

## Секция 2

## Эффективность теплоэнергетических установок и систем

УДК 621.039. 621.311

**Метод расчета показателей надежности теплофикационных парогазовых установок в системах теплоэнергоснабжения***М.С. Анкудинова, Е.А. Ларин, Л.А. Сандалова**Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.,**г. Саратов, Россия**E-mail:larin@sstu.ru*

Разработан комплекс математических моделей расчета показателей надежности структурно сложных многофункциональных комбинированных установок в системах теплоэнергоснабжения. Комплекс позволяет решать ряд практических задач по обеспечению надежности систем теплоэнергоснабжения

Общие положения. Одним из обязательных условий создания и функционирования теплоэнергоснабжающих систем является обеспечение заданной (оптимальной) надежности энергоснабжения потребителей. Под надежностью систем теплоэнергоснабжения понимается управляемое их свойство обеспечивать потребителей тепловой и электрической энергией необходимого качества в требуемом в данный момент времени в соответствии с графиками энергопотребления количестве в течение определенного периода времени и недопущение ситуаций, опасных для людей и окружающей среды. Теплофикационные парогазовые установки (ПГУ) и системы теплоэнергоснабжения (СТЭ) на их основе относятся к классу структурно сложных многофункциональных восстанавливаемых систем. Многофункциональность обусловлена не только комбинированным характером производства различных видов энергии и энергоносителей (электроэнергия, технологический пар, горячая вода), но и энергообеспечением различных потребителей, каждый из которых предъявляет специфические требования по надежности. Ключевым вопросом надежности СТЭ и теплофикационных ПГУ является понятие отказа. Отказы СТЭ, ПГУ в целом и их элементов следует делить на отказы работоспособности и функционирования. Первая категория отказов связана с переходом элемента, установки или системы в момент времени  $t$  из работоспособного состояния в неработоспособное (или частично неработоспособное). Отказы функционирования связаны с тем, что система в данный момент времени  $t$  не обеспечивает (или частично не обеспечивает) заданный потребителем уровень энергоснабжения (электрической или тепловой мощности). Очевидно, что отказ работоспособности элемента, установки не означает отказа функционирования и наоборот.

Выбор показателей надежности ПГУ. Указанные положения определяют выбор показателей надежности (ПН) теплофикационных ПГУ и СТЭ. Известны [1,2] единичные ПН - интенсивность отказов -  $\lambda(t)$ , интенсивность восстановлений -  $\mu(t)$ , вероятность безотказной работы в течение периода времени  $t$  -  $P(t)$ , вероятность восстановления за период времени  $t$  -  $F(t)$ , а также комплексные ПН - динамический коэффициент готовности или его стационарное значение  $k_r = \mu / (\mu + \lambda) = \text{const}$  при  $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$  и  $\mu(t) = \mu = \text{const}$ . Интегральным показателем надежности СТЭ является коэффициент обеспеченности  $\pi = 1 - M\{\Delta W\} / W_{пл}$ , где  $M\{\Delta W\}$  - математическое ожидание недоотпуска потребителю энергии за плановый период работы  $T_{пл}$ ;  $W_{пл}$  - плановый отпуск потребителю энергии за этот же период времени.

Приведенные комплексные и интегральные показатели надежности зачастую не позволяют корректно решать задачи обеспечения надежности энергоснабжения потребителей. Так, например, заданное (оптимальное) значение коэффициента обеспеченности  $\pi$ , определяемое через недоотпуск потребителям энергии, может быть достигнуто различным уровнем дефицита мощности и продолжительности. Однако ущерб потребителя определяется не только недоотпуском, например, электроэнергии, но и глубиной отключения мощности. Для учета этого положения предложен динамический вероятностный показатель надежности СТЭ, учитывающий как полные и частичные отказы работоспособности ПГУ и СТЭ, так и отказы функционирования - коэффициент эффективности функционирования системы  $k_3(t)$ , рассчитываемый по формуле

$$k_{\gamma}(t) = P(t, \Phi \geq \Phi_{\gamma}) P(t, \Phi_{\gamma} \geq \Phi_{tr}),$$

где первый множитель есть вероятность того, что в момент времени  $t$  значение выходного эффекта системы (уровень мощности)  $\Phi$  будет не ниже некоторого заданного значения  $\Phi_{\gamma}$  и определяется структурой СТЭ, ПН отдельных ее элементов, принятыми способами резервирования и т.д.; второй - вероятность того, что в момент времени  $t$  величина выходного эффекта  $\Phi_{\gamma}$  будет не ниже требуемого графиком нагрузок потребителя  $\Phi_{tr}$ , т.е. определяется графиками потребления электрической и тепловой энергии.

Применение указанного показателя обуславливает возможность и целесообразность применения методов декомпозиции при расчете надежности структурно сложных СТЭ, позволяет анализировать СТЭ как с позиции ее структуры, так и с точки зрения обеспечения графиков энергопотребления.

Решение задачи оптимального способа обеспечения заданных (оптимальных) значений ПН систем энергоснабжения требует разработки иерархически построенной системы моделей расчета ПН энергоустановок и СТЭ.

Метод расчета ПН теплофикационных ПГУ. Для комбинированных теплофикационных парогазовых ТЭЦ, предназначенных в общем случае для выработки электроэнергии, технологического пара и горячей воды, характерна взаимосвязь вырабатываемых видов энергии. Это приводит к необходимости расчета взаимозависимых ПН по отпуску каждого из видов вырабатываемой энергии.

