

6. Доброходов В.И. Роль возобновляемых источников энергии в энергетической стратегии России // Теплоэнергетика, №2, 2001. С. 3-7.

7. Щокін А.Р., Колесник Ю.В., Кудря С.О. Досвід залучення нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії до паливно-енергетичного балансу України у період 1997-2000 років та стратегічні засади подальшого збільшення їх використання / Праці міжнародної конференції «Енергетична безпека Європи. Погляд у XXI століття». 22-25 травня 2001 р., Київ. «Внегрозбереження та енергоефективність». Видавництво «Українські енциклопедичні знання». - Київ, 2001. - С. 221-225.

УДК 662.66:66.096.5

Канд. техн. наук **И. Ф. Чемерис**,
канд. техн. наук **Ю. И. Оксень**, инж. **И. Л. Дякун**,
инж. **Г. Д. Карман** (ИГТМ НАН Украины)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДХОПОДАЮЩИХ СИСТЕМ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ С ПУЛЬСИРУЮЩИМ КИПЯЩИМ СЛОЕМ

Розроблена математична модель розрахунку систем подачі пульсуючого потоку повітря в топку киплячого шару. Джерелом пульсації являється пульсатор щілистого типу, що забезпечує по чергову подачу окислювача в тракти первинного і вторинного повітря. Крім того, є можливість накладення високочастотних коливань на низьку несучу частоту. Модель дозволяє визначити необхідні параметри пульсатора при заданих параметрах киплячого шару, повітророзподільних ґрат, воздухопроводів і характеристик вентилятора.

MATHEMATICAL MODEL OF AIR FEED SYSTEMS OF FURNACE DEVICES WITH A PULSING BOILING BED

The mathematical model of account of feeding systems with pulsating airflow in boiling bed furnace is developed. The source of pulsation is a slot-type pulsator providing rotational feeding of an oxidizer in primary and secondary air duct. Besides, there is an opportunity of superposition of high-frequency oscillations on low carrier frequency. The model allows to define necessary parameters of the pulsator under the given parameters of the boiling bed, the air distributing lattice, air ducts and fan characteristics.

Одним из перспективных путей диверсификации деятельности угледобывающих предприятий является создание шахтных энергетических комплексов на базе паротурбинной когенерации, основным техническим средством при которой являются топки с кипящим слоем [1]. Эффективность выгорания частиц топлива в топках с кипящим слоем зависит от скорости движения воздуха относительно выгорающих частиц.

Чтобы повысить относительную скорость частиц твердого материала и газа в среднем и улучшить условия протекания химических реакций горения, в ряде случаев прибегают к созданию кипящего слоя [2, 3] с помощью пульсирующего потока газа. Пульсирующий поток характеризуется частотой, скважностью и амплитудой пульсаций. Частота и скважность определяются параметрами генераторов пульсаций (пульсаторов), а амплитуда – газодинамическими характеристиками всех элементов газодинамической системы.

Вопросы сжигания топлива в пульсирующем кипящем слое находятся в стадии разработки и в настоящее время методы расчета пульсаторов и параметров пульсирующего потока отсутствуют. В связи с этим целью настоящего исследования являлась разработка математической модели систем подачи воздуха в

топочные устройства с пульсирующими потоками для анализа эффективности конструкций и выбора рациональных параметров пульсаторов.

В топки с кипящим слоем воздух подается двумя потоками – первичного и вторичного воздуха. Обычно эти потоки создаются отдельными системами. В варианте с пульсатором возможно объединение этих систем в одну – с общим вентилятором. В этом случае пульсатор будет выполнять также функцию делителя общего потока на потоки первичного воздуха (подаваемого под колосниковую решетку и оживающего слой твердого материала) и вторичного (подаваемого в зону догорания).

