

РАЗДЕЛ «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА. ТЕПЛОТЕХНИКА»

УДК 539.377

ПОСТОЛЬНИК Ю.С., д.т.н., профессор
ЧЕРНЫЙ О.А., к.т.н., ст. преподаватель

Днепродзержинский государственный технический университет

ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ СЛИТКОВ ПРИ СКОРОСТНОМ НАГРЕВЕ С ОГРАНИЧЕНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ

В роботі розглянуті можливості розв'язку задачі оптимального (по швидкодії) керування тепловими процесами за допомогою застосування одного з методів термічного шару – метода еквівалентних джерел.

В работе рассмотрены возможности решения задачи оптимального (по быстродействию) управления тепловыми процессами с помощью применения одного из методов термического слоя – метода эквивалентных источников.

Possibilities of decision of task of optimum (on the fast-acting) thermal processes control are in-process considered by application of one of methods of thermal layer – method of equivalent sources.

Введение. Технические условия многих отраслей производства нуждаются в интенсификации соответствующих теплотехнологических режимов. Однако, необоснованное повышение рабочих температур и сокращение сроков тепловой обработки объектов могут привести к росту температурных перепадов, что обусловит появление опасных температурных напряжений и других негативных последствий. Именно этим объясняется растущая необходимость оптимального решения противоречий во взаимосвязи энергозатрат, времени нагрева, качества продукции и ее термостойкости.

К общей теории управления объектами с распределенными параметрами относятся и задачи оптимального (по быстродействию) управления тепловыми процессами (ЗОУТПБ), которые описываются уравнениями теплопроводности с соответствующими краевыми условиями и определенными ограничениями. Достаточно полный обзор трудов этой проблемы рассмотрен в многочисленных работах [1, 2].

В конце прошлого века во львовской термомеханической школе зародился оригинальный подход [3, 4] к проблеме оптимизации тепловых режимов, согласно которому ЗОУТПБ решается по новой схеме, предусматривающей осуществление процесса скоростного нагрева по скользящему режиму, что означает поочередное назначение предельно допустимых состояний. Такая постановка ЗОУТПБ позволила получить качественно новое управление, так называемое двухступенчатое, вместо известного многоступенчатого релейного управления по методу Беллмана.

Новому методу организации скоростного нагрева было дано [5] название «метод последовательных предельных режимов» (МППР). Позитивное качество полученных [3, 4] решений заключается в том, что они – точные аналитические. Негатив – избыточная сложность, что значительно утрудняет применение их в практике управления тепловыми режимами. В связи с этим возникла необходимость разработки эффективных приближенных методов решения ЗОУТПБ.

На то время в прикладную теорию теплопроводности широко внедрялась достаточно эффективная модель теплового приграничного (термического) слоя (МТС) [6]. Построены на этой модели методы Био, Вейника, Гольдфарба, Гудмена, Канторовича, Постольника, Швеца и др.

Первым из МТС, примененных к решению ЗОУТПБ был метод эквивалентных источников (МЭИ) [5]. Уже первые попытки подтвердили ожидаемую эффективность МЭИ в решении не только линейных [7], но и нелинейных [8] ЗОУТПБ.

Постановка задачи. При постановке ЗОУТПБ, кроме обязательного ограничения, на функцию управления (температуру нагревателя) вводится ограничение еще на тот или иной параметр, по которому и устанавливается режим работы нагревателя. Это ограничение может быть наложено либо на максимальную температуру, либо на максимальный перепад температур, либо на скорость нагрева, либо на максимальные температурные напряжения.

Вполне очевидно, что при ограничениях на напряжение (это фактически будет условие термоупругости) целостность нагреваемого тела будет обеспечена. Возникает вопрос о том, какое термонапряженное состояние будет иметь тело в режимах скоростного нагрева при ограничениях на другие действующие факторы процесса.

Для ответа на этот вопрос в данной работе рассматривается термонапряженное состояние пластины при скоростном конвективном нагреве с ограничением не на напряжение, а на температуру греющей среды $T_C(t)$ и температуру поверхности $T_H(t)$.

Соответствующая ЗОУТПБ исследуется в следующей постановке [7]: определить такую функцию управления $\theta_C(\tau)$, ограниченную предельно допустимым управлением

$$\theta_C(\tau) \leq U(\tau) \leq 1, \quad (1)$$

которая при соблюдении ограничения

$$\theta_H(\tau) \leq \vartheta(\tau) < 1 \quad (2)$$

за минимальный отрезок времени τ_* переведет тело из начального температурного состояния

$$\theta(\xi, \tau) \Big|_{\tau=0} = \theta_0 = 0 \quad (3)$$

в конечное $\theta(\xi, \tau_*)$ с температурой поверхности (цель нагрева)

$$\theta_H(\tau_*) = \theta_* < U(\tau_*) \quad (4)$$

и максимальным температурным перепадом (качество нагрева)

$$\theta_H(\tau_*) - \theta_C(\tau_*) = \Delta\theta_*. \quad (5)$$

При этом функция температуры тела должна удовлетворять дифференциальному уравнению теплопроводности

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} = \frac{\partial \theta}{\partial \tau}; \quad \theta(\xi, 0) = \theta_0 = 0 \quad (6)$$

с предельными условиями конвективного теплообмена (КТО)

$$\frac{\partial \theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1} = Bi[\theta_C(\tau) - \theta_H(\tau)] = 0; \quad \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} = 0. \quad (7)$$

Здесь введены в общих чертах принятые безразмерные функции, координаты и критерии

$$\left. \begin{aligned} \theta(\xi, \tau) &= \frac{T(\xi, \tau) - T_0}{T_C^{\max} - T_0}; & \theta_C(\tau) &= \frac{T_C(\tau) - T_0}{T_C^{\max} - T_0}; \\ \xi &= x/H; & \tau &= at/H^2; & Bi &= \alpha_K H / \lambda \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где $T(x, t)$ – температура тела, К; $T_c(t)$ – температура греющей среды, К; T_0 и T_c^{\max} – их начальное и максимальное значение, К; x – координата, м; t – время, ч.; $2H$ – толщина пластины, м; α_K – коэффициент теплоотдачи КТО, Вт/(м²К).

Решение задачи. Принимая МППР в качестве метода-организатора режима управления, а МЭИ – в качестве метода-организатора процесса решения поставленной задачи, были получены [7] следующие функции:

1-ая ступень ($0 \leq \tau \leq \tau_1$; $0 \leq \theta_{1II}(\tau) \leq \mathcal{G}(\tau)$):

$$\theta_{C1}(\tau) = 1. \quad (9)$$

На стадии прогревания (инерционный этап) ($0 \leq \tau \leq \tau_0 < \tau_1$; $\beta(\tau) \leq \xi \leq 1$)

$$\theta_{11}(\xi, \tau) = \frac{Bi[\xi - \beta(\tau)]^2}{[2 + Bi l(\tau)] l(\tau)}; \quad l(\tau) = 1 - \beta(\tau), \quad (10)$$

где относительная толщина $l(\tau)$ прогретого слоя и длительность инерционного этапа прогревания определяется формулами:

$$l(\tau) = \sqrt{\frac{12(3,25 + Bi)}{6,25 + Bi} \cdot \tau}; \quad \tau_0 = \frac{6,25 + Bi}{12(3,25 + Bi)}. \quad (11)$$

На стадии нагрева (начало упорядоченного этапа) ($\tau_0 \leq \tau \leq \tau_1$; $0 \leq \xi \leq 1$)

$$\theta_{12}(\xi, \tau) = 1 - \left(1 - \frac{Bi}{2 + Bi} \xi^2\right) \exp\left[-\frac{3Bi}{3 + Bi}(\tau - \tau_0)\right]. \quad (12)$$

Заканчивается первый этап в момент τ_1 , когда температура поверхности достигнет величины $\mathcal{G}(\tau_1)$, то есть

$$\theta_{11}(\tau_1) = 1 - \frac{2}{2 + Bi} \exp\left[-\frac{3Bi}{3 + Bi}(\tau_1 - \tau_0)\right] = \mathcal{G}(\tau_1), \quad (13)$$

откуда получаем трансцендентное уравнение относительно τ_1 :

$$\tau_1 = \tau_0 - \frac{3Bi}{3 + Bi} \ln\left[\left(1 + \frac{Bi}{2}\right)(1 - \mathcal{G}(\tau_1))\right], \quad (14)$$

которое решается при задании конкретной функции $\mathcal{G}(\tau)$. Например, при $\mathcal{G}(\tau) = const < 1$ выражение (14) превращается в обычную формулу.

2-ая ступень ($\tau_1 \leq \tau \leq \tau_2$; $\mathcal{G}(\tau_1) \leq \theta_{2II} = \mathcal{G}(\tau) \leq \theta_*$). Решается задача (6), (7) с предельным

$$\theta_{2II}(\tau) = \mathcal{G}(\tau) \quad (15)$$

и начальным

$$\theta_2(\xi, \tau_1) = \theta_{12}(\xi, \tau_1) \quad (16)$$

условиями.

С помощью МЭИ получаем следующее решение:

$$\theta_2(\xi, \tau) = \mathcal{G}(\tau) - (1 - \xi^2) \left\{ \frac{Bi[1 - \mathcal{G}(\tau_1)]}{2} + 1,5 \int_{\tau_1}^{\tau} \dot{\mathcal{G}}(\eta) \exp[3(\eta - \tau_1)] d\eta \right\} \exp[-3(\tau - \tau_1)]. \quad (17)$$

Заканчивается вторая ступень в момент τ_2 , когда температура поверхности достигнет нужной величины θ_* согласно (4). Время τ_2 находим из условия

$$\theta_{2II}(\tau) = \mathcal{G}(\tau_2) = \theta_*. \quad (18)$$

Функцию управления $\theta_{C2}(\tau)$, обеспечивающую предельное температурное состояние (17) на 2-ой ступени нагрева, определим из предельного условия КТО (7):

$$\theta_{C2}(\tau) = \theta_{2II}(\tau) + \frac{1}{Bi} \frac{\partial \theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1} = \vartheta(\tau) + 2\Delta\theta_2(\tau)/Bi, \quad (19)$$

где введен температурный перепад

$$\theta_2(\tau) = \theta_{2II}(\tau) - \theta_{2II}(\tau) = \left\{ \frac{Bi[1 - \vartheta(\tau_1)]}{2} + 1,5 \int_{\tau_1}^{\tau} \dot{\vartheta}(\eta) \exp[3(\eta - \tau_1)] d\eta \right\} \exp[-3(\tau - \tau_1)]. \quad (20)$$

3-я ступень ($\tau_2 \leq \tau \leq \tau_3 = \tau_*$; $\Delta\theta_2(\tau_2) \geq \Delta\theta_3(\tau) \geq \Delta\theta_*$). Обеспечиваем необходимый температурный перепад $\Delta\theta_*$ (5) при сбережении условия (18).

Решается краевая задача теплопроводности (КЗТ) (6), (7), при

$$\theta_{3II}(\tau) = \theta_* = const \quad (21)$$

с начальным условием

$$\theta_3(\xi, \tau_2) = \theta_2(\xi, \tau_2). \quad (22)$$

Функция температуры тела для этой ступени имеет вид:

$$\theta_3(\xi, \tau_2) = \theta_* - (1 - \xi^2) \Delta\theta_2(\tau_2) \exp[-3(\tau - \tau_2)]. \quad (23)$$

Заканчивается третья ступень по достижению температурным перепадом необходимого значения $\Delta\theta_*$ согласно (5).

$$\Delta\theta_3(\tau_3) = \Delta\theta_2(\tau_2) \exp[-3(\tau_3 - \tau_2)] = \Delta\theta_*. \quad (24)$$

Отсюда находим полное время $\tau_3 = \tau_*$ оптимального (по быстродействию) процесса нагрева пластины:

$$\tau_* = \tau_3 = \tau_2 + \frac{1}{3} \ln \frac{\Delta\theta_2(\tau_2)}{\Delta\theta_*}. \quad (25)$$

Определяем управляющую функцию, обеспечивающую оптимальный режим (23)...(25) на 3-ей ступени.

$$\theta_{C3}(\tau) = \theta_* + \frac{2}{Bi} \Delta\theta_2(\tau_2) \exp[-3(\tau - \tau_2)]. \quad (26)$$

Результаты работы. Таким образом, ЗОУТПБ, которая отвечает ограничениям (1), (2), решена [5, 7].