Эволюция состояний установки представляется последовательностью случайных величин периодов работоспособности  $t_p$  и восстановлений  $t_b$ , т.е.  $t_{p1}, t_{b1}, t_{p2}, t_{b2}, \dots, t_{pn}, t_{bn}$ . Если состояние  $i$ -го элемента ПГУ в момент времени  $t$   $X_i(t)$ , то состояние установки описывается графом вида

$$X(t) = \{X_1(t), X_2(t), \dots, X_i(t), \dots, X_n(t)\}.$$

Установка полностью работоспособна если  $X(t) = \{1, 1, \dots, 1, \dots, 1\}$ . Для расчета ПН ПГУ необходимо определить вероятности и время нахождения установки во всех возможных состояниях. Настоящая методика базируется на использовании марковской модели эволюции состояний системы, в основе которой лежит описание ее функционирования с помощью марковского процесса с дискретным множеством состояний и непрерывным временем. Основой предпосылки использования марковской модели является принятие экспоненциальных законов распределения времени работы и восстановления. В случае, когда реальные законы распределения величин  $t_p$  и  $t_b$  отличны от экспоненциального, необходимо эти распределения можно представить кусочно-постоянными функциями с постоянными значениями  $\lambda$  и  $\mu$ .

Если ПГУ состоит из  $n$  элементов, то в матричном виде система дифференциальных уравнений расчета вероятностей всех возможных состояний примет вид

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \Lambda(t)P(t), \quad (1)$$

где  $\Lambda(t)$  - матрица интенсивностей переходов;  $P(t)$  - вектор-столбец вероятностей состояний.

Для решения системы (1) разработан и реализован комплекс расчетных программ, использующий метод Рунге-Кутты.

Для расчета ПН ПГУ ее структурная схема представляется в виде  $n$  ( $i=1, n$ ) последовательно соединенных агрегированных блоков, каждый из которых содержит  $L_i = M_i + P_i$  элементов, где  $M_i$  и  $P_i$  - соответственно, число рабочих и резервных элементов  $i$ -го блока. Матрица возможных состояний установки представляется в виде совокупности вершин и дуг. Вершины состояний характеризуются  $(n+k)$ -мерным графом вида

$$\{X_1^z, X_2^z, \dots, X_n^z, X_p^z, \dots, Q_p^z, N_p^z, B_r^z\} = \{X_n^z, N_n^z, Q_n^z, B_r^z\}, \quad (2)$$

$$z = 1, Z; i = 1, n; r = 1, R$$

где  $Z$  - число возможных состояний установки;  $n$  - число выделенных агрегированных блоков;  $R$  - число видов теплоносителя, отпускаемых установкой;  $X_i^z$  - число отказавших элементов  $i$ -го блока в  $z$ -м состоянии;  $Q_p^z, N_p^z$  - соответственно, располагаемая производительность по отпуску  $r$ -го вида теплоносителя в  $z$ -м состоянии и электрическая мощность;  $B_r^z$  - расход топлива в ПГУ на выработку электрической и тепловой энергии.

Процедуры формирования совокупности состояний энергоустановки, матрицы интенсивностей переходов и решения системы дифференциальных (алгебраических) уравнений

изменения вероятностей состояний формализованы и представлены в виде комплекса расчетных программ. Каждому возможному состоянию установки с определенными в результате решения системы уравнений (1) вероятностями соответствуют определенные уровни выходного эффекта энергоустановки по отпуску электрической  $N_p^z$  и тепловой  $Q_p^z$  энергии. Представляя требуемые условия функционирования ПГУ в виде детерминированной кусочно-постоянной функции  $N_{sj}(j=1,G)$  и  $Q_{sj}(j=1,G)$ , все множество состояний ПГУ можно разделить на подмножества. Одно из них ( $z \in S^+$ ) характеризуется уровнями работоспособности  $N_p^z \geq N_s$  и  $Q_p^z \geq Q_p$ , а другое ( $z \in S^-$ ) состояниями отказа работоспособности или отказа функционирования, т.е.  $N_p^z < N_s$  и  $Q_p^z < Q_p$ .

Если вероятности состояний ПГУ определены, то вероятность нахождения установки в совокупном состоянии  $S^+$ , т.е. коэффициент готовности по отпуску электрической мощности и тепловой производительности по отношению к фиксированному уровню работоспособности за период времени  $t$  определится по формулам

$$P_H(t) = K_r^z(N_s, t) = \sum_{z \in S^+} P_z(N_p^z > N_s, t) = 1 - \sum_{z \in S^-} P_z(N_p^z < N_s, t), \quad (3)$$

$$P_H(t) = K_r^z(Q_s, t) = \sum_{z \in S^+} P_z(Q_p^z > Q_s, t) = 1 - \sum_{z \in S^-} P_z(Q_p^z < Q_s, t). \quad (4)$$

Среднеинтегральные значения коэффициентов готовности за период  $T$  составят

$$K_r^z(N_s) = \frac{1}{T} \int_0^T K_r^z(N_s, t) dt, \quad K_r^z(Q_s) = \frac{1}{T} \int_0^T K_r^z(Q_s, t) dt. \quad (5)$$

Среднее значение параметра потока отказов ПГУ определится как сумма произведений вероятностей отказов работоспособности на интенсивность переходов системы из области соответствующих работоспособных состояний  $S^+$  в неработоспособное состояние  $S^-$ , т.е.

$$\omega^z(t) = \sum_{z \in S^+} \left[ P_z(t) \sum_{z \in S^-} \lambda_{ij} \right], \quad \omega^z(t) = \sum_{z \in S^+} \left[ P_z(t) \sum_{z \in S_0} \lambda_{ij} \right]. \quad (6)$$

Подмножество состояний  $S^+$  содержит состояния с различной располагаемой мощностью ( $N_s, N_p, N_u$ ) и производительностью ( $Q_s, Q_p, Q_u$ ). Для учета частичных отказов энергоустановки можно рассчитать коэффициент готовности по формулам

$$K_r^z(t) = \sum_{z \in S^+} P_z(t) \bar{N}^z; K_r^z(t) = \sum_{z \in S^+} P_z(t) \bar{Q}^z, \quad (7)$$

где  $\bar{N}^z, \bar{Q}^z$  - уровень относительной электрической и тепловой мощности установки в  $z$ -м состоянии.

