заявл. 09.01.2007. Опубл. 10.08.2007. Бюл. № 12. – 12 с: іл.

*Рукопись поступила 15.03.2008 г.*