Для оценки точности полученного решения в работе [7] приведен конкретный числовой пример, взятый из работы [3].

$$\begin{aligned} U = 1; \quad Bi = 1,5; \quad \vartheta(\tau) = 0,5 + 0,2\tau; \\ \theta_* = 0,8; \quad \Delta\theta_{**} = 0,05. \end{aligned} \quad (27)$$

Графическое сопоставление точного [3] и приближенного [7] решений отображено на рис.1. Сравнение расчетов времени нагрева дало результаты: $\tau_1 = 0,464$ (ошибка $\delta\tau_1 = -0,4\%$); $\tau_2 = 1,5$ ($\delta\tau_2 = 0$); $\tau_3 = \tau_* = 1,775$ ($\delta\tau_3 = -1,1\%$).

Управляющие функции имеют следующие достаточно простые выражения:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{C2}(\tau) &= 0,6333 + 0,2\tau + 1,1007 \exp(-3\tau), \quad (0,464 \leq \tau \leq 1,5) \\ \theta_{C3}(\tau) &= 0,8 + 0,2\tau + 13,5064 \exp(-3\tau), \quad (1,5 \leq \tau \leq 1,775) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Температурные напряжения. Поле температурных напряжений в симметрично нагреваемой неограниченной плите при упругой деформации описывается известным [8] решением задачи квазистатической термоупругости. В рамках модели термического слоя [6] это решение имеет вид:

на инерционном этапе ($0 \leq \tau \leq \tau_0$)

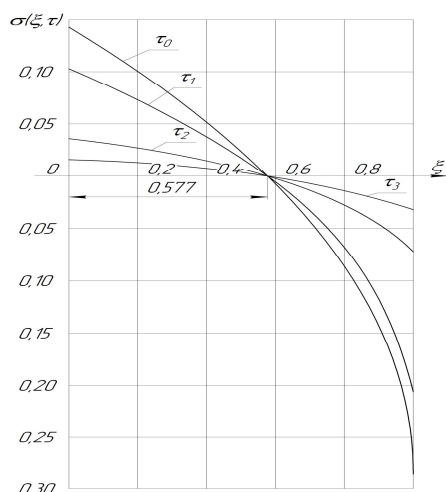


Рисунок 1 – Поля термических напряжений, по исходным данным (27)

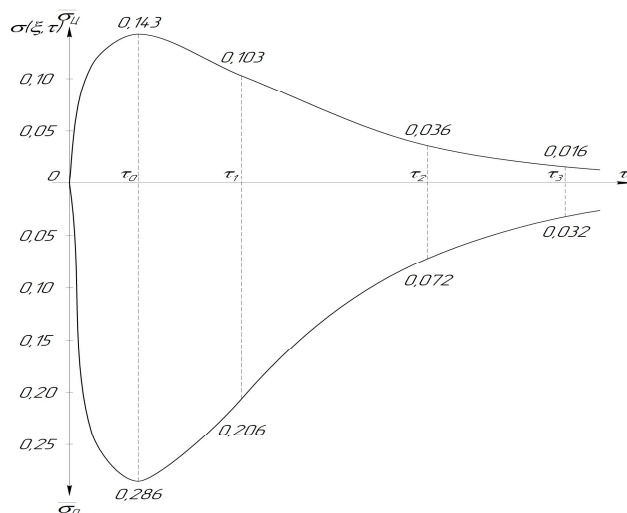


Рисунок 2 – Изменение экстремальных температурных напряжений во времени по исходным данным (27)

Таблица 1 – Полученные результаты с помощью исходных данных (27)

№	τ_i	$\bar{\sigma}_{II}$	$\bar{\sigma}_{II}$
1	τ_0	0,143	0,286
2	τ_1	0,103	0,206
3	τ_2	0,036	0,072
4	τ_3	0,016	0,032

$$\bar{\sigma}^{(0)}(\tau) = \int_{\beta(\tau)}^1 \theta_1(\xi, \tau) d\xi; \quad 0 \leq \xi \leq \beta(\tau); \quad (29)$$

$$\bar{\sigma}^{(1)}(\xi, \tau) = \int_{\beta(\tau)}^1 \theta_1(\xi, \tau) d\xi - \theta_1(\xi, \tau); \quad \beta(\tau) \leq \xi \leq 1; \quad (30)$$

на упорядоченном этапе ($\tau \leq \tau_0$)

$$\bar{\sigma}^{(2)}(\xi, \tau) = \int_0^1 \theta_2(\xi, \tau) d\xi - \theta_2(\xi, \tau), \quad (31)$$

где введены безразмерные напряжения:

$$\bar{\sigma} = \sigma / K_\sigma; \quad K_\sigma = \frac{\alpha_T E (T_C^{\max} - T_0)}{1 - \nu}; \quad (32)$$

α_T – коэффициент линейного температурного расширения (КЛТР), 1/К; E – модуль упругости 1-го рода, МПа; ν – коэффициент Пуассона.

Подставляя нагружающие функции $\theta(\xi, \tau)$ (10), (12), (17), (23) в выражения (29)...(31), после очевидных математических операций приходим к обобщенной формуле для напряжений:

$$\bar{\sigma}_i(\xi, \tau) = \Delta\theta_i(\tau) F_i(\xi, \tau), \quad (33)$$

где температурный перепад $\Delta\theta_i(\tau)$ и функция распределения $F_i(\xi, \tau)$ для соответствующих ступеней нагрева следующие:

на первой ступени ($0 \leq \tau \leq \tau_1$):

инерционный этап

$$\Delta\theta_1(\tau) = Bil(\tau)/[2 + Bil(\tau)]; \quad 0 \leq \tau \leq \tau_0 \leq \tau_1; \quad (34)$$

$$F_1(\xi, \tau) = \begin{cases} l(\tau)/3 & - \quad 0 \leq \xi \leq \beta(\tau); \\ l(\tau)/3 - [\xi - \beta(\tau)]^2/l^2(\tau); & - \quad \beta(\tau) \leq \xi \leq 1 \end{cases} \quad (35)$$

упорядоченный этап ($\tau_0 \leq \tau \leq \tau_1$)

$$\Delta\theta_{1,2}(\tau) = \frac{Bi}{2 + Bi} \exp\left[-\frac{3Bi}{3 + Bi}(\tau - \tau_0)\right]; \quad (36)$$

$$F_2(\xi, \tau) = (1 - 3 \cdot \xi^2)/3. \quad (37)$$

На второй ступени ($\tau_1 \leq \tau \leq \tau_2$) $\Delta\theta_2(\tau)$ (20), $F_2(\xi, \tau)$ (37).

На третьей ступени ($\tau_2 \leq \tau \leq \tau_3 = \tau_*$) $F_3(\xi, \tau) = F_2(\xi, \tau)$ (37),

$$\Delta\theta_3(\tau) = \Delta\theta_2(\tau_2) \exp[-3(\tau - \tau_2)]. \quad (38)$$

Для иллюстрации рассмотрим конкретный пример с исходными данными (27), и

$$E = 1,6 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad \alpha_T = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/K; \quad T_C^{\max} = 1273K; \quad T_0 = 273K; \quad \nu = 0,3; \quad (39)$$

$$K_\sigma = \frac{\alpha_T E \Delta T}{1 - \nu} = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 1,6 \cdot 10^5 \cdot 1000}{0,7} = 2740 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 0,30 \cdot K_\sigma = 0,30 \cdot 2740 = 900 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\max,t} = 0,143 \cdot 2740 = 392 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max,C} = 0,286 \cdot 2740 = 784 \text{ МПа}.$$

Выводы. Из полученных результатов видно, что при скоростном нагреве с ограничением на определенные характеристики теплового процесса нужно иметь в виду, что могут возникнуть температурные напряжения, превышающие границу прочности данного материала. В таком случае необходимо вводить соответствующие коррективы в исходные данные процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев Ю.Н. Оптимальное проектирование тепловых агрегатов. – М.: Машиностроение, 1983. – 231с.
2. Бутковский А.Г., Малый С.А. Управление нагревом металла. – М.: Металлургия, 1981. – 272с.
3. Вигак В.М. Оптимальное управление нестационарными температурными режимами. – К.: Наук. думка, 1979. – 360с.
4. Вигак В.М. Управление температурными напряжениями и перемещениями. – К.: Наук. думка, 1988. – 312с.
5. Постольник Ю.С. Возможности МЭИ в решении ЗОУТП/ «Обратные задачи и идентификация процессов теплообмена» – Тезисы докл. VI Всесоюзного научн. семинара (Москва, XI. 1988) – М: МАИ, 1988. – С.204.
6. Лыков А.В. Методы решения нелинейных уравнений нестационарной теплопроводности// «Изв. АН СССР. Энергет. и трансп.» 1970, №5 – С.109-150.

7. Постольник Ю.С., Машенко О.И. Применение МЭИ к решению ЗОУТП по быстродействию нагрева пластины при ограничениях на максимальную температуру// «Наука – производству», Сб. ст. ДИИ. – К.: Вища школа, 1991. – С.188-191.
8. Постольник Ю.С., Машенко О.И. Оптимальный по быстродействию режим нагрева пластины с функционально зависящими характеристиками при ограничениях на функцию управления и распределения// «Изв. вузов. Черная Мет.». – 1994. – №2. – С.52-56.

УДК 621.3.011: 621.1. 016

ДОЛГОПОЛОВ И.С., к.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОПЕРАТОРЫ КАК ИНСТРУМЕНТЫ РЕШЕНИЯ ЭТИХ ЗАДАЧ (часть 2)

Розглядаються математичні формулювання технологічного, енергетичного і ексергетичного функціональних операторів ФТС, сумісне використання яких при аналізі і синтезі фізико-технологічних систем дозволяє розв'язувати задачі підвищення енергетичної ефективності та енергозбереження цих систем.

Рассматриваются математические формулировки технологического, энергетического и эксергетического функциональных операторов ФТС, совместное использование которых при анализе и синтезе физико-технологических систем позволяет решать задачи повышения энергетической эффективности и энергосбережения этих систем.

The mathematical wordings of technological, energy and exergy functional operators of physic-technological systems (FTS) are considered, joint use which at analysis and syntheses physic-technological systems allows to solve problems of increasing to energy efficiency and saving energy these systems.

Введение. Стратегия системного подхода в повышении энергетической эффективности и энергосбережении в ФТС – это принципы достижения конечной цели исследований и разработок – создания высокоэффективных энергосберегающих физико-технологических систем. Данная стратегия отражена в разрабатываемом нами топологоэксергетическом методе анализа физико-технологических систем (ФТС), который объединяет достоинства эксергетического и топологического (диаграмм связи) методов [1–9].

В реализации этой стратегии предусматривается выполнение этапа «синтез функционального оператора». В работе [10] это понятие введено для отражения в виде математической модели реального технологического оператора физико-химической системы. Настоящая работа развивает это направление в описании ФТС с позиций повышения энергетической эффективности и энергосбережения ФТС.

Постановка задачи. В первой части этой работы на основании системного анализа физико-технологических систем с энергетических позиций сформулированы базовые принципы повышения энергетической эффективности и энергосбережения ФТС, направления реализации этих принципов, представлены аналитические выражения критериев энергетической эффективности ФТС.

Для достижения заданных критериев энергетической эффективности ФТС необходимо воздействовать на технологические и конструктивные параметры системы, обеспечивая при этом достижение заданного уровня энергосбережения. Разработка математических моделей функциональных операторов, отражающих энергетические стороны функционирования ФТС, позволяет определить направления решения задач повышения ФТС. Комплекс технологического, энергетического и эксергетического функциональных операторов ФТС позволяет реализовать анализ и синтез ФТС с требуемыми уровнями энергетической эффективности и энергосбережения.

Результаты работы. В пределах рассматриваемой ФТС происходят физико-химические превращения, сопровождающиеся изменением технологических и теплофизических параметров, а также изменением характеристик потоков энергии, подводимых к ФТС, при ее взаимодействии с окружающей средой и затрачиваемых на реализацию процесса.

Для описания реальных физико-химических превращений в ФТС применяют понятие технологического оператора T , который формализует отображение пространства переменных входа в пространство выхода:

$$Y = T(u), \quad (1)$$

где Y – вектор выходных переменных ФТС;

u – вектор входных переменных ФТС.

Так как реальные процессы в ФТС взаимосвязаны, то оператор T характеризуется сложной структурой, которая, в свою очередь, обусловлена суперпозицией ряда «элементарных» технологических операторов: диффузионного, конвективного и турбулентного переноса вещества и теплоты; химического и фазового превращения и т.п.

Реальному отображению (1) соответствует математическая модель в форме функционального оператора Φ , представляющего функциональное пространство входных переменных u и пространство переменных состояния самой ФТС x в пространство оценок выходных переменных \hat{y} :

$$\hat{y} = \Phi(u, x), \quad (2)$$

где Φ – функциональный оператор ФТС;

x – вектор переменных состояния ФТС;

\hat{y} – вектор выходных состояний ФТС, определяемый по модели.