Теоретический анализ выражений (1-7) показывает, что ПН теплофикационных ПГУ по отпуску различных видов энергии являются взаимозависимыми. Расчетно-теоретическими исследованиями установлено, что величины динамических значений  $K_r^z(t)$  и  $K_r^z(t)$  достигают стационарных значений через относительно небольшой период времени, который зависит от значений интенсивностей отказов и восстановлений элементов установки. Это обстоятельство означает, что в практических расчетах можно пользоваться стационарными значениями указанных ПН.

Таким образом, разработанная вероятностная модель расчета показателей надежности комбинированных многоцелевых теплоэнергетических установок в системах теплоэнергоснабжения может быть использована для решения большого круга конкретных задач оптимизации схем и параметров комбинированных теплоэнергетических установок и систем, а также определения эффективности различных способов резервирования для обеспечения заданных показателей надежности энергообеспечения.

#### Список используемой литературы:

1. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС: Учеб. пособие для теплоэнергетических и энергомашиностроительных вузов / Г.П. Гладышев, Р.З. Аминов, В.З. Гуревич и др. // Под ред. А.И. Андрущенко. – М.: Высш. шк. – 1991. – 303 с.
2. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. – М.: Наука, – 1985. – 524 с.

3. Ларин Е.А. Вероятностная модель расчета показателей надежности теплофикационных парогазовых установок в системах теплоэнергоснабжения // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2010. – № 9 - 10. – С. 8 – 10.

УДК 621.1

**Оценка состояния системы теплоснабжения на примере пгт. Ясногорск,  
Забайкальского края**

*М.С. Басс, А.В. Варавка, А.А. Мирошникова*

*Забайкальский государственный университет, г. Чита, Россия*

*E-mail: bms77@mail.ru*

В статье произведена оценка состояния системы теплоснабжения на примере пгт. Ясногорск Забайкальского края. Приведен анализ применения современных теплоизоляционных материалов в системах теплоснабжения.

Теплоснабжение – одна из наиболее затратных областей коммунального хозяйства. Состояние тепловой изоляции является важным параметром для оценки эффективности системы транспорта тепла.

Для определения оптимального теплоизоляционного материала был разработан программный комплекс по расчету экономической толщины изоляции и тепловых потерь теплосетей. В нем были использованы нормативные методы разработанные Шубиным Е.П. [1] с учетом методики определения затрат при замене теплоизоляции тепловых сетей для условий Забайкальского края представленной выше.

В качестве примера применения данной методики рассмотрим систему теплоснабжения пгт. Ясногорск. Источником теплоснабжения является Харанорская ГРЭС ОАО «ОГК-3». На выходе с Харанорской ГРЭС на границе балансового раздела, теплоэнергия покупается ОАО «Коммунальник» и используется для нужд отопления и горячего водоснабжения населения поселка, прочих потребителей и собственного производства предприятия.

Система теплоснабжения условно делится на 10 лучей и насчитывает около 120 основных потребителей. Из них 38 многоэтажные жилые здания, на которые приходится основная доля тепловой нагрузки. Общая протяженность участков тепловой сети 16369 м. Материальная характеристика тепловых сетей представлена в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики участков тепловых сетей пгт. Ясногорск.

| Наименование участка теплосети       | Наружный диаметр трубопровода ( $d_n$ , м) | Длина трубопровода (L, м) |
|--------------------------------------|--|---------------------------|
| <b>Воздушная прокладка</b>           |  |                           |
| ХГРЭС - ПНС                          | 0,530                                      | 1702                      |
| Врезка - УТ 33б                      | 0,273                                      | 489                       |
| ГСМ - УТ 2а                          | 0,159                                      | 169,5                     |
| Врезка КНС-2 - КОС                   | 0,108                                      | 2243                      |
| <b>Подземная прокладка</b>           |  |                           |
| ПНС - ТК 6                           | 0,426                                      | 565                       |
| ТК 6 - ТК 12                         | 0,325                                      | 522                       |
| УТ 31 - ТК 26                        | 0,273                                      | 1359,5                    |
| ТК 26 - ТК 43                        | 0,219                                      | 1506                      |
| ТК 1 - УТ 88                         | 0,159                                      | 2880,5                    |
| ТК 34 - УТ 93                        | 0,133                                      | 516,5                     |
| УТ 3 - Диспетчерская                 | 0,108                                      | 1441                      |
| ТК 37 - Общежитие 7                  | 0,89                                       | 609                       |
| УТ 110 - ИМНС                        | 0,76                                       | 862                       |
| УТ 91 – Весенняя, 16                 | 0,57                                       | 1005                      |
| ТК 30 – Багульная, 22                | 0,42                                       | 499                       |
| <b>Итого по надземной прокладке:</b> |  | <b>4 603,5</b>            |
| <b>Итого по подземной прокладке:</b> |  | <b>11 766</b>             |
| <b>Всего по участкам:</b>            |  | <b>16 369</b>             |

Расчетный температурный график системы теплоснабжения 110/80 °С. Центральное регулирование тепловой нагрузки производится на ГРЭС. Расчетное давление на выходе с Харанорской ГРЭС: прямая – 1,05±0,05 МПа, обратная – 0,65±0,05 МПа. Расход сетевой воды на поселок 1100 т/ч. Отопление выполнено по зависимой схеме в основном с элеваторным смещением. Расчетная температура сетевой воды после элеватора 95/70 °С. Необходимая автоматика на системах отопления отсутствует.