На рис. 1, в качестве примера, приведена одна из конструктивных схем пульсатора, создающего поличастотные колебания окислителя при его попеременной подаче в каналы первичного и вторичного воздуха [4]. Пульсатор содержит цилиндрический корпус 1 с входным 2 и выходными 3 и 4 каналами, неподвижный статор 5 со щелями, которые выполнены вдоль продольной оси в границах диаметрально противоположных секторов с центральным углом $\pi/2$, ротор 6, установленный с возможностью вращения по оси корпуса 1 и выполненный в виде стакана со щелями, коаксиально установленную в роторе 6 с возможностью углового поворота относительно его продольной оси дополнительную втулку 7 с вырезами для регулирования скважности.

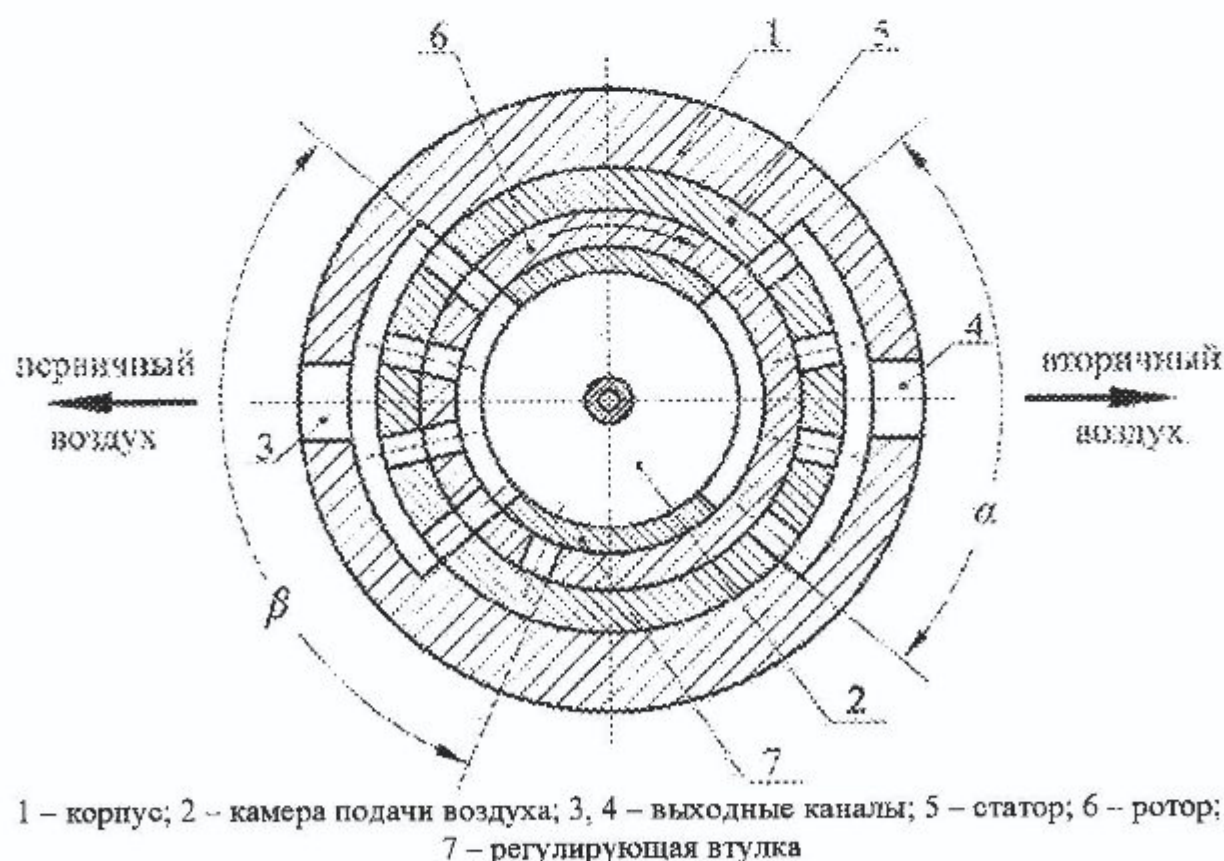


Рис. 1 – Конструктивная схема пульсатора со щелевым ротором

Подвод воздуха во внутреннюю полость ротора производится непрерывно, а отвод в тракты первичного и вторичного воздуха – поочередно, по мере поворота ротора. Этим обеспечивается противофазный характер пульсаций расхо-

дов первичного и вторичного воздуха, частота которых равна удвоенной частоте вращения ротора. Щелевые решетки в окнах ротора и статора обеспечивают генерацию дополнительных пульсаций расходов воздуха более высокой частоты.