В явной форме оператор, осуществляющий отображение (2), представляет замкнутую систему дифференциальных, интегральных, интегро-дифференциальных уравнений и соотношений эмпирического характера, дополненную необходимыми начальными и граничными условиями.

В дальнейшем под синтезом функционального оператора ФТС будет пониматься построение указанной выше системы уравнений совместно с дополнительными условиями. Для анализа функционирования ФТС недостаточно получить в виде этой системы уравнений развернутую форму функциональных операторов всех физико-химических систем, входящих в физико-технологическую систему. Предварительно необходимо выполнить идентификацию этих операторов (т.е. определить их параметры путем решения обратных задач), а затем свести математические описания в явной форме связи между u и \hat{y} – переменными в виде конечных соотношений, т.е. так называемым модулям. Модулем ФТС, характеризующейся функциональным оператором Φ , будем называть уравнение в конечной форме, разрешенное относительно вектора выходных переменных

$$\bar{y} = \varphi(\mathbf{u}), \quad (3)$$

в котором вектор-функция φ является результатом точного или приближенного решения системы уравнений, определяющей данный функциональный оператор Φ . В общем случае функция модуля может быть линейной или нелинейной, рациональной или иррациональной, алгебраической или трансцендентной или являться результатом решения исходной системы уравнений. Таким образом, после процедуры идентификации отображение (2) можно считать подготовленным для изучения свойств ФТС в рабочем диапазоне изменения ее параметров; нахождения оптимальных конструктивных и режимных параметров технологического процесса; синтез оптимального управления системой и т.п. При этом практика системных исследований [10,11] показывает, что для эффективного решения задач более высоких уровней иерархии (например, анализ и синтез ФТС, оптимизация и управление ФТС, автоматизированное проектирование ФТС и т.п.) предпочтительным является модульный принцип представления информации, поступающей с нижних уровней иерархии ФТС.

Аналогичный подход можно применить и для отображения энергетических процессов в ФТС. Для описания реальных энергетических (эксергетических) превращений и взаимодействий в ФТС применяют понятие энергетического (эксергетического) оператора Ω , который формализует отображение пространства энергетических переменных входа в пространство выхода:

$$\mathcal{E} = \Omega(\mathbf{Z}), \quad (4)$$

где \mathcal{E} – вектор выходных энергетических (эксергетических) переменных, рассматриваемой ФТС;

\mathbf{Z} – вектор входных энергетических (эксергетических) переменных, рассматриваемой ФТС;

Ω – оператор энергетических (эксергетических) преобразований систем.

Реальному отображению (4) соответствует математическая модель в форме функционального энергетического (эксергетического) оператора \mathbf{A} , преобразующего функциональное пространство входных энергетических переменных \mathbf{Z} в пространство оценок выходных энергетических переменных \mathcal{E} :

$$\mathcal{E} = \mathbf{A}(\mathbf{Z}, \mathbf{W}), \quad (5)$$

где \mathcal{E} – вектор выходных энергетических (эксергетических) переменных, рассматриваемой математической модели ФТС;

\mathbf{A} – функциональный оператор энергетических (эксергетических) преобразований в ФТС;

\mathbf{Z} – вектор входных энергетических (эксергетических) переменных ФТС;

\mathbf{W} – вектор энергетических (эксергетических) переменных состояния ФТС.

Оператор \mathbf{A} представляет собой замкнутую систему алгебраических, дифференциальных, интегральных и интегро-дифференциальных уравнений и эмпирическую информацию о ФТС с указанием начальных и граничных условий. Для того, чтобы раскрыть содержание оператора \mathbf{A} , необходимо выбрать способ получения этого оператора в аналитическом или численном виде.

Модель (5) является идеализацией отображения (4) и отражает степень наших знаний о процессе. Для эффективного решения задач, связанных с энергосбережением, возникающих на всех уровнях иерархии ФТС, необходимо выполнить идентификацию операторов (Ω , \mathbf{A}) отдельных физико-химических систем, составляющих ФТС, т.е. оценить входящие в них параметры. Проведенная идентификация позволяет считать ото-

бражение (5) подготовленным для изучения свойств ФТС с точки зрения энергосбережения. Реализация этой задачи связана с решением системы уравнений, соответствующих отображению (5), что равносильно получению явной функциональной связи между переменными \mathcal{E} и \mathbf{Z} , либо в аналитической форме конечных соотношений, либо в виде результата численного решения задачи на ЭВМ. Это решение представляется в виде отображения (модуля)

$$\mathcal{E} = \mathbf{a}(\mathbf{Z}), \quad (6)$$

в котором вектор-функция \mathbf{a} отражает результат аналитического или численного решения вышеупомянутой смешанной системы уравнений, определяющей функциональный оператор энергетических (эксергетических) преобразований \mathbf{A} .

Опыт системных исследований в моделировании энергетических аспектов физико-химических систем [10] показал, что в таком моделировании целесообразно использовать модульный принцип описания, заключающийся в создании модулей на самых низших ступенях иерархии ФТС. В соответствии с этим принципом системно рассматриваются энергетические процессы, происходящие во внутренних элементах и структурах ФТС. При этом физико-технологическая система представляется в виде набора типовых элементов и связей. Стратегия этого этапа состоит в получении полной модели всей ФТС из элементарных модулей с учетом их взаимосвязей. Для этого используется топологоэксергетический принцип формализации ФТС [11–16], который позволяет реализовать координирование отдельных модулей и блоков с соблюдением причинно-следственных отношений в процессах, происходящих в ФТС. При этом энергетическая структура многосвязанной системы представляется с учетом второго закона термодинамики, что обеспечивает возможность анализа и оптимизации рассматриваемых теплотокковых процессов и систем.

Этот этап в стратегии системного подхода к физико-технологической системе является самым трудным в получении математической модели. Метод математического моделирования как при решении задач анализа и синтеза, так и энергосбережения позволяет разработать математические модели ФТС – символические либо иконографические (топологические, структурные блок-схемы и сетевые). Символические математические модели ФТС отображают совокупность математических зависимостей в виде формул, уравнений, операторов, логических условий или неравенств, которые представляют характеристики состояния ФТС в зависимости от параметров элементов системы и от параметров входных технологических и энергетических потоков системы. Для решения задач энергосбережения представим математическую модель ФТС в виде функционального оператора, осуществляющего нелинейные преобразования вида:

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{Y}} &= \mathbf{F}_1(\mathbf{X}, \mathbf{K}, \mathbf{V}, \mathbf{G}) \\ \mathbf{S} &= \mathbf{F}_2(\mathbf{X}, \mathbf{K}, \mathbf{V}, \mathbf{G}) \\ \Psi_0 &= \mathbf{F}_3(\mathbf{X}, \mathbf{K}, \mathbf{V}, \mathbf{G}), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2$ – нелинейные (в частном случае линейные) вектор-функции; \mathbf{X} – вектор входных переменных; \mathbf{K} – вектор (технологических, конструкционных или энергетических) параметров элементов ФТС; \mathbf{V} – вектор параметров внешней среды; \mathbf{G} – технологическая или энергетическая топология ФТС; Ψ – критерий эффективности ФТС; $\tilde{\mathbf{Y}}$ – вектор выходных переменных; Ψ_0 – значение критерия эффективности ФТС; \mathbf{S} – вектор функциональных характеристик (количественных оценок характеристических свойств ФТС).

Например, при анализе теплообменных систем изучаются их свойства и энергетическая эффективность в зависимости от структуры технологических, энергетических связей между элементами ФТС, а также от конструктивных и технологических параметров системы и параметров технологических и энергетических режимов рассматриваемого объекта.

Например, к конструктивным параметрам ФТС «кожухотрубчатый теплообменник» относятся: поверхность теплообмена F , диаметры кожуха D_k и труб $D_{тр}$, длина трубы L , количество ходов в трубном пространстве теплообменного аппарата n , площади проходных сечений в трубах $S_{тр}$ и межтрубном пространстве $S_{мтр}$. Технологическими параметрами этой ФТС являются линейные скорости потоков в трубном $v_{тр}$ и межтрубном $v_{мтр}$ пространствах, коэффициенты теплоотдачи в трубном $\alpha_{тр}$ и межтрубном $\alpha_{мтр}$ пространствах, коэффициент теплопередачи k_t , среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{ср}$, тепловая нагрузка ФТС $\dot{Q}_{тепл}$. Параметры технологических и энергетических режимов ФТС – это массовые расходы потоков, температуры входных и выходных потоков, давления потоков, входные и выходные эксергии.

Основная задача анализа теплообменных физико-технологических систем с точки зрения изучения их свойств и эффективности (параметрический анализ) заключается в том, чтобы математически связать характеристики состояния системы (значения температур входных технологических потоков) с параметрами и характеристиками состояния элементов этой ФТС в зависимости от структуры технологических связей между ними в ФТС.

Математическая постановка задачи параметрического анализа теплообменных систем ФТС формулируется следующим образом.

Необходимо определить систему

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{вых} &= \mathbf{f}(\mathbf{T}_{вх}, \mathbf{K}, \mathbf{D}, \mathbf{G}) \\ \Psi_0 &= \Psi(\mathbf{T}_{вх}, \mathbf{K}, \mathbf{D}, \mathbf{G}) \end{aligned} \quad (8)$$

в которой $\mathbf{T}_{вых}$ – вектор температур выходных технологических потоков для совокупности элементов, входящих в ФТС; Ψ_0 – значение критерия эффективности тепловой системы, в частности приведенные затраты на ФТС; $\mathbf{T}_{вх}$ – вектор заданных температур входных потоков; \mathbf{K} – вектор заданных конструкционных параметров ФТС; \mathbf{D} – вектор заданных или рассчитываемых технологических параметров ФТС; \mathbf{G} – заданная структура технологических связей (технологическая топология) ФТС.

Основная задача анализа теплообменных ФТС с точки зрения энергосбережения – это изучение их энергетических (эксергетических) свойств и эксергетической эффективности (эксергетический анализ). Решение этой задачи заключается в том, чтобы математически связать энергетические (эксергетические) характеристики состояния системы (значения эксергий входных технологических потоков) с параметрами и характеристиками состояния элементов ФТС в зависимости от структуры энергетических связей между ними в ФТС.

Математическая постановка задачи энергетического (эксергетического) анализа теплообменных систем ФТС формулируется следующим образом: необходимо определить систему

$$\begin{aligned} \mathbf{\Xi}_{вых} &= \mathbf{f}(\mathbf{\Xi}_{вх}, \mathbf{K}, \mathbf{D}, \mathbf{G}_s) \\ \Psi_{э0} &= \Psi(\mathbf{\Xi}_{вх}, \mathbf{K}, \mathbf{D}, \mathbf{G}_s) \end{aligned} \quad (9)$$

где $\mathbf{\Xi}_{вых}$ – вектор эксергий выходных технологических потоков для совокупности элементов, входящих в ФТС; $\Psi_{э0}$ – значение эксергетического критерия эффективности тепловой системы, в частности, приведенные эксергетические затраты на ФТС; $\mathbf{\Xi}_{вх}$ – век-

тор заданных эксергий входных потоков; G_3 – заданная структура энергетических связей (энергетическая топология) ФТС.

На практике при проектировании теплотехнологических систем или при их реконструкции, а также при определении оптимальных технологических, энергетических (эксергетических) режимов функционирования, задача анализа чаще всего трактуется как оценка возможных альтернативных вариантов системы (выбор возможной структуры технологических и энергетических связей между элементами, параметров теплотехнологической системы). Для каждого из возможных исследуемых вариантов ФТС необходимо вычислить совокупность показателей эффективности функционирования этих систем и получить первое представление о недостатках и достоинствах тех или иных вариантов системы.

С математических позиций задача анализа ФТС с точки зрения энергосбережения сводится к решению многомерных нелинейных систем уравнений с использованием различных численных методов, в частности, методов нелинейного программирования.

Выводы. 1. Приведены математические формулировки технологического, энергетического и эксергетического функциональных операторов ФТС.