Система ГВС – закрытая, подогреватели в основном включены по двухступенчатым схемам (последовательная и смешанная схема). Расчетная температура горячей воды у потребителя 55 °С. Температура нагреваемой воды на входе в подогреватель: 5 °С – зимой, 15 °С – летом. В качестве подогревателей используются кожухотрубные теплообменники. Автоматика на системах ГВС отсутствует.

В ходе расчетов были посчитаны затраты, на приобретение экономически оптимального количества теплоизолятора и покрывного слоя при воздушной и подземной прокладке для различных типов изоляции (рисунок 1). На нём: ППБ - пенополимербетон, ППУ - пенополиуретан, АПБ - армопенобетон, МВ - минеральная вата, ВП - вспененный полиэтилен, ФП - фенольный поропласт.

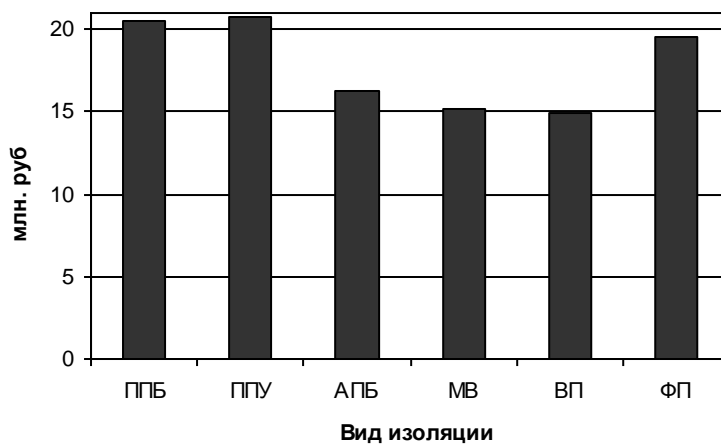


Рис. 1. Денежные затраты, необходимые для приобретения расчетного количества теплоизолятора и покрывного слоя.

Также были оценены тепловые потери в тепловых сетях в денежном эквиваленте, соответствующие существующим нормам и при использовании различных теплоизолирующих материалов (рисунок 2).

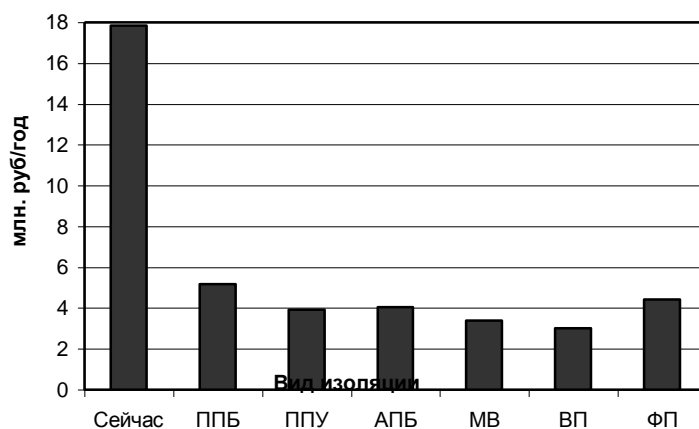


Рис. 2. Суммарные годовые финансовые потери.

В таблице 2 представлены конечные технико-экономические результаты определения оптимального изоляционного материала с оценкой срока окупаемости.

Таблица 2. Экономические показатели при замене теплоизолирующих материалов.

| Материал   | Полные финансовые затраты, млн.руб. | Ежегодная экономия, млн.руб./год | Срок окупаемости, год |
|------------|-------------------------------------|----------------------------------|-----------------------|
| <b>ППБ</b> | 69,67                               | 12,65                            | 5,5                   |
| <b>ППУ</b> | 70,05                               | 13,93                            | 5,0                   |
| <b>АПБ</b> | 61,145                              | 13,78                            | 4,4                   |
| <b>МВ</b>  | 58,918                              | 14,47                            | 4,1                   |
| <b>ВП</b>  | 58,55                               | 14,81                            | 4,0                   |
| <b>ФП</b>  | 67,69                               | 13,42                            | 5,0                   |

На основе расчетов, произведенных на разработанном программном комплексе [2, 3, 4], можно сделать вывод о том, что наиболее эффективным и экономичным из выбранных теплоизоляционных материалов является вспененный полиэтилен. Это подтверждают выводы по значениям тепловых потерь, а также по прибыли и сроку окупаемости. Ему незначительно уступает минераловатная изоляция. Самым нецелесообразным является теплоизолирующий материал из полимерпенобетона, так как у него самые высокие тепловые потери.

Однако, при конечном выборе теплоизоляционного материала, следует исходить не только из вышеприведенных факторов, а также следует учитывать следующие требования, предъявляемые к теплоизоляционным материалам и конструкциям:

1. Эксплуатационная надежность и долговечность.
2. Пожарная и экологическая безопасность.
3. Простота нанесения на трубопроводы.

Вспененный полиэтилен отвечает почти всем этим требованиям. К его недостаткам можно отнести тот факт, что он является наиболее эффективным при применении уже готовых труб в изоляции, а при замене старой изоляции труб - вспененный полиэтилен наиболее трудоемкий и требует определенной подготовки персонала.

Минераловатная изоляция лишена этих недостатков, и хотя её главным недостатком является высокое влагопоглощение, но с применением качественного покрывного слоя и с соблюдением всех норм монтажа, этот недостаток исчезает.

#### Список используемой литературы:

1. Шубин Е.П. Материалы, методы устройства и расчет тепловой изоляции трубопроводов. – М.: – Госэнергоиздат, – 1948.
2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010611085 «Программа определения технико-экономической толщины изоляции». Авторы: Басс М.С., Батухтин А.Г., Варавка А.В.
3. Басс М.С. Методика определения затрат при замене теплоизоляции тепловых сетей: (на примере Забайкальского края) // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2009.– № 3. – С. 42 –48.
4. Басс М.С., Варавка А.В. Выбор оптимального теплоизоляционного материала для тепловых сетей. Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока № 1. – 2012. – С. 269 – 273.