Данная конструктивная схема пульсатора является базовой. Путем варьирования величиной центральных углов щелевых секторов статора от $\pi/2$ до 2π , числом щелевых секторов ротора и их центральными углами, размерами и количеством щелей в секторах, а также количеством выходных каналов можно получить любую желаемую форму колебаний расхода первичного и вторичного воздуха.

На гидравлической схеме такой пульсатор может быть представлен в виде двух ветвей, исходящих из общего начального узла, сопротивление которых определяется положением щелей в окнах ротора и статора относительно друг друга. Когда отверстия в решетке окна ротора находятся вне выходных окон статора, сопротивление ветви равно бесконечности. Чтобы обеспечить при таких положениях ротора подачу в топку некоторого минимального количества первичного и вторичного воздуха, в системе необходимо предусматривать каналы связи, шунтирующие пульсатор.

Расчетная схема системы подачи воздуха щелевым пульсатором в топку кипящего слоя приведена на рис. 2.

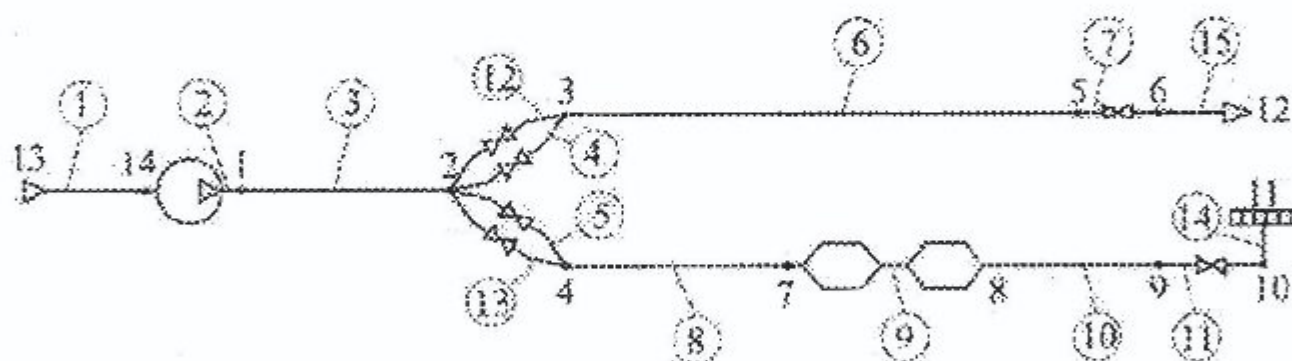


Рис. 2 — Расчетная гидравлическая схема системы подачи воздуха с пульсатором

На схеме указаны номера ветвей (в кружках) и узлов. Ветви 4 и 5 моделируют пульсатор, ветвь 2 — вентилятор, 9 — воздухоподогреватель, 14 — колосниковую решетку, 15 — дутьевые сопла, 7 и 11 — регуляторы, 12 и 13 — шунты пульсатора. Остальные ветви соответствуют соединительным воздухопроводам.

Сопротивление ветви пульсатора определяется сопротивлением системы n параллельных каналов, возникающих при совмещении щелей на роторе и статоре. Для ветви, соединяющей узлы i и j , коэффициент сопротивления ζ_{i-j} определится из выражения

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta_{i-j}}} = \sum_{k=1}^n \frac{F_k}{F_n \sqrt{\zeta_k}},$$

где ζ_k — коэффициент сопротивления k -го канала, отнесенный к его площади F_k в наиболее узком месте; F_n — площадь сечения внутренней полости пульсатора в плоскости, перпендикулярной оси ротора.

Коэффициенты сопротивления ζ_k определяем как для системы последовательно соединенных сопротивлений внезапного сужения и расширения.