2. Совместное использование приведенных функциональных операторов ФТС позволяет решать задачи повышения энергетической эффективности и энергосбережения ФТС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долгополов И.С., Тучин В.Т. Топологэксергетический метод анализа энергосбережения физико-технологических систем// Промышленная теплотехника. Т.25 – 2003. – №24. – С.116-118.
2. Долгополов И.С., Тучин В.Т. Обобщенная эксергодиссипативная функция как основа топологэксергетического анализа физико-технологических систем/ Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Т.5. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2002. – С.67-71.
3. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Тучин С.В. Топологический подход к определению эффективности совмещенных процессов химической реакции и диффузии/ Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. Т.4 – Днепропетровск: НМетАУ. – 2001. – С.20-26.
4. Братута Э.Г., Долгополов И.С., Тучин В.Т. Топологэксергетический подход к оценке энергозатрат в физико-технологических системах// Інтегровані технології та енергозбереження. – 2003. – 4. – С.20-27.
5. Долгополов И.С., Тучин В.Т., Тучина У.Н. Разработка топологэксергетического метода анализа энергосбережения физико-технологических систем// Збірник тез доповідей 4-ї Всеукраїнської науково-методичної конференції “Екологія та інженерія. Стан, наслідки, шляхи створення екологічно чистих технологій”. – Дніпродзержинськ. – 2002. – С.235-236.
6. Долгополов И.С., Никулин А.В., Тучин В.Т. Эксергетический аспект в системе фундаментальных уравнений ФТС// III Всеукраинская научная конференция «Математические проблемы технической механики» (материалы конференции). – Днепродзержинск. – 2003. – С.49.
7. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. Энергетические аспекты топологэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС). Часть 1// Інтегровані технології та енергозбереження. – 2004. – №4. – С.81-89.

8. Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. Энергетические аспекты топологоэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС). Часть I // Интеграція технології та енергозбереження. – 2005. – №4. – С.36-42.
9. Долгополов И.С., Тучин В.Т., Шрамко О.А. Новые узлы разделения в тополого-эксергетическом методе моделирования физико-технологических систем (ФТС) // Математическое моделирование. – 2003. – № 1(9). – С.56-60.
10. Кафаров В.В., Дорохов И.Н. Системный анализ процессов химической технологии. Основы стратегии. – М.: Наука, 1976. – 500с.
11. Кафаров В.В., Дорохов И.Н. Системный анализ процессов химической технологии. Топологический принцип формализации. – М.: Наука, 1979. – 394с.
12. Тучин В.Т., Дорохов И.Н., Горбачевич Л.Л. и др. Системный подход к моделированию массообменных процессов разложения карбоната свинца в аппарате фонтанирующего слоя // Материалы второй Всесоюзной научной конференции «Современные машины и аппараты химических производств», Чимкент, 1980. – Т.1. – С.149-152.
13. Тучин В.Т. Системный подход к моделированию газодинамики верхней зоны доменной печи с помощью топологического метода описания физико-химических систем // Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара «Проблемы автоматизированного управления доменным производством», Киев, октябрь, 1983. – С.15.
14. Тучин В.Т., Кафаров В.В., Дорохов И.Н. Новый метод моделирования гидродинамики в аппаратах фонтанирующего слоя с помощью диаграмм связи // Доклады АН СССР. – 1979. – Т.244, №3. – С.79-83.
15. Тучин В.Т., Долгополов И.С. Основы формализма топологоэксергетического метода моделирования физико-технологических систем // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДГТУ. – 2006. – С.202-212.
16. Rosenberg R.C., Karnopp D.C. Introduction to Physical System Dynamics. 1983. McGraw-Hill, Inc. 420p.

УДК 532.542.86.(088.8)

ГОЦУЛЕНКО В.В., к.т.н., доцент
ГОЦУЛЕНКО В.Н., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

ОСОБЕННОСТИ ФЕНОМЕНА РИЙКЕ, ЯВЛЕНИЯ ПОЮЩЕГО ПЛАМЕНИ ХИГГИНСА И ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В ЖРД

Визначено особливості явища збудження коливань теплопідводом. Установлено, що феноменологічне запізнювання згорання палива не є механізмом збудження релаксаційних автоколивань.

Определены особенности явления возбуждения колебаний теплоподводом. Установлено, что феноменологическое запаздывание сгорания топлива не является механизмом возбуждения релаксационных автоколебаний.

Features of the phenomenon of excitation of fluctuations heat supply are determined. It is established, that phenomenological delay of combustion of fuel is not the mechanism of excitation of relaxation self-oscillations.

Введение. Известно, что автоколебания, самовозбуждающиеся из-за теплоподвода, используются во многих областях техники [1]. В тоже время с повышением тепловой нагрузки амплитуды как термоакустических колебаний, так и вибрационного горения возрастают и усиливаются, действующие при этом на конструкцию, становятся разрушительными. Такое явление достаточно сложное, поэтому как его реализация, так и устранение ведутся вслепую [2]. Подавление автоколебаний вибрационного горения в вертикальных камерах сгорания воздухонагревателей доменных печей [3] осуществляется путем многочисленных и зачастую малоэффективных мероприятий с затратой значительных средств и времени. Отработка устойчивости сгорания топлива при создании жидкостных реактивных двигателей (ЖРД) тоже [4] требует громадного количества экспериментов на создаваемом двигателе и его аналогах.

Теоретическое описание рассматриваемого нестационарного режима в ЖРД [4,5] представлено вырожденной системой уравнений [6], необходимое условие периодического решения которой заключается в образовании седлообразной зависимости $p_{kc} = f(Q, W)$ давления в камере сгорания от расхода. Поскольку такая зависимость для камер сгорания ЖРД, приведенная в [4-5], является монотонно падающей, то в уравнение изменения импульса массы было введено феноменологическое запаздывание сгорания – механизм неустойчивости Л.Крокко [2]. Ввиду того, что классическая модель волновых процессов [1] также не может объяснить причину феномена Рийке – возбуждения колебаний теплоподводом, то в этой же монографии по аналогии предложен механизм запаздывания их возбуждения, но только объемной релаксации.

Исходя из того, что подведенная теплота изменяет силы, действующие в колебательном контуре, в работе [7] была предложена напорная характеристика теплоподвода и, таким образом, описание термоакустических колебаний свелось к системе уравнений теории помпажа [8]. Это позволило установить основные причины возбуждения как феномена Рийке, так и явления поющего пламени Хиггинса при постоянной мощности теплового потока, заключающиеся в образовании нисходящих ветвей на зависимостях от расхода гидравлического сопротивления по длине канала и теплового сопротивления [7], а затем и ряд других механизмов [9].

Постановка задачи. Целью данной работы является определение с помощью математического моделирования особенностей и закономерностей, присущих автоколебаниям в трубе Рийке и в ЖРД, а также определение влияния феноменологического запаздывания на возбуждение релаксационных автоколебаний обусловленных теплоподводом. Ее решение заключается в численном интегрировании полной системы уравнений механики газов, которая дополнена уравнением энергии.

Результаты работы. Уравнения движения в генераторе колебаний Рийке. Подвод теплоты в вертикальной открытой с двух сторон трубе (рис.1) создает сквозное движение, в котором могут возбуждаться автоколебания как феномена Рийке, так и поющего пламени Хиггинса.

Согласно первому закону термодинамики для потока между сечениями 1-1 и 2-2 (рис.1) его уравнение можно записать в виде:

$$q + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{W_1^2}{2} + gZ_1 + u_1 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{W_2^2}{2} + gZ_2 + u_2 + \Delta h_T, \quad (1)$$

где Δh_T – потери напора [2], обусловленные теплоподводом, ρ_1, ρ_2 – плотности среды перед и после электроспиральи, осуществляющей теплоподвод. Обозначим величины давлений заторможенного потока $p_1^* = p_1 + \frac{\rho_1 W_1^2}{2}$ и $p_2^* = p_2 + \frac{\rho_2 W_2^2}{2}$ и учитывая, что

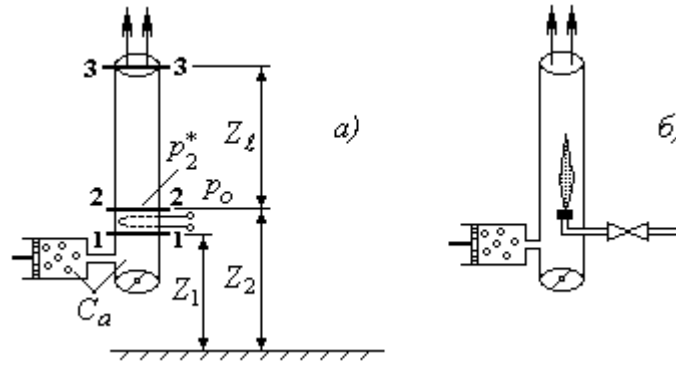


Рисунок 1 – Схема генератора колебаний Рийке с включением в него сосредоточенного аккумулятора массы с подводом теплоты: а) от электроспирали; б) со сжиганием газообразного топлива, когда проявляется поющее пламя Хиггинса [12]

для идеального газа $q = c_p(T_2 - T_1)$ – тепловой поток в изобарном процессе, а $u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$, уравнение (1) запишем в таком виде:

$$\Delta h_T = R(T_2 - T_1) + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{W_1^2}{2} - \left(\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{W_2^2}{2} \right) - g\Delta Z,$$

из которого определим величину потерь давления $h_T = \frac{\rho_1}{2} (W_1^2 - W_2^2) - \rho_1 g\Delta Z$.

Уравнение изменения импульса массы в потоке нагретого воздуха согласно [9-11], учитывая, что $p_3^* + \rho_o gZ_\ell = p_o$ (рис.1), определяется уравнением

$$L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q, W) - p_o + p_2^*, \quad (2)$$

где $H(Q, W) = A(Q, W) - h_\ell - h_T$, $A(Q, W) = gZ_\ell(\rho_2 - \rho_o)$, h_ℓ – гидравлические потери по длине канала, $L_a = \rho_2 Z_\ell / S$ – акустическая масса, S – площадь сечения трубы Рийке, W – тепловой поток, выделяемый от электроспирали или при сгорании топлива.

Исключим величину давления p_2^* в уравнении (2), тогда

$$L_a \frac{dQ}{dt} = H(Q, W) - p_o + p_1^* - h_{cnp}(Q), \quad (3)$$

поскольку $p_1^* - p_2^* = h_{cnp}(Q)$ (рис.1). Введением переменной $P = p_o - p_1^*$ уравнение (3) окончательно можно записать в виде [9]:

$$L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q, W) - P, \quad (4)$$

в котором $F(Q, W) = A(Q, W) - h_\ell - h_{cnp} - h_T$ – напорная характеристика колебательно-го контура при изобарном подводе теплоты, h_{cnp} – потери давления при обтекании электроспирали нагревателя, $P = p_o - p_1^*$, $h_T = \frac{\rho_2(W_1^2 - W_2^2)}{2}$ – потери давления из-за теплоподвода.

Уравнение баланса массы в акустической емкости перед нагревателем [9-11]:

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q - Q_{ex}, \quad (5)$$

где расход Q_{ex} определяется из уравнения $P = k_{др} Q_{ex}^2$, т.е. $Q_{ex} = \varphi(P)$, $k_{др}$ – коэффициент гидравлических потерь дросселя на входе (рис.1) в генератор колебаний.

Акустическая гибкость [8] $C_a = \frac{V}{\rho_0 c_0^2}$ емкости перед нагревателем существенно больше емкости трубы с нагретым воздухом, величиной которой можно пренебречь, т.к. C_a еще может быть управляемой величиной (рис.1).

Таким образом, нестационарные движения в трубе Рийке как системе с дискретными параметрами описываются системой уравнений, которая формально совпадает с уравнениями теории помпажа.

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q, W) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \varphi(P). \end{cases} \quad (6)$$

Необходимым условием периодического решения системы уравнений (6), как это доказано в монографии [8], является наличие восходящей ветви на характеристике $F(Q, W)$, образование которой определяется нисходящими ветвями $h_T(Q)$ и $h_\ell(Q)$, что было обосновано в работах [7, 9, 11].

При подводе теплоты из-за сгорания топлива [4-5] проявляется феноменологическое запаздывание процесса сгорания, а подвод теплоты W от электроспирали характеризуется запаздыванием объемной релаксации [1]. В связи с этим система уравнений (6) преобразуется в форму с запаздывающим аргументом:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q, W) - P, \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q - \varphi(P(t - \tau)). \end{cases} \quad (7)$$

Напорная характеристика теплоподвода $F(Q, W)$ и ее составляющие, пренебрегая малыми величинами $\frac{\rho_2(W_1^2 - W_2^2)}{2}$ и $\rho_2 g \Delta Z$ изображены на рис.2.