#### Перспективы развития угольной генерации электроэнергии в России и способы их реализации

*Н.Н. Галашов, С.А. Цибульский*

*Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

*E-mail: [gal@tpu.ru](mailto:gal@tpu.ru)*

Проведен анализ развития генерации электроэнергии на угольных электростанциях мира и России. Рассмотрены задачи, которые стоят перед угольной электроэнергетикой России, и прогноз развития

генерации электроэнергии на период до 2030 года, а также основные перспективные направления развития угольной электроэнергетики России.

В мире энергетика на угле уже давно и активно развивается, особенно в таких странах как Китай, США и Индия. Россия, занимающая второе место в мире по запасам угля и пятое место по добыче, в то же время доля угля в производстве электроэнергии составляет всего 25%, и в этом плане существенно отстала от передовых стран мира (рис. 1) [1].

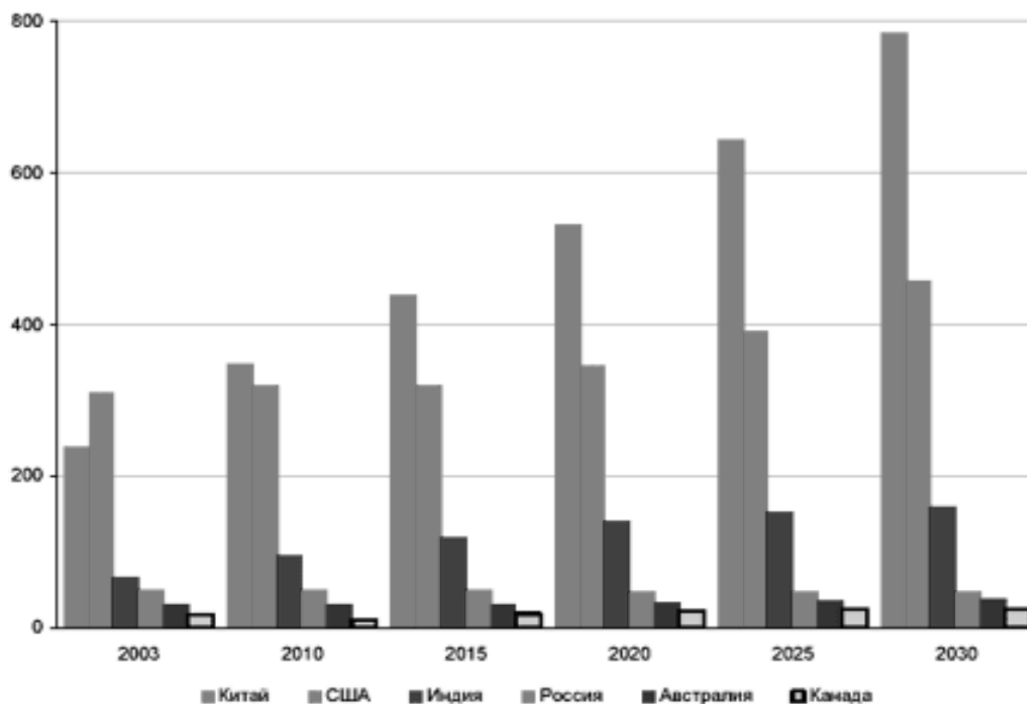


Рис. 1. Динамика установленной мощности угольной генерации ряда стран, млн. кВт.

В настоящее время на угольных электростанциях США и Германии вырабатывается около половины электроэнергии, а в Индии и Китае - более 70 %. При этом производство электроэнергии на угольных электростанциях США в два раза дешевле, чем на ТЭС, сжигающих природный газ.

Одним из главных векторов перспективного развития отраслей топливно-энергетического комплекса, предусмотренным Энергетической стратегией России на период до 2030 года, является переход на путь инновационного и энергоэффективного развития.

Для масштабного развития новой угольной генерации в России необходимо решить ряд специфических для нее задач [1]. Первая группа задач связана с добычей, обогащением и транспортировкой угля. Вторая - с технологиями, оборудованием, решением экологических вопросов, проектными и строительными работами. Третья группа - правильное ценовое соотношение на уголь, газ и электроэнергию.

В свое время Россия занимала одно из первых мест в мире по добыче, обогащению и транспортировке угля. С появлением дешевого газа добыча угля существенно сократилась, а развитие технологий по обогащению и транспортировке угля практически прекратилось. В настоящее время угольная промышленность России в плане добычи угля хорошо оснащена, и добыча сдерживается лишь возможностями реализации угля на внутреннем рынке. Экспортные возможности в связи с большими расстояниями и затратами при транспортировке ограничены, поэтому основное увеличение добычи угля возможно только за счет увеличения доли внутреннего потребления, прежде всего, в электроэнергетике.

По второй группе задач Россия также в свое время стояла на передовых позициях в мире. Но в настоящее время из-за многолетнего отсутствия заказов со стороны энергетиков промышленный выпуск необходимого для новых угольных ТЭС оборудования налажен слабо. Мы существенно отстали по технологии ЦКС, позволяющей сжигать низкосортное твердое топливо, и при этом за счет низкотемпературного сжигания обеспечивает снижение вредных выбросов и не требует установки дорогостоящих громоздких систем очистки. Россия была одной из первых

стран, внедривших суперкритические параметры, но отсутствие заказов остановило этот путь развития. Состояние отечественного машиностроения заставляет задуматься о необходимости импорта оборудования либо закупке за рубежом технологий его производства, т.к. предложения наших заводов по ценам сопоставимы с зарубежными. При этом появляется серьезная угроза, что из-за роста угольной генерации в мире начинает проявляться тенденция нехватки производственных мощностей по изготовлению оборудования за рубежом, и реальна ситуация, что, при необходимости, современное оборудование для угольных станций негде будет заказать. Отсутствие масштабных вводов мощностей ведет к удорожанию стоимости строительно-монтажных работ в электроэнергетике. У нас стоимость строительства в два раза выше, чем в Европе, и в 4-5 раз выше, чем в Китае.