Для обеспечения плавного изменения амплитуды пульсаций низкой (несущей) частоты прямоугольные отверстия (щели) в решетках ротора и статора выполняются различной длины. Между угловыми размерами решетки статора (рис. 3) приняты следующие соотношения:

$$\alpha_{\text{сект}} = \frac{\pi}{2} - \alpha_n; \quad \alpha_p = \frac{\alpha_{\text{сект}}}{2n_c - 1}; \quad \alpha_0 = 2\alpha_p,$$

где α_n — угол, обеспечивающий паузу в проходе воздуха через соответствующий выходной канал пульсатора; n_c — число отверстий в решетке статора.

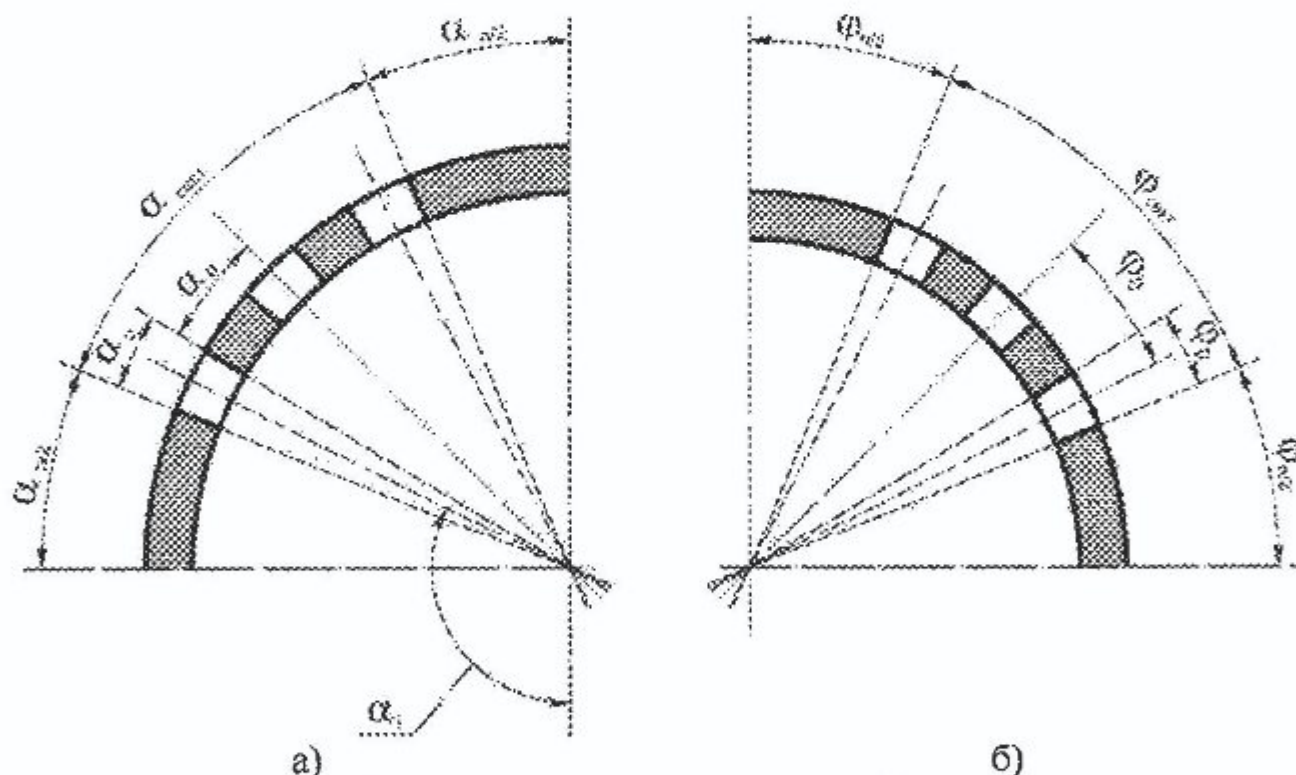


Рис. 3 — Угловые размеры решеток статора (а) и ротора (б)

Для решетки ротора приняты следующие соотношения:

$$\varphi_{\text{сект}} = \frac{\pi}{2} - \varphi_n; \quad \varphi_0 = \frac{2\varphi_{\text{сект}}}{2n_p - 1},$$

где n_p — число отверстий в решетке ротора.