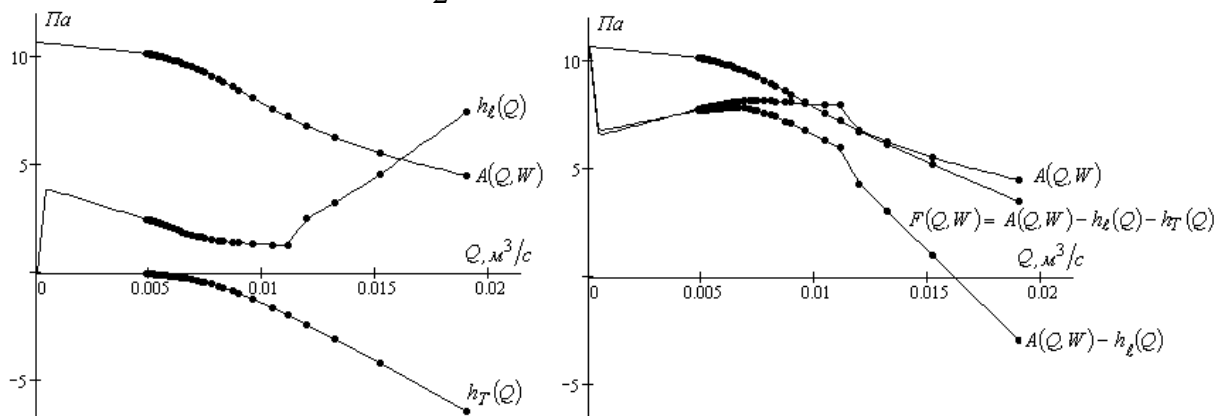


Рисунок 2 – Зависимость давления подъемной силы $A(Q, W)$, гидравлических потерь по длине $h_\ell(Q)$, потерь $h_T(Q)$, возникающих из-за теплоподвода, и напорная характеристика $F(Q, W)$ при тепловом потоке $W = 2кВт$

Известно, что амплитуды гармонических колебаний, возникающих при теплоподводе, возрастают при увеличении запаздывания τ [9], но его влияние на релаксационные колебания не исследовано.

Закономерности близких к гармоническим форм колебаний в трубе Рийке. На рис.3 изображены предельные циклы таких колебаний, представляющие замкнутое изолированное решение уравнения интегральных кривых [8] для системы (6):

$$\frac{dP}{dQ} = \frac{Q(t) - \varphi(P)}{F(Q, W) - P} \cdot \frac{L_a}{C_a} \quad (8)$$

Построенные в работе напорные характеристики $F(Q, W)$ трубы Рийке (рис.1, а) при различных мощностях нагревателя W имеют одну нисходящую ветвь при малых расходах, а другую – при больших расходах (рис. 3) и соединяются восходящей ветвью, на которой образуются предельные циклы небольших размеров в ее начале и ее конце. При переходе от одного такого цикла к другому наблюдается вначале его увеличение, а затем уменьшение и исчезновение на падающей ветви. Это порождает известную закономерность изменения амплитуды колебаний, экспериментально обнаруженную Леманом [7]. Такая же закономерность изменения амплитуды колебаний, близких к гар-

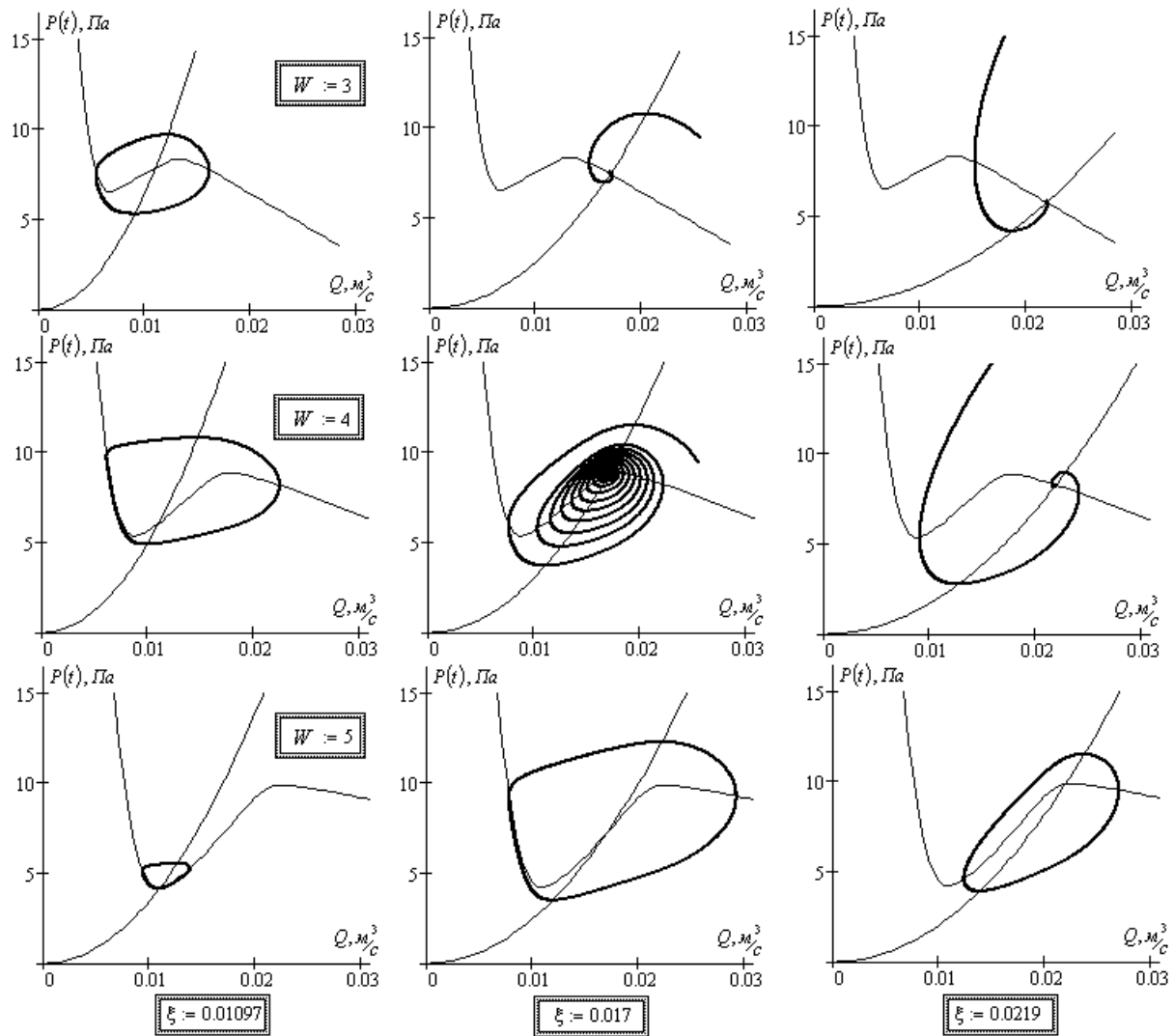


Рисунок 3 – Предельные циклы для ряда значений ξ , m^3/c расхода при дискретном изменении мощности W , кВт теплового потока феномена Рийке

моническим, имеет место и при изменении мощности нагревателя [11]. При этом в соответствии с рис.3 устойчивый режим, находящийся на нисходящей ветви зависимости $F(Q,W)$ при малых расходах, с уменьшением мощности W осуществляет переход через восходящую ветвь $F(Q,W)$ на нисходящую ветвь, которая расположена в области больших расходов. Обратный переход из устойчивой падающей ветви характеристики $F(Q,W)$ при больших расходах на такую же ветвь при малых расходах происходит с увеличением мощности нагревателя. В процессе такого перемещения изменяющегося режима, определяемого заданными значениями расхода ξ на восходящей ветви, образовавшийся предельный цикл вначале увеличивается, а затем уменьшается и исчезает.

Особенности релаксационных термоакустических колебаний. При снижении волнового сопротивления $Z = \sqrt{L_a/C_a}$ увеличением емкости C_a до определенного значения Z^* [9] образуется предельный цикл неизменных амплитуд колебаний (рис.4), который остается неизменным для всех $Z \leq Z^*$. В работе [11] было установлено, что такой предельный цикл с увеличением мощности теплового потока возрастает. Наблюдаемая при этом закономерность возрастания амплитуд колебаний в вертикальных камерах горения доменных печей [3] не позволяет осуществить повышение температуры дутья. В монографиях [4, 5] решения уравнений неустойчивости горения в ЖРД не были получены, авторы определяли только условия линейной устойчивости стационарных режимов. Способ численного построения решений системы уравнений с запаздывающим аргументом (7) был обоснован в работе [9]. Благодаря этому, удалось установить существенные особенности решений системы уравнений (7) явления поющего пламени. Так, например, было установлено, что наличие феноменологического запаздывания τ небольших величин, реально наблюдаемых в практике, существенно увеличивает предельный цикл гармонических автоколебаний, а их амплитуды соответственно возрастают. Предельный цикл релаксационных автоколебаний, не изменяющийся при уменьшении волнового сопротивления, также остается неизменным и с увеличением запаздывания τ .

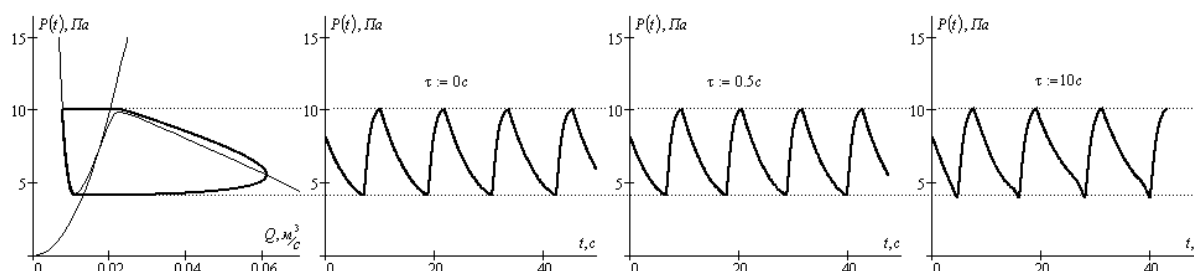


Рисунок 4 – Предельные циклы релаксационных автоколебаний поющего пламени Хиггинса при различных значениях запаздывания τ

Амплитуды таких колебаний от величины τ не зависят, что проиллюстрировано на рис.4.

При отсутствии восходящей ветви на напорной характеристике теплоподвода $F(Q,W)$ или когда рабочий режим выбран на падающей ее ветви система (7) с запаздыванием τ периодических решений не имеет, что проиллюстрировано на рис.5.

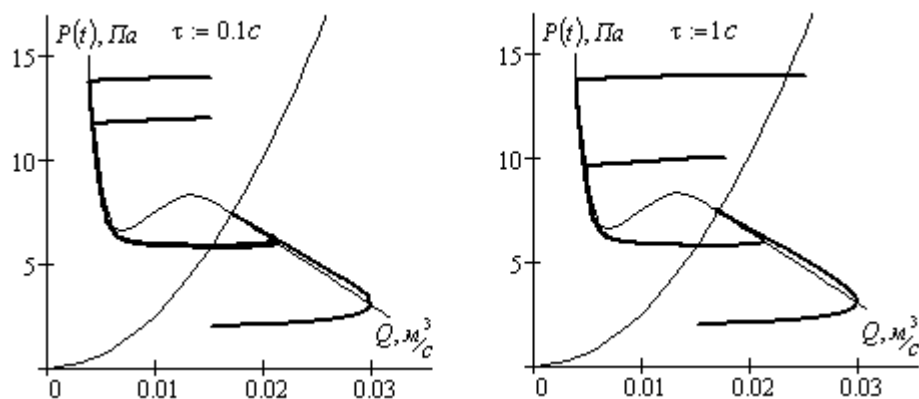


Рисунок 5 – Иллюстрация устойчивости стационарного режима явления Хиггинса при наличии запаздывания τ

Стационарное состояние рабочего режима является устойчивым (рис.5) и с увеличением запаздывания τ не изменяется. Таким образом, явление феноменологического запаздывания сгорания топлива не является механизмом возбуждения автоколебаний поющего пламени.

Система уравнений нестационарных режимов в ЖРД [13] является следующей:

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ}{dt} = F(Q, W) - p_c, \\ C_a \frac{dp_c}{dt} = Q(t - \tau) - \varphi(p_c) \end{cases}, \quad (9)$$

в которой p_c – давление перед соплом Лавая, отличается от системы (7) слагаемыми во втором уравнении.

Релаксационные автоколебания такой системы от малых величин τ не зависят, но с увеличением его значений происходит своеобразная деформация предельного цикла, которая приводит к возрастанию амплитуд колебаний (рис.6).