В настоящее время основным тормозом развития угольной генерации России является ценовая неконкурентоспособность угля из-за заниженных регулируемых цен на газ, в то время как цены на уголь формируются исходя из рыночных условий. В странах Западной Европы, где учитываются затраты и потребительские свойства топлива, соотношение цен на газ/уголь/мазут находится на уровне 2/1/2,8. В России это соотношение в 2005 г. составляло 0,8/1/1,7. В настоящее время это соотношение постепенно меняется в сторону повышения цены на газ, но еще существенно отстает от зарубежного. Рыночные механизмы ценообразования должны устранить серьезное искажение внутренних цен на газ и постепенно выводить соотношение цен на энергоносители на уровень, сформировавшийся в передовых странах мира. Один из возможных путей решения цены на уголь – это заключение долгосрочных договоров между угольщиками и РЖД. Альтернативный путь – транспортировать не уголь, а электроэнергию.

В период до 2020 г. в зависимости от вариантов развития экономики страны предполагается ввести 25...60 млн. кВт энергоблоков класса мощностей 660...900 МВт [2]. Необходимость ввода новых высокоэффективных экономичных пылеугольных блоков и модернизации малоэффективных обосновывается существенным ростом электропотребления по стране (рис.2).

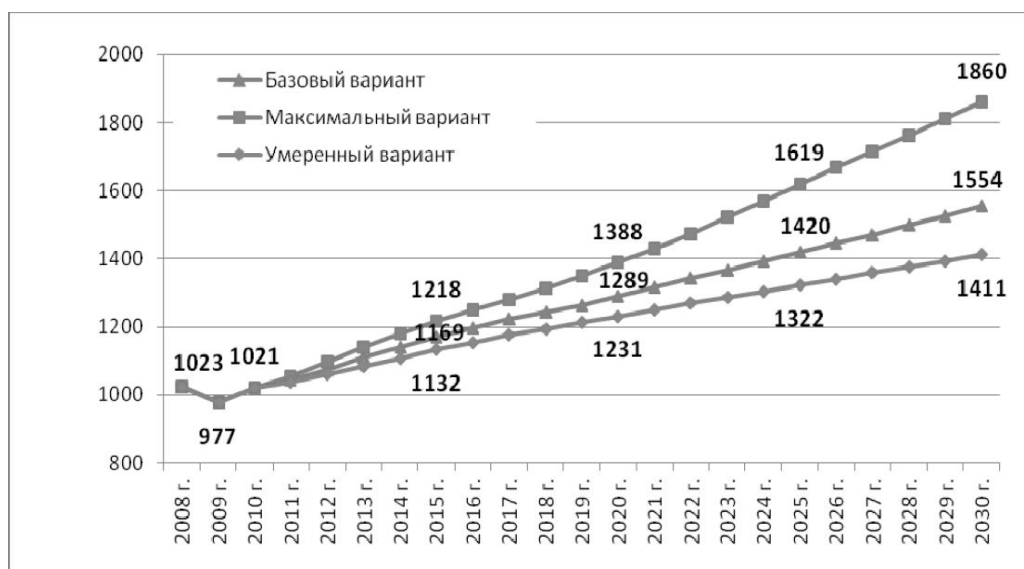


Рис. 2. Прогноз электропотребления Российской Федерации в трех вариантах, млрд. кВт·ч.

Рассмотрим, какие инновационные способы предлагаются для реализации подъема угольной генерации электроэнергии в России [2]:

- Создание и освоение угольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара (ССКП) (30 МПа, 600/600 °С) единичной мощностью 330-660-800 МВт с КПД 44-46 %, а, в перспективе, технологии на ультрасверхкритические параметры пара (35МПа, 700/720 °С), обеспечивающие КПД 51-53 % и угольные ТЭЦ нового поколения единичной мощностью 100-200-300 МВт с использованием различных технологий сжигания топлива.



- Производство электроэнергии и тепла с использованием ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива и использованием синтез-газа единичной мощностью 200-400 МВт с КПД до 50% и перспективные технологии с использованием топливных элементов, обеспечивающие КПД до 60%.

- Технологии экологически чистого использования твердого топлива и газоочистки, обеспечивающие близкие к нулевым выбросы SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, золы и др. ингредиентов, включая улавливание из цикла, компримирование и последующее захоронение CO<sub>2</sub>.

- Мощные мегаваттного класса батареи топливных элементов на природном и синтез-газе для крупноблочной и децентрализованной энергетики с коэффициентом использования теплоты топлива до 90%.

Для достижения данных целей ОАО «ЭнергоМашиностроительный Альянс» совместно с ОАО «Силовые машины» создаются котлы с ЦКС на ССКП для энергоблока 660 МВт 30 МПа, 600/620 °С, котлы с ЦКС на СКП для энергоблока 330 МВт 25 МПа, 565/565 °С, турбина ЛМЗ К-660-26,5 на ССКП, ОПУ ГТУ на твердом топливе 25 МВт [3, 4].

В связи с отсутствием российского оборудования и технологий первые два энергоблока на суперсверхкритические параметры должны быть установлены на Троицкой ГРЭС за период 2010-2015 гг. на основе китайских блоков мощностью 660 МВт. Первый энергоблок должен быть введен в 2014 г.