Угол φ_p , определяющий ширину отверстия в решетке ротора, может быть принят как большим, так и меньшим соответствующего угла на статоре α_p . Соотношение между этими углами определяет характер высокочастотных пульсаций. Выбор его, а также числа отверстий и других параметров пульсатора осуществляется на основе моделирования режимов работы всей воздухоподводящей системы в целом.

Поскольку длины воздухопроводов сравнительно невелики и масса воздуха в них мала, инерционным напором при расчете режимов работы будем пренебрегать. В связи с небольшим изменением давления в системе (до 10-12 % от атмосферного) будем пренебрегать также влиянием его на сжимаемость рабочей среды.

При этих допущениях гидравлический режим работы системы может быть определен совместным решением уравнений, описывающих статические характеристики элементов, которые представляют собой зависимости перепада давления на элементе от расхода воздуха $\Delta p = f(V)$. Характеристику вентилятора аппроксимируем полиномом степени n

$$V_f = a_0 + a_1 \Delta p_f + a_2 \Delta p_f^2 + \dots + a_n \Delta p_f^n, \quad (1)$$

Кипящий слой моделируем узлом с постоянным избыточным давлением за колосниковой решеткой, равным

$$\Delta p_{kc} = \rho_m g (1 - \varepsilon) h_0,$$

где ρ_m – плотность материала, кг/м^3 ; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; ε – порозность слоя в статическом состоянии; h_0 – высота слоя в статическом состоянии, м.

Характеристики остальных элементов системы описываем зависимостями вида

$$\Delta p_{эл} = R_{эл} V_{эл}^2 = \zeta_{эл} \rho_0 \frac{T}{2T_0 F_{эл}^2} V_{эл}^2, \quad (2)$$

где $\Delta p_{эл}$ – перепад давления на элементе, Па; $R_{эл}$ – гидравлическое сопротивление элемента, $\text{Па} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6$; $V_{эл}$ – расход воздуха через элемент, $\text{м}^3 / \text{с}$; ρ_0 – плотность воздуха при нормальных условиях – давлении $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ и температуре $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; T – средняя температура воздуха в элементе.

В стационарном режиме в узловых точках, под которыми понимаются, имеет место материальный баланс газа, т.е. равенство нулю суммы расходов газа в потоках, входящих и выходящих из узла

$$\sum V_k = 0, \quad (3)$$

где V_k – объемный, приведенный к нормальным условиям, расход воздуха в k -м простом элементе системы (ветви расчетной схемы).

При расчете баланса газа в узле j расход воздуха в k -й ветви, моделирующей вентилятор и соединяющей этот узел с узлом i , определяется на основе уравнения (1) по формуле

$$V_k = \text{sign}(p_j - p_i) \left(a_0 + a_1 \Delta p_k + a_2 \Delta p_k^2 + \dots + a_n \Delta p_k^n \right), \quad (4)$$

где $\Delta p_k = |p_j - p_i|$.

Расход воздуха в остальных ветвях, инцидентных узлу j , рассчитывается в соответствии с уравнением (2) по формуле

$$V_k = \text{sign}(p_i - p_j) \sqrt{\frac{|p_i - p_j|}{R_k}}. \quad (5)$$

Точки входа в систему и выхода из нее являются узлами с известным давлением.

Составив уравнения материального баланса газа вида (3) для узлов с неизвестным давлением и представив в этих уравнениях расходы воздуха V_k выражениями (4) или (5), получаем систему N уравнений с N неизвестными значениями давлений в узлах.

Для ее решения применяем итерационный метод Ньютона-Зейделя [5]. Метод состоит в последовательном уточнении заданных произвольно значений давления в узлах по формуле

$$p_j^{[m+1]} = p_j^{[m]} - \alpha \frac{F(p_j^{[m]})}{F'(p_j^{[m]})},$$

где $p_j^{[m]}$ и $p_j^{[m+1]}$ – значение давления в узле j на m -й итерации и уточненное значение; $F(p_j^{[m]})$ и $F'(p_j^{[m]})$ – функция невязки материального баланса газа в узле на m -й итерации и ее производная; α – коэффициент релаксации.