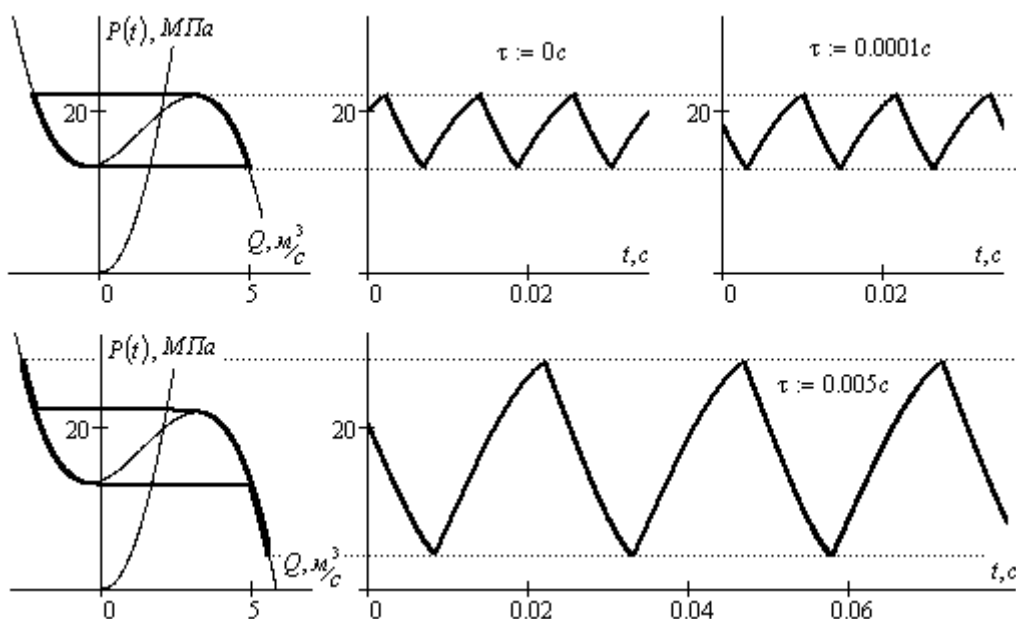


Рисунок 6 – Предельные циклы релаксационных автоколебаний в ЖРД при различных значениях τ запаздывания

В случае отсутствия восходящей ветви на напорной характеристике $F(Q, W)$ в системе уравнений (9) автоколебания возникают из-за механизма запаздывания Л.Крокко. Колебания, генерируемые этим механизмом, обладают свойствами, отличными от автоколебаний, обусловленных изменением напора при теплоподводе. Так, в частности, амплитуды таких колебаний возрастают с уменьшением акустической гибкости C_a камеры сгорания и имеют своеобразное изменение от акустической массы L_a .

Выводы.

1. Впервые описание феномена Рийке и явления поющего пламени Хиггинса представлено системой уравнений механики газов, содержащей напорную характеристику теплоподвода, для построения которой было использовано уравнение первого закона термодинамики для потока.
2. Введение напорной характеристики теплоподвода позволяет математическим моделированием установить закономерности явления возбуждения колебаний теплоподводом в политропных процессах.
3. Система уравнений феномена Рийке и явления поющего пламени Хиггинса формально совпадает с уравнениями теории помпажа. Необходимым условием образования периодического решения у рассматриваемой системы уравнений является наличие восходящей ветви на напорной характеристике. Введение в систему феноменологического запаздывания на образование ее периодического решения, соответствующего релаксационным автоколебаниям, влияния не оказывает.
4. Релаксационные автоколебания в ЖРД с возрастанием феноменологического запаздывания τ увеличиваются по амплитуде, что связано с соответствующей деформацией предельного цикла.
5. Определен характер деформации предельных циклов и соответствующих им колебаний при изменении мощности теплового потока, а также величины феноменологического запаздывания сгорания в явлении Хиггинса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н.М., Белик Н.П., Польшин А.В. Термоакустические колебания газожидкостных потоков в сложных трубопроводах энергетических установок. К. – Д.: Высшая школа, 1985. – 160с.
2. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. М.: Физматгиз, 1961. – 500с.
3. Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Каштанова С.П., Калугин Я.П., Советкин В.П. Доменные воздухонагреватели. М.: Металлургия, 1982. – 176с.
4. Артамонов К.И. Термогидроакустическая устойчивость. М.: Машиностроение, 1982. – 216с.
5. Натанзон М.С. Неустойчивость горения. М.: Машиностроение, 1986. – 248с.
6. Мищенко Е.Ф., Розов Н.Х. Дифференциальные уравнения с малым параметром и релаксационные колебания. М.: Наука, 1975. – 247с.
7. Гоцуленко В.В. Совершенствование генераторов термоакустических колебаний и теплотехнологических агрегатов: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Киев: ИТТФ НАНУ. – 2005.
8. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. М.: Машиностроение, 1974. – 264с.
9. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах// Математическое моделирование. – РАН. – 2005. – Т.17. – № 11. – С.16.

10. Гоцуленко В.В. К проблеме управления релаксационными колебаниями “поющего” пламени// ИФЖ.. – 2007. – Т. 80. – № 3. – С.129.
11. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке// Математическое моделирование. – РАН. – 2004. – Т.16. – № 9. – С.23-28.
12. Higgins B. On the sound produced by a current of hydrogen gas passing through a tube// Journal Natural Philosophy, Chemistry and the Arts. 1802, vol 1, p. 129.
13. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Математическое моделирование общесистемных колебаний в ЖРД на унитарном топливе// Математическое моделирование. – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2007. – 1(16). – С.28-32.

УДК 665.521.001.17

ЯЛОВОЙ Н.И., д.т.н., профессор
ОВСИЕВСКИЙ А.А.,* директор комбината

Днепродзержинский государственный технический университет
*Запорожский государственный комбинат «Звезда»

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ЛИКВИДАЦИИ ПОТЕРЬ НЕФТЕПРОДУКТОВ ПРИ ХРАНЕНИИ

Робота містить деякі результати досліджень, спрямованих на ліквідацію втрат нафтопродуктів від випаровування при зберіганні та перевантаженні на нафтобазах.

Работа содержит некоторые результаты исследований, направленных на ликвидацию потерь нефтепродуктов от испарения при хранении и перевалке на нефтебазах.

This work contains some results of researches directed to liquidation of losses of oil products when saving and reloading them at the oil bases.

Введение. Нефтепродукты, которые могут храниться на нефтебазах (НБ) являются сложными многокомпонентными жидкостями и подразделяются на светлые (бензины, керосины, дизельные топлива и др.), масла и темные нефтепродукты (мазуты и др.).

Основные потери нефтепродуктов, приносящие значительный материальный ущерб, составляют потери от испарений в резервуарах.

Наибольшее испарение наблюдается у бензинов. Потери бензинов в 50...100 раз выше, чем у керосинов и дизельных топлив в одинаковых с ними условиях. Смазочные материалы и темные нефтепродукты практически не испаряются.

В настоящее время проводится большое количество специальных организационных и технических мероприятий, целью которых является борьба с потерями и их сокращение. К таким мероприятиям относятся: уменьшение объема газового пространства резервуаров, хранение нефтепродуктов с высоким давлением насыщенных паров под избыточным давлением, флегматизация газового пространства резервуаров и сокращение колебаний его температуры, регенерация паров, выходящих из резервуаров, применение дисков отражателей, рациональный выбор и правильная эксплуатация резервуарного парка.

В той или иной форме некоторые из этих мероприятий реализованы в существующих типах резервуаров, которые используются в практике хранения нефтепродуктов:

- резервуары наземные стальные обычного типа:
 - вертикальные;
 - горизонтальные;
- наземные резервуары специальных типов:
 - резервуары с плавающими металлическими понтонами;
 - резервуары с плавающими понтонами из полимерных материалов;
 - резервуары с плавающей крышей;
 - резервуары повышенного давления:
 - сферические;
 - сфероидальные (каплевидные);
 - цилиндрические резервуары со сферической крышей и днищем;
 - цилиндрические резервуары со сферической крышей;
 - резервуары с дышащей крышей (газосборники).
- подземные (заглубленные) резервуары:
 - резервуары траншейного типа;
 - казематные подземные резервуары;
 - железобетонные подземные резервуары;
- резиноканевые резервуары;
- хранилища в соляных куполах и горных выработках и др.

Постановка задачи. Для хранения светлых нефтепродуктов большое распространение получили в настоящее время наземные вертикальные сварные (РВС) и горизонтальные сварные (РГС) резервуары различной вместимости.

Все эти резервуары оборудуются соответствующей арматурой, а также предохранительными и дыхательными клапанами. Предохранительные клапаны ограничивают повышение давления в резервуарах емкостью 5000...10000 м³ выше 2000 Па, а дыхательные клапаны исключают образование разрежения менее 200...400 Па. Необходимость применения предохранительного оборудования диктуется соображениями исключения разрушения резервуара в результате изменения атмосферных условий. Для иллюстрации рассмотрим следующий пример.

Предположим, что емкость имеет постоянный объем паровоздушной смеси V , м³ (имеется в виду смесь пара нефтепродуктов и воздуха при температуре T К). Принимая в первом приближении эту смесь как идеальный газ, запишем для нее уравнение состояния

$$pV = mRT, \quad (1)$$

где p – давление в газовом пространстве, Па;

m – масса газа, кг;

R – газовая постоянная паровоздушной смеси, определяемая как

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu_{см}}, \text{ Дж/кг К};$$

$R_{\mu} = 8314,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль К}}$ – универсальная газовая постоянная;

$\mu_{см} = r_1\mu_1 + r_2\mu_2 + \dots + r_i\mu_i$ – средняя молярная масса смеси, кг/кмоль;

r_i – объемная доля i -того компонента смеси;

μ_i – молярная масса i -того компонента.

В результате изменения атмосферных условий температура смеси повысилась и приобрела значение T_1 . Новое уравнение состояния запишется

$$p_1V = mRT_1. \quad (2)$$

Разделив уравнение (2) на уравнение (1), получим новое значение давления

$$p_1 = p \frac{T_1}{T}. \quad (3)$$

Приращение давления определится как

$$p_1 - p = \Delta p = p \frac{T_1}{T} - p = p \left(\frac{T_1}{T} - T \right) = p \frac{\Delta t}{T}, \quad (4)$$

где $\Delta t = T_1 - T$ – приращение температуры.

Диапазон возможного изменения давления в РВС ограничен настройками дыхательного (-400 Па) и предохранительного (1800 Па) клапанов, составляя 2200 Па. Он исчерпывается при изменении средней температуры паровоздушной смеси на 5,8-6,7 °С. Изменение температуры больше, чем на 5,8-6,7 °С приводит к открытию дыхательного или предохранительного клапанов и сопровождается всасыванием воздуха в РВС или выбросом паровоздушной смеси в атмосферу.

Чем больше интервал между давлениями настройки дыхательного и предохранительного клапанов, тем меньше продолжительность времени, в течение которого они открыты. Величины давлений настройки дыхательного и предохранительного клапанов определяются прочностью и устойчивостью РВС. Например, при изменении средней температуры парогазовой смеси на 40°С изменение давления составит 13200 Па, что приведет к появлению силы, действующей на крышу РВС. При этих условиях на крышу РВС-5000, площадь которой составляет примерно 400 м², будет действовать сила, равная 5,28 МН. Такое усилие разрушит крышу РВС-5000. Создание резервуаров большой вместимости, рассчитанных на высокие давления паровоздушной смеси, проблематично.

Важным направлением сокращения потерь нефтепродуктов при хранении в РВС является применение емкостей переменного объема. В эти емкости отводится паровоздушная смесь при ее выбросах из РВС. При уменьшении давления в РВС смесь возвращается в него из емкостей переменного объема.

Особое внимание в настоящее время уделяется использованию мягких резервуаров газгольдеров (МРГ) [1], чему посвящена данная работа.

Результаты работы. Для того, чтобы исключить потери от малых дыханий, необходимо газовые полости РВС с помощью газоуравнительной системы (ГУС) соединить с мягким резервуаром газгольдером достаточного объема.

При охлаждении паровоздушной смеси давление в газовой полости РВС уменьшается, и паровоздушная смесь перетекает из МРГ в РВС. Паровоздушная смесь все время находится в замкнутом объеме и не попадает в атмосферу. Объем МРГ изменяется за счет изменения его формы. По мере поступления парогазовой смеси МРГ достигает максимального объема, дальнейшее изменение его формы прекращается и в нем начинается повышение давления. При дальнейшем повышении давления в МРГ его вместимость увеличивается незначительно, но при этом возрастают напряжения в материале оболочки. С целью обеспечения безопасной работы и увеличения срока его службы МРГ в магистрали подвода паровоздушной смеси ставится отсечной клапан магистрали подвода паровоздушной смеси. При достижении в МРГ давления 50...100мм водяного столба он отключает его от магистрали подвода паровоздушной смеси.