В результате пуска этого блока предполагается достигнуть следующих основных результатов:

- создание пилотного угольного энергоблока с удельным расходом топлива на выработку электроэнергии на 20 % ниже установленных в настоящее время;

- повышение эффективности электростанции с пилотным блоком, за счет снижения себестоимости электроэнергии производимой этим энергоблоком на 15 % по сравнению с показателями эксплуатируемых в настоящее время угольных энергоблоков;

- повышение экологических показателей электростанции, за счет сокращения воздействия на экосреду пилотным энергоблоком на 20-30 % по сравнению с показателями эксплуатируемых угольных энергоблоков;

Также, рассматривая инновационные способы реализации подъема угольной генерации электроэнергии в России, видим, что для их реализации необходимо использовать газификацию угля, поэтому требуется продолжать и усилить работы в этом направлении.

#### Список используемой литературы:

1. Вагнер А.А., Рубан А.Д., Росляков П.В., Зорябянц Р.В., Петреня Ю.К. Вторая угольная волна / <http://www.raexpert.ru/researches/energy/teploenergetic/4/>.
2. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года./ [http://www.ranipool.ru/images/data/gallery/1\\_8337\\_\\_usloviya\\_elektoenergetiki\\_na\\_period\\_do\\_2030\\_goda.pdf](http://www.ranipool.ru/images/data/gallery/1_8337__usloviya_elektoenergetiki_na_period_do_2030_goda.pdf).
3. Вопросы повышения эффективности генерации энергии: котельные установки и их совершенствование./ [http://vayenshtefan.ru/bioenergie\\_prezent/20\\_%D4%E8%F0%F1%EE%E2\\_%F0%F3%F1.pdf](http://vayenshtefan.ru/bioenergie_prezent/20_%D4%E8%F0%F1%EE%E2_%F0%F3%F1.pdf).
4. Демонстрационные проекты новых технологий в теплоэнергетике/ <http://minenergo.gov.ru/upload/iblock/202/20245f10413efdc00df2b4c1ab118916.pdf>.

#### Расчет экономической эффективности замены парового турбопривода питательного насоса энергоблока К-300-23.5 газотурбинным приводом с учётом ЧДД

*Н.Н. Галашов, Т.К. Бикбов*

*Томский политехнический университет, 634050, г. Томск, Россия*

*E-mail: [gal@tpu.ru](mailto:gal@tpu.ru)*

Приведен технико-экономический расчет замены парового турбопривода питательного насоса энергоблока К-300-23.5 газотурбинным приводом на основе интегральных критериев эффективности. Показано, что срок окупаемости с учетом дисконтирования составляет 5,8 лет, а чистый суммарный дисконтированный доход за 12 лет составит 204,7 млн. руб.

Технические вопросы модернизации схемы блока К-300-23,5 путем замены парового турбопривода питательных насосов газотурбинным двигателем рассмотрены в [1].

В данной работе проведен технико-экономический анализ с учетом дисконтирования [2].

Эффективность энергосберегающих мероприятий определяется системой критериев, отражающих соотношение затрат на проведение мероприятий и результатов получаемых на ТЭС.

В зависимости от масштабности и значимости мероприятий (реконструкция, техническое перевооружение, модернизация, организационно-технические мероприятия) используются простые (без учета фактора времени) или интегральные (дисконтированные) критерии их экономической эффективности.

Простые критерии целесообразно применять при оценке эффективности малозатратных мероприятий, характеризующихся следующим:

- единовременные затраты на проведение мероприятия осуществляются в сроки менее 1 года;

- достигнутые вследствие проведения мероприятия технико-экономические результаты и дополнительные годовые эксплуатационные издержки, вызванные внедрением мероприятия, остаются неизменными в течение последующих лет эксплуатации.

В качестве простых критериев используются:

- годовой прирост чистой прибыли (Для ТЭС входящих в АО – энерго, этот показатель носит условный характер: под ним следует понимать экономию издержек производства. Это сделано с целью удобства и адекватности изложения.);

- срок окупаемости инвестиций.

Первый показатель характеризует абсолютное значение прибыли, остающейся в распоряжении ТЭС а второй – скорость возврата вложенных в мероприятие капитальных вложений.

При разработке крупномасштабных мероприятий следует применять интегральные критерии, рассчитываемые с применением дисконтирования. Дисконтирование – это учет неоднозначности стоимостей в течение расчетного периода. Дисконтирование затрат и результатов осуществляется путем приведения будущих затрат и результатов к нынешнему периоду. Современная стоимость будущей суммы определяется с помощью дисконтирующего множителя.

В качестве интегральных критериев используются:

- чистый дисконтированный доход (ЧДД);
- дисконтированный срок окупаемости инвестиций.

Перечисленные выше критерии – это главные (определяющие) критерии, которые необходимы и, как правило, достаточны для определения эффективности мероприятия. Вместе с тем на практике встречаются случаи, когда требуется учитывать дополнительные факторы, которые могут быть вызваны условиями финансирования, конкуренцией, конъюнктурой и др.

Чистый дисконтированный доход (ЧДД) определяется как разность за расчетный период между стоимостной оценкой технико-экономических результатов и затратами (единовременными и текущими) с учетом налогов и других платежей:

$$\times \ddot{A}\ddot{A} = \sum_{0}^{T_p} (\Delta D_{\delta} - \Delta E_{\gamma\delta} - \hat{E}_{1\delta} - \Delta I_{\delta} + \ddot{E}_{\delta})(1 + \hat{a})^{1-\delta}, \quad (1)$$

где  $T_p$  – расчетный период, рекомендуемый в расчетах эффективности энергосберегающих мероприятий, в пределах 10–15 лет, принимаем 12 лет;  $\Delta P_T$  – стоимостная оценка технико-экономических результатов в году  $T$ , руб/год;  $\Delta I_{ЭТ}$  – дополнительные годовые эксплуатационные издержки в году  $T$ , вызванные проведением мероприятия, без амортизационных отчислений на реновацию, руб/год;  $K_{MT}$  – капитальные вложения в году  $T$  на проведение мероприятия, руб/год;  $\Delta H_T$  – увеличение налогов и платежей в году  $T$ , руб/год;  $L_T$  – ликвидационная стоимость основных фондов в году  $T$ , руб/год;  $(1 + e)^{1-T}$  – коэффициент дисконтирования;  $e = 0,0825$  – норма дисконта, принимаемая с учетом банковских процентов на вклады, инфляции и риска. Критерием эффективности мероприятия является условие: ЧДД > 0.