Уточнение производится до достижения заданной точности по абсолютной величине невязки баланса газа во всех узлах. Алгоритм расчета реализован в виде компьютерной программы, написанной на языке Object Pascal в системе программирования Delphi-6. С помощью этой программы были произведены расчеты режимов работы системы подачи воздуха с различными параметрами

пульсатора и выполнено моделирование пульсаций в потоках первичного, вторичного воздуха и в суммарном потоке, проходящем через вентилятор.

Целью моделирования являлось исследование влияния числа и ширины щелей в решетках статора и ротора на амплитуду и форму пульсаций, подбор величин сопротивлений регуляторов, при которых обеспечивается поступление в топку необходимого количества воздуха.

Проверка модели осуществлялась для условий котла КВ-1 М-50 с реконструированной топкой для сжигания твердого топлива в кипящем слое.

Схема рассматриваемой системы подачи воздуха соответствует приведенной выше на рис. 2. В табл. 1 приведены данные о длинах и размерах сечений воздухопроводов. При расчете гидравлического сопротивления воздухопроводов эквивалентная шероховатость стенок их была принята равной 0,4 мм. Температура воздуха в воздухопроводах и других элементах после воздухоподогревателя принята равной 131°C, а в остальных элементах системы -30°C.

Таблица 1 – Данные о воздухопроводах схемы установки

Номер ветви	Начальный узел	Конечный узел	Длина, м	Размеры сечения	
				ширина, м	высота, м
1	13	14	12,0	1,6	1,6
3	1	2	5,0	1,6	1,6
6	3	5	2,0	1,2	1,2
8	4	7	14,0	1,0	1,0
10	8	9	16,0	1,0	1,0

Гидравлическое сопротивление воздухоподогревателя, дутьевых сопел, колосниковой решетки приняты равными соответственно $R_{вд} = 4,29 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$, $R_{сд} = 29,56 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$, $R_{кпд} = 16,14 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$. В качестве вентилятора принят вентилятор ВДН-17 с характеристикой, соответствующей частоте вращения 1470 мин^{-1} . Избыточное давление в узле 11 (под кипящим слоем) принималось равным 4560 Па, в узле 12 (на выходе из сопел) - 20 Па, в узле 13 (вход в систему) - 0; потребные средние за цикл расходы первичного и вторичного воздуха $V_{14} = V_{15} = 10,0 \text{ м}^3/\text{с}$, подача вентилятора $V_2 = 20,0 \text{ м}^3/\text{с}$. Внутренний диаметр статора пульсатора (наружный диаметр ротора) принят равным 2,0 м, толщины решеток статора, ротора и внутренней втулки 0,005 м, диаметр ступицы ротора - 0,8 м, максимальная длина щелей в решетках статора и ротора - 2,0 м, ширина щелей в решетке статора 0,174 м.

В качестве примера результатов моделирования на рис. 4 приведены графики зависимостей расходов первичного воздуха (линия 1), вторичного (линия 2) и подачи вентилятора (линия 3) от угла поворота ротора, полученные в одном из расчетных вариантов. К расчету была принята конструктивная схема со щелями по всему периметру статора и двумя диаметрально расположенными щелевыми секторами на роторе, а также спаренными выходными каналами для первичного и вторичного воздуха. При этой схеме обеспечивается противофазная подача воздуха в выходные каналы, а, следовательно, минимальные коле-

бания подачи воздуха вентилятором. В этом варианте число отверстий в решетках ротора и статора было принято равным 5, углы секторов решеток статора и ротора 90° , ширина щелей в решетке ротора на 25% большей, чем в решетке статора ($\varphi_p = 1,25\alpha_p$).