Оценим потребную величину таких объемов.

Допустим, что паровоздушная смесь с температурой T , объемом V , давлением p и массой m в результате нагревания при постоянном давлении приобрела новые значения температуры и объема, соответственно T_1 и V_1 . Имеем два уравнения состояния [2]:

$$pV = mRT, \quad (5)$$

$$pV_I = mRT_I. \quad (6)$$

Решая совместно эти уравнения, получим

$$V_I = V \frac{T_I}{T}. \quad (7)$$

Соответственно имеем изменение объема

$$\Delta V = V_I - V = V \frac{T_I}{T} - V = V \left(1 - \frac{T_I}{T} \right) = V \frac{\Delta t}{T}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что потребное изменение переменного объема при постоянном давлении прямо пропорционально изменению температуры и начальному объему газовой полости.

Объем ΔV паровоздушной смеси, попавшей в МРГ, дополнительно нагревается на температуру, равную Δt_1 , что приводит к увеличению объема паровоздушной смеси в МРГ на ΔV_1 :

$$\Delta V_1 = \frac{\Delta V \cdot \Delta t_1}{T_I}. \quad (9)$$

Таким образом, потребный объем МРГ V_m составит сумму вытесненного в него объема ΔV паровоздушной смеси и объема, на который она расширится в МРГ, ΔV_1 при нагреве на Δt_1 .

$$V_m = \Delta V + \Delta V_1 = \Delta V \left(1 + \frac{\Delta t_1}{T_I} \right), \quad (10)$$

$$V_m = V \frac{\Delta t}{T} \left(1 + \frac{\Delta t_1}{T_I} \right) = V \left(\frac{\Delta t}{T} + \frac{\Delta t \Delta t_1}{T T_I} \right). \quad (11)$$

Например, при нагреве паровоздушной смеси на $\Delta t = 30^\circ\text{C}$, $T = 303^\circ\text{K}$ газовой полости РВС $V = 2000 \text{ м}^3$ объем паровоздушной смеси увеличится на

$$\Delta V = \frac{V \Delta t}{T} = \frac{2000 \cdot 30}{303} = 200 \text{ м}^3.$$

Нагрев МРГ на $\Delta t_1 = 15^\circ\text{C}$ вызовет увеличение его объема на

$$\Delta V_1 = \frac{\Delta V \Delta t_1}{T_I} = \frac{200 \cdot 15}{333} = 9,1 \text{ м}^3.$$

Потребный объем МРГ составит

$$V_m = \Delta V + \Delta V_1 = 200 + 9,1 = 209,1 \text{ м}^3$$

или

$$\begin{aligned} V_m &= V \frac{\Delta T}{T} \left(1 + \frac{\Delta t_1}{T_I} \right) = V \left(\frac{\Delta t}{T} + \frac{\Delta t \Delta t_1}{T T_I} \right) = 2000 \frac{30}{303} \left(1 + \frac{15}{333} \right) = \\ &= 2000 \cdot 0,11 \cdot 0,45 = 209 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Правильно выбранный объем МРГ обеспечит компенсацию расширения паровоздушной смеси, находящейся в газовой полости РВС.

При движении паровоздушной смеси по ГУС происходит падение напора и давления между МРГ и РВС.

Соответственно имеем [3]:

$$\Delta h = \kappa h_{\text{дин}} + h_{\text{геом}}, \text{ м} \quad (12)$$

и потери давления

$$\Delta p = \kappa p_{\text{дин}} + p_{\text{геом}}, \text{ Па}, \quad (13)$$

где $\kappa = \sum \xi_i + \kappa_{\text{тр}}$ – общий коэффициент гидравлических сопротивлений;

i – количество местных сопротивлений;

ξ_i – коэффициент i -го местного сопротивления;

$\kappa_{тр} = \lambda \frac{l}{d}$ – коэффициент потерь на трения;

λ – коэффициент трения внутренней поверхности магистрали;

l – длина магистрали, м;

d – внутренний диаметр магистрали, м;

$$h_{дин} = \frac{\omega^2}{2g} = \frac{Q^2}{2F^2 g} = \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} = 0,0827 \frac{Q^2}{d^4};$$

$\omega = \frac{Q}{F}$ – скорость потока, м/с;

Q – расход потока, м³/с;

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения потока, м²;

$h_{геом}$ – геометрический напор;

$$p_{дин} = \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = 0,8114 \frac{\rho Q^2}{d^4} \text{ – динамическое давление потока, Па;}$$

g – ускорение свободного падения, м/с²;

ρ – плотность газовой смеси, кг/м³;

$p_{геом} = \rho g h_{геом}$ – геометрическая составляющая давления, Па.

Выводы. 1. Объем малых дыханий определяется степенью заполнения РВС нефтепродуктом, т.е. суммарным объемом газовых полостей РВС.

2. Объем МРГ должен выбираться из условия защиты максимального объема газовых полостей резервуарного парка для данных условий эксплуатации.

3. Параметры труб магистралей газоуравнительной системы, соединяющей газовые полости РВС и МРГ, должны обеспечить прохождение максимальных расходов паровоздушной смеси с перепадом давления, не вызывающего срабатывания дыхательных и предохранительных клапанов РВС.

4. Паровоздушная смесь, перетекая из РВС в МРГ и обратно, не контактирует с воздухом атмосферы, и поэтому концентрация ее все время остается значительно выше пожаро- и взрывоопасной.

5. Паровоздушная смесь, перетекая из РВС в МРГ и обратно, не выбрасывается в атмосферу и поэтому не загрязняет окружающую среду.

6. Паровоздушная смесь, перетекая из РВС в МРГ и обратно, не контактирует с воздухом и поэтому нефтепродукт не обводняется и не загрязняется механическими примесями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левинин С.В. Мягкие резервуары для хранения и транспортировки нефтепродуктов. – М.: ЦНИИТЭнефтехим. – 1993. – №2. – 76с.
2. Карпов Л.К., Пьянков А.А. и др. Заправочное оборудование МО СССР, 1976. – 174с.
3. Овсиевский А.А., Яловой Н.И., Греков В.Ф., Пьянков А.А. Разработка системы ликвидации потерь нефтепродуктов от испарения при хранении и перевалке на нефтебазах. – Днепропетровск: ДДТУ. – 2006. – 64с.

*Запорожский государственный комбинат «Звезда»
Днепродзержинский государственный технический университет

ЛИКВИДАЦИЯ ПОТЕРЬ НЕФТЕПРОДУКТОВ ПРИ БОЛЬШИХ ДЫХАНИЯХ

У роботі наведені деякі аспекти збереження нафтопродуктів при заповненні резервуарів на нафтобазах.

В работе приведены некоторые аспекты сохранения нефтепродуктов при заполнении резервуаров на нефтебазах

This work presents some aspects of saving petroleum products when filling in reservoirs at oil bases.

Введение. Большие дыхания представляют собой выбросы в атмосферу смеси воздуха и паров нефтепродукта при заполнении резервуаров на нефтебазах. Расход выбрасываемой паровоздушной смеси равен производительности насоса жидкого нефтепродукта. В опорожняемую емкость поступает атмосферный воздух. Это вызывает испарение нефтепродукта, которое происходит до тех пор, пока не наступит равновесная концентрация паров в газовой полости опорожняемой емкости [1].

Постановка задачи. Потерь нефтепродукта при больших дыханиях можно избежать. Для этого нужно соединить с газоуравнительной системой газовой полости емкостей, участвующих в процессе перекачивания нефтепродукта. Схема такого соединения приведена на рис. 1 [2].

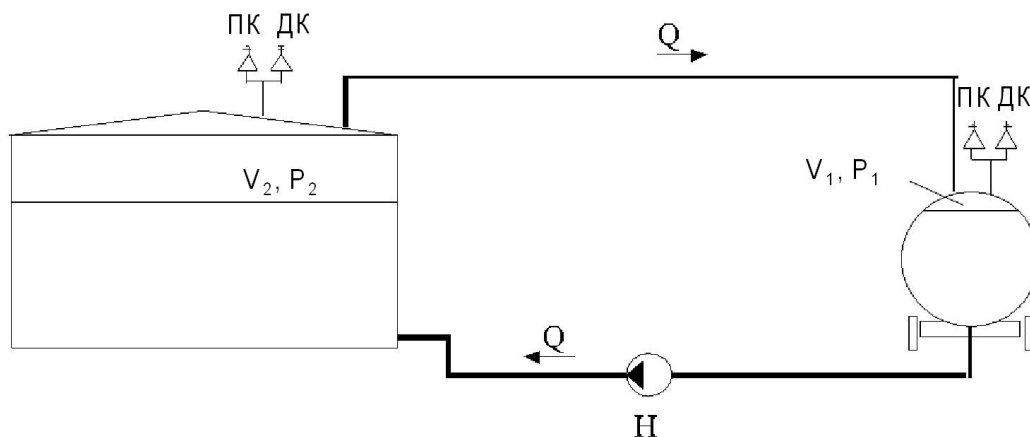


Рисунок 1 – Схема обвязки резервуаров при перекачивании нефтепродукта

В установившемся режиме насос Н с объемной производительностью Q перекачивает продукт из емкости 1 в емкость 2. Паровоздушная смесь с тем же расходом Q вытесняется из емкости 2 в емкость 1. Перетекание паровоздушной смеси обеспечивается перепадом давления $\Delta p = p_2 - p_1$. При сливе продукта из резервуара 1 в нем создается разрежение, которое должно быть меньше настройки давления дыхательного клапана $p_{ДК}$. Поступающий в резервуар 2 продукт создает давление, которое должно быть меньше настройки предохранительного клапана $p_{ПК}$.

Определим закон изменения во времени давления в емкости 2, в которую закачивается нефтепродукт. Принимая температуру системы T на протяжении перекачивания постоянной, имеем для изотермического процесса

$$pV = const, \quad (1)$$

где p – давление; V – объем паровоздушной смеси.

Дифференцируя (1) по времени τ , имеем

$$\frac{V dp}{d\tau} + \frac{p dV}{d\tau} = 0 \quad \text{или} \quad V \frac{dp}{d\tau} = -Qp, \quad (2)$$

поскольку $\frac{dV}{d\tau} = Q$ – расход смеси.

В дальнейшем индексы 1 и 2 имеют отношение к 1-й и 2-й емкостям соответственно.

Тогда имеем

$$V_1 = V_{10} + Q\tau; \quad V_2 = V_{20} - Q\tau, \quad (3)$$

где V_{10} и V_{20} – начальные объемы емкостей.

Из соотношения (2) следует:

$$\frac{dp}{p} = \left(-\frac{Q}{V_0 + Q\tau}\right)d\tau. \quad (4)$$

Введем обозначения: $a_1 = \frac{Q}{V_{10}}$ и $a_2 = \frac{Q}{V_{20}}$.

Решение дифференциального уравнения (4) имеет следующий вид: для первой емкости

$$\ln p_1 = -\ln(1 + a_1\tau) + \ln C_1, \quad (5)$$

а для второй

$$\ln p_2 = -\ln(1 - a_2\tau) + \ln C_2, \quad (6)$$

где $p_1(\tau)$ и $p_2(\tau)$ – давление в емкостях 1 и 2.

Постоянные C_1 и C_2 находим, полагая, что в начальный момент ($\tau = 0$) давление в обеих емкостях равно атмосферному (т.е. p_a). Тогда $C_1 = p_a$ и $C_2 = p_a$.

После потенцирования выражений (5) и (6) соответственно находим:

$$p_1(\tau) = \frac{p_a}{1 + a_1\tau}; \quad p_2(\tau) = \frac{p_a}{1 - a_2\tau}. \quad (7)$$

Результаты работы. Перепад давлений, необходимый для обеспечения перетекания паровоздушной смеси с расходом Q , составляет

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{p_a}{1 - a_2\tau} - \frac{p_a}{1 + a_1\tau}. \quad (8)$$

Разрешив это уравнение относительно τ , найдем время, необходимое для возникновения необходимого перепада давления между емкостями:

$$\tau_k = \frac{-0,5(a_2 - a_1)\Delta p + (a_1 + a_2)p_a - \sqrt{B}}{a_1 a_2 \Delta p}, \quad (9)$$

где $B = (a_1 + a_2)(a_1\Delta p^2 + a_1p_a^2 - 2a_1p_a\Delta p + a_2\Delta p^2 + a_2p_a^2 + 2a_2p_a\Delta p)$.

Используя уравнение (9), найдем давления в газовых полостях емкостей, при которых установится требуемый перепад давлений:

- для первого резервуара

$$p_1 = \frac{p_a}{1 + a_1\tau_k}, \quad (10)$$

- для второго резервуара

$$p_2 = \frac{p_a}{1 - a_2 \tau_k}. \quad (11)$$

При этом должно выполняться условие $p_1 > p_{ДК}$; $p_2 < p_{ПК}$.

Пример. Производится перекачивание нефтепродукта из железнодорожной цистерны в резервуар. Определить параметры изменения давления в газовых полостях емкостей.

Исходные данные: $Q = 360 \text{ м}^3/\text{час}$; $V_{10} = 60 \text{ м}^3$; $V_{20} = 1000 \text{ м}^3$;
 $\Delta p = 300 \text{ Па}$; $p_a = 10^5 \text{ Па}$; $p_{ДК} = -400 \text{ Па}$; $p_{ПК} = 2000 \text{ Па}$.

Порядок решения.

Определяем величины a_1 и a_2 :

$$a_1 = \frac{Q}{3600 \cdot V_{10}} = \frac{360}{360 \cdot 60} = 1,667 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1};$$

$$a_2 = \frac{Q}{3600 \cdot V_{20}} = \frac{360}{3600 \cdot 1000} = 10^{-4} \text{ с}^{-1}.$$

По формуле (9) находим $\tau_k = 1,703 \text{ с}$.

В конце такого периода времени в газовых полостях емкостей установятся избыточные давления:

$$p_1 = \frac{p_a}{1 + a_1 \tau_k} - p_a = -282,971 \text{ Па};$$

$$p_2 = \frac{p_a}{1 - a_2 \tau_k} - p_a = 17,029 \text{ Па}.$$

Как видим, в обеих емкостях установилось давление, которое меньше настройки дыхательных и предохранительных клапанов.

Если при прочих равных условиях перепад давления на газовой магистрали окажется равным $\Delta p = 500 \text{ Па}$, то из расчетов следует $\tau_k = 2,843 \text{ с}$; $p_1 - p_a = -471,564 \text{ Па}$; $p_2 - p_a = 28,436 \text{ Па}$. При этом в газовой полости первой емкости установится давление, меньшее давления настройки дыхательного клапана $p_{ДК}$ и он откроется. В газовой полости второй емкости установится давление, меньшее давления настройки предохранительного клапана $p_{ПК}$ и он останется закрытым. Чтобы избежать открытия дыхательного клапана и попадания атмосферного воздуха в емкость 1, необходимо уменьшить потери давления на газовой магистрали путем увеличения ее диаметра.

Выводы. 1. Скорость изменения давления в газовой полости резервуара зависит от начального объема газовой полости и производительности насоса жидкого нефтепродукта.

2. Объем больших дыханий определяется объемом нефтепродукта, поступившего в емкость.

3. Газовая магистраль, соединяющая газовые полости резервуаров, должна обеспечить прохождение паровоздушной смеси при заданном ее расходе с перепадом давления на ней, который не приводит к срабатыванию дыхательных и предохранительных клапанов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абузова Ф.Ф. и др. Борьба с потерями нефти и нефтепродуктов при их транспортировании и хранении. – М.: Недра, 1981. – 248с.
2. Овсиевский А.А., Яловой Н.И. и др. Разработка системы ликвидации потерь нефтепродуктов от испарения при хранении и перевалке на нефтебазах. – Днепропетровск: ДДТУ, 2006. – 64с.

УДК 66.041:62-503.55

КАЧАН Ю.Г., д.т.н., профессор
НИКОЛЕНКО А.В., к.т.н., доцент
СТЕПКИН В.В., ассистентНациональная металлургическая академия Украины
Запорожская государственная инженерная академия**О СИНТЕЗЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ
ДЛЯ ЗАДАЧ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ**

У статті запропоновано використати результати планованого обчислювально-го експерименту на адекватній технологічній моделі для отримання поліноміальної моделі, придатної для задач керування.

В статье предлагается использовать результаты планированного вычислительного эксперимента на адекватной технологической модели для получения полиномиальной модели, пригодной для задач управления.

In the article it is suggested to draw on the results of the planned calculable experiment on an adequate technological model for the receipt of polinomial'noy model, suitable for the tasks of management.

Введение. Нагрев металла является важнейшей технологической операцией, в значительной мере определяющей экономические показатели технологии прокатки в целом. Распределение температур по сечению заготовки, обеспечивающее необходимую пластичность металла, должно быть достигнуто за определенное время без чрезмерного перегрева поверхности металла.

В [1-4] представлены составляющие технологической модели рассматриваемого объекта управления применительно к методической печи с шагающими балками ЛПЦ-1700 завода ММК им. Ильича.

Постановка задачи. В работе рассматривается возможность получения динамической полиномиальной модели работы методической печи, пригодной для решения задач оптимизации [5].

Результаты работы. Решить указанную задачу можно двумя путями: первый – проведение исследований на действующей печи, что в настоящее время невозможно по ряду причин, к тому же это слишком дорогостоящая процедура, второй подход – использование разработанной авторами технологической имитационной модели методической печи [1-4], адекватность которой подтверждена результатами пассивного эксперимента, и проведение на ней вычислительных исследований.

Используем планирование эксперимента для указанных исследований методической печи. Промышленный процесс, связанный с нагревом металла, можно охарактеризовать некоторыми факторами. При этом есть некоторый выходной параметр y_i (температура металла на рассматриваемом i -м шаге), который зависит от переменных (факторов) x_1, x_2, \dots, x_n . Нам необходимо выяснить характер этой зависимости.

К учитываемым факторам, которые оказывают влияние на процесс нагрева металла относим: x_{1i}, \dots, x_{15i} – зональный расход топлива (b); $\sum_0^{i-1} X_{1t}l(i-1) \dots \sum_0^{i-1} X_{1t}l5(i-1)$ – предыстория по расходу топлива; x_{2i} – расход воздуха (n); x_{3i} – теплота сгорания топли-

ва (Q_{np}); X_{4i} – вес металла (Q_M); X_{5i} – марки стали (M); X_{6i} – температура посяда металла в печь ($T_{п}$); X_{7i} – температура окружающей среды (T_{cp}); X_{8i} – доля времени открытия загрузочного окна (T_3); X_{9i} – доля времени открытия разгрузочного окна (T_p).

Интервалы нижнего и верхнего уровней варьирования для вышеуказанных факторов представлены в табл.1. Если каждый фактор X_{ni} варьировать на указанных двух уровнях, то полное число всех возможных их сочетаний составит $N = 2^n$, где n – число факторов.

Так как в рассматриваемом объекте – методическая печь – практически все параметры изменяются во времени, то он является динамическим.

Таблица 1 – Интервалы возможного варьирования факторов

	X_{1t1i}	X_{1t2i}	X_{1t3i}	X_{1t4i}	X_{1t5i}	$\sum_0^{i-1} X_{1t1(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t2(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t3(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t4(i-1)}$
	$b, \text{ МДж/кг}$								
-	8	8	6	4	2	8	8	6	4
+	10	10	8	5	4	10	10	8	5
	$\sum_0^{i-1} X_{1t5(i-1)}$	X_{2i}	X_{3i}	X_{4i}	X_{5i}	X_{6i}	X_{7i}	X_{8i}	X_{9i}
	$b, \text{ МДж/кг}$	n	$Q_{np}, \text{ МДж/м}^3$	Q_M, T	$M, \%$	$T_{п}, ^\circ\text{C}$	$T_{cp}, ^\circ\text{C}$	$T_3, \%$	$T_p, \%$
-	2	1	20	1	0,1	20	-20	0	0
+	4	1,5	40	13	1	800	40	1	1

При этом время нагрева заготовки металла состоит из времени ее нахождения в зонах печи: рекуперативной, разогрева, нагрева 1, нагрева 2 и методической. Таким образом, мы как бы условно уже разделили время нагрева металла на 5 отрезков.

В этом случае переменными будут

$$X_{1t1}, X_{1t2}, X_{1t3}, X_{1t4}, X_{1t5}, \sum_0^{i-1} X_{1t1(i-1)}, \sum_0^{i-1} X_{1t2(i-1)},$$

$$\sum_0^{i-1} X_{1t3(i-1)}, \sum_0^{i-1} X_{1t4(i-1)}, \sum_0^{i-1} X_{1t5(i-1)}, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8, X_9,$$

и нам необходимо провести $N = 2^{(18)} \approx 262144$ опыта.

Матрица планирования в данном случае содержит 18 столбцов и 262144 строки и имеет вид:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	X_{1t1i}	X_{1t2i}	X_{1t3i}	X_{1t4i}	X_{1t5i}	$\sum_0^{i-1} X_{1t1(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t2(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t3(i-1)}$	$\sum_0^{i-1} X_{1t4(i-1)}$
1	+	-	+	-	+	-	+	-	+
2	-	-	-	+	-	+	-	+	-
3	+	+	+	+	+	+	-	-	-
.
.
.
262144	-	-	-	-	-	-	+	+	+
	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	$\sum_0^{i-1} X_{1t5(i-1)}$	X_{2i}	X_{3i}	X_{4i}	X_{5i}	X_{6i}	X_{7i}	X_{8i}	X_{9i}
1	+	+	+	+	+	-	-	-	-
2	-	-	-	+	-	+	-	-	+
3	-	+	-	+	-	+	+	-	+
.
.
.
262144	+	+	+	+	+	+	+	-	+

Искомый полином $Y_i = f\left(\begin{matrix} - \\ X \end{matrix}\right)$ представляет собой линейную модель вида:

$$\begin{aligned}
 Y_i = & b_1 \cdot X_{1t1i} + b_2 \cdot X_{1t2i} + b_3 \cdot X_{1t3i} + \\
 & + b_4 \cdot X_{1t4i} + b_5 \cdot X_{1t5i} + \\
 & b_6 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t1(i-1)} + b_7 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t2(i-1)} + \\
 & + b_8 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t3(i-1)} + b_9 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t4(i-1)} + b_{10} \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t5(i-1)} + \\
 & + b_{11} \cdot X_{2i} + b_{12} \cdot X_{3i} + b_{13} \cdot X_{4i} + b_{14} \cdot X_{5i} + b_{15} \cdot X_{6i} + \\
 & + b_{16} \cdot X_{7i} + b_{17} \cdot X_{8i} + b_{18} \cdot X_{9i}
 \end{aligned}$$

По результату обработки экспериментальных данных определены его неизвестные коэффициенты и соответственно их влияние на процесс нагрева металла:

$$\begin{aligned}
 Y_i = & 7,927 \cdot X_{1t1i} + 5,627 \cdot X_{1t2i} + 4,037 \cdot X_{1t3i} + \\
 & + 4,1 \cdot X_{1t4i} + 1,55 \cdot X_{1t5i} + 7,9 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t1(i-1)} + \\
 & + 5,6 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t2(i-1)} + 5,42 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t3(i-1)} + \\
 & + 4,1 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t4(i-1)} + 3,72 \cdot \sum_0^{i-1} X_{1t5(i-1)} + \\
 & + 61,3 \cdot X_{2i} + 9,34 \cdot X_{3i} - 7,97 \cdot X_{4i} + 12,96 \cdot X_{5i} + \\
 & + 0,31 \cdot X_{6i} + 2,51 \cdot X_{7i} - 52,3 \cdot X_{8i} - 21,45 \cdot X_{9i}
 \end{aligned}$$

Выводы. Ввиду значительных технических трудностей, возникающих при реализации планированного эксперимента на действующей печи по нагреву металла, и большого объема необходимых экспериментов получить динамическую модель указанного процесса, пригодную для использования в системах управления, целесообразно путем вычислительных экспериментов на его известной и адекватной технологической ёмодели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алгоритм расчета процесса горения топлива в методической печи/ Ю.Г.Качан, А.В.Николенко, В.В.Степкин// Теория и практика металлургии. – 2007. – №2-3. – С.131-134.
2. Расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве методической печи/ Ю.Г.Качан, А.В.Николенко, В.В.Степкин// Теория и практика металлургии. – 2007. – №4-5. – С.77-78.
3. Моделирование процесса нагрева металла в методической печи/ Ю.Г.Качан, А.В.Николенко, В.В. Степкин// Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2007. – №5. – С.74-76.
4. Алгоритм расчета теплового баланса методической печи/ Ю.Г.Качан, А.В.Николенко, В.В.Степкин// Металлургия: Наукові праці ЗДІА. – 2007. – Вип.16. – С.120-126.
5. Математическая модель методической печи с позиции управления/ Ю.Г.Качан, А.В.Николенко, В.В.Степкин// Гірничя електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник. – 2007. – Вип.78. – С.81-84.