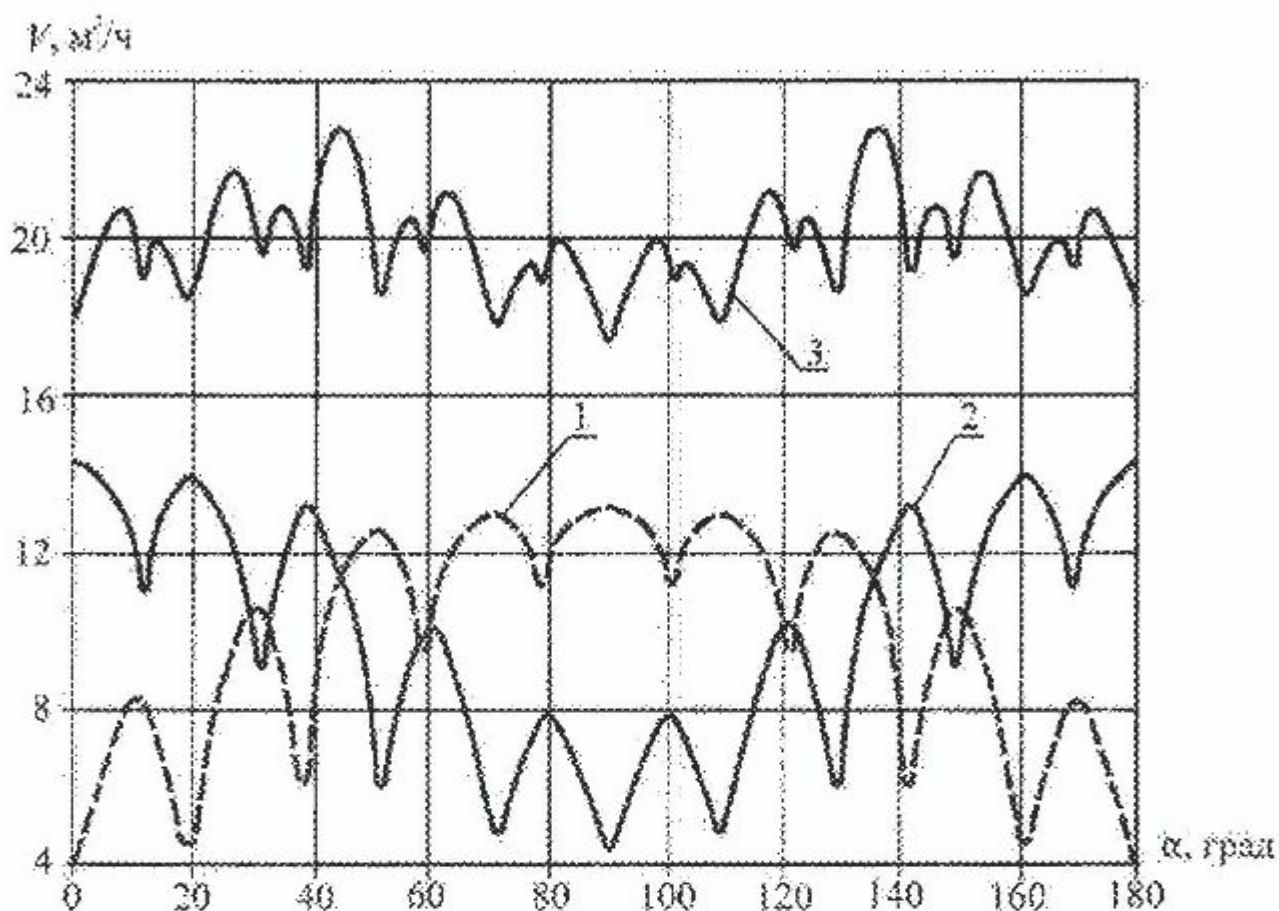


Рис. 4 — Зависимости расходов первичного воздуха (линия 1), вторичного (линия 2) и подачи вентилятора (линия 3) от угла поворота ротора

Из рисунка видно, что в данном варианте имеют место существенные пульсации расходов как первичного, так и вторичного воздуха (отношение максимального расхода к минимальному составляет 3-3,5) при относительно стабильном режиме работы вентилятора, колебания подачи которого находятся в пределах $\pm 10\%$ от средней. При этом заметны изменения амплитуды пульсации расходов первичного и вторичного воздуха как на низкой частоте, обусловленной совмещением окон ротора и статора в целом, так и на высокой, обусловленной совмещением отдельных щелей в решетчатых окнах. Полученный эффект достигнут благодаря противофазному совмещению решеток статора и ротора по первичному и вторичному воздуху, большей ширине щелей в решетке ротора, чем в решетке статора.

Системы с пульсирующими потоками характеризуются несколько большими затратами энергии, чем традиционные с равномерной подачей воздуха, что обусловлено дополнительным гидравлическим сопротивлением пульсатора. Однако этот недостаток значительно перекрывается выигрышем в росте интен-

сивности горения топлива, который, согласно исследованиям [6, 7], при указанных выше характере и параметрах пульсаций расходов воздуха составляет не менее 25-30%, что в условиях рассматриваемого реконструированного котла КВ-ГМ-50 приведет к получению дополнительно около 10 МВт тепловой мощности.

Таким образом, в результате проведенных исследований разработана математическая модель, метод и программные средства расчета режимов систем с пульсирующей подачей воздуха в топку с кипящим слоем, которые могут быть использованы для выбора рациональных параметров этих систем. Результаты моделирования показывают перспективность использования целевых пульсаторов для пульсирующей подачи первичного и вторичного воздуха в топку кипящего слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Перепелица В.Г., Чемерис И.Ф. Создание экологически чистых и высокоэффективных энергокомплексов на базе нерентабельных угольных шахт / Доповіді Національної академії наук України, 2001. - №1. - С. 111-117.
2. Рассудов Н.С., Варламова А.Е. О применении импульсной подачи воздуха в топках с кипящим слоем. // Теплоэнергетика. - 1983. - №1. - С. 27-36.
3. А.С. СССР № 1449768, F23 C 11/04. Устройство для сжигания топлива в пульсирующем потоке / А.П. Шелякин, И.С. Капошин, А.С. Клепач, Ю.Б. Емцев. - № 4212847/24-06. - Бюл. № 1. - 1989 г.
4. Декларационный патент на к.м. №4955, F15B21/12. Пристрій для створення пульсуючих повітряних потоків у топці з кипящим шаром. / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф., Возіанов В.С. - Бюл. №2. - 2005 р.
5. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. - М.: Наука. - 1964. - 772 с.
6. Чемерис И.Ф., Слободяникова И.Л. Методика определения эффективности выгорания твердого топлива в пульсирующем кипящем слое. / Геотехническая механика. Межведомств. сб. науч. трудов, вып. 32. - 2001. - С. 205-211.
7. Чемерис И.Ф., Слободяникова И.Л. Исследование влияния параметров пульсирующего кипящего слоя на эффективность выгорания твердого топлива. / Геотехническая механика. Межведомств. сб. науч. трудов, вып. 35. - 2002. - С. 147-154.

УДК 622.8

Инж. Е.И. Назимко, инж. Е.Е. Гарковенко,
д-р техн. наук В.В. Назимко (ДонНТУ)

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЗА СЧЕТ СКЛАДИРОВАНИЯ ТОНКИХ ОТХОДОВ ОБОГАЩЕНИЯ В ВИДЕ ТВЕРДЫХ ОТВАЛОВ

Доведена перспективність заміни мокрої технології збереження відходів збагачення корисних копалин в ілонаконичувачах сухою технологією, яка відходи зневоднює до пастообразного стану і транспортує на відвал, що зберігає форму за рахунок природного кута відкосу без дамби. Показано, що нова технологія має перспективи з точки зору економічності та високої екологічної безпеки.

ENHANCEMENT ECOLOGICAL SAFETY DUE TO TAILINGS STORAGE IN SOLID STATE

It has been proved that tailings from preparation plants should be transported to deposits in thickened state. Such a technology saves cost of storage and enhances ecological safety.

Устойчивое развитие экономики страны требует неуклонного увеличения объемов переработки добываемых полезных ископаемых. В Украине сосредоточено около 8% мировых запасов каменного угля, 40% титана, 5% железной