Для энергоблока К-300-23,5 были проведены расчеты существующей тепловой схемы с паротурбинным приводом питательного насоса и модернизированной с газотурбинным приводом. При этом было принято, что блок работает с числом часов использования установленной

мощности  $h_{\text{год}} = 6500$ ; тариф на отпускаемую электроэнергию  $\text{Ц}_{\text{Э}} = 0,71$  руб/(кВт·ч); в котле и газотурбинном двигателе сжигается газ, цена которого при пересчете на условное топливо  $\text{Ц}_{\text{T}} = 1,5$  руб/кг. В результате расчетов схем были получены следующие показатели. Увеличение вырабатываемой электрической мощности  $\Delta N_{\text{э}} = 12,4$  МВт. Увеличение расхода сжигаемого условного топлива  $\Delta B = 0,16$  кг/с (0,58 т/ч). С учетом расхода электроэнергии на собственные нужды 3,7 % годовой отпуск дополнительной электроэнергии составил  $\Delta W_{\text{отп}} = 77,6$  млн. кВт·ч.

Затраты на осуществление энергосберегающих мероприятий состоят из капитальных вложений (единовременных затрат) и годовых эксплуатационных издержек, вызванных внедрением мероприятия.

I. Капитальные вложения на осуществление мероприятия  $K_{\text{М}}$  складываются из двух составляющих:

$$K_{\text{М}} = K_{\text{М1}} + K_{\text{М2}},$$

где  $K_{\text{М1}}$  – затраты на проведение научно-исследовательских, проектных и конструкторских работ, 9 млн. руб;  $K_{\text{М2}}$  – стоимость строительно-монтажных и наладочных работ, оборудования, материалов, запасных частей и т.п., а также затраты на эксплуатацию в период проведения мероприятия, 209 млн. руб,  $K_{\text{М}} = 9 + 209 = 218$  млн. руб.

II. Суммарные годовые эксплуатационные издержки, вызванные внедрением мероприятия, входят амортизационные отчисления (в случае увеличения стоимости основных фондов) и дополнительные затраты на эксплуатацию (без учета затрат в период внедрения мероприятия):

$$\Delta \text{И}_{\Sigma} = \Delta \text{И}_{\text{АМ}} + \Delta \text{И}_{\text{Э}},$$

где  $\Delta \text{И}_{\text{АМ}}$  – амортизационные отчисления:

$$\Delta \text{И}_{\text{АМ}} = \frac{\alpha_{\text{АМ}}}{100} \cdot K_{\text{М}} = \frac{8,3}{100} \cdot 218 = 18,1 \text{ млн. руб.}$$

где  $\alpha_{\text{АМ}}$  – норма амортизационных отчислений, принимаем 8,3 % при расчете на 12 лет;

$\Delta \text{И}_{\text{Э}}$  – дополнительные эксплуатационные издержки (увеличение расхода топлива, электроэнергии и тепла, затрат на ремонт, заработной платы и др.), руб/год – в нашем случае на увеличение расхода топлива  $\Delta B$ , а остальные издержки в обоих вариантах можно считать одинаковыми.

В ходе расчета экономической эффективности энергосберегающих мероприятий в указанной ниже последовательности определяются следующие показатели:

1. Прирост балансовой прибыли

$$\Delta \text{П}_{\text{Б}} = \Delta W_{\text{отп}} \cdot \text{Ц}_{\text{Э}} - \Delta B \cdot h_{\text{год}} \cdot \text{Ц}_{\text{T}} = 77,6 \cdot 0,71 - 0,58 \cdot 6500 \cdot 1,5 / 1000 = 49,6 \text{ млн. руб.}$$

2. Сумма приростов налогов и отчислений

$$\Delta \text{Н} = g_{\text{н}} / 100 \cdot \Delta \text{П}_{\text{Б}} + g_{\text{и}} / 100 \cdot K_{\text{М}} = 20 / 100 \cdot 49,6 + 2 / 100 \cdot 218 = 14,2 \text{ млн. руб.}$$

здесь  $g$  – процент налогов и отчислений,  $g_{\text{н}} = 20$  % – налог на прибыль и  $g_{\text{и}} = 2$  % – налог на имущество.

3. Годовой прирост чистой прибыли

$$\Delta \text{П}_{\text{ч}} = \Delta \text{П}_{\text{Б}} - \Delta \text{Н} = 49,6 - 14,2 = 35,4 \text{ млн. руб.}$$

4. Простой срок окупаемости единовременных затрат на проведение мероприятия

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{М}}}{\Delta \text{П}_{\text{ч}} + \Delta \text{И}_{\text{АМ}}} = \frac{218}{35,4 + 18,1} = 4,1 \text{ лет.}$$

С учетом того что прибыль и затраты в течение времени меняются из-за изменения цены электроэнергии и топлива, необходимо показатели эффективности определять на основе интегральных критериев.

Для расчета интегральных критериев эффективности прогнозные значения стоимости электроэнергии и топлива по годам взяты по [3]. Принято, что полное вложение капитальных затрат  $K_{\text{М}}$  производится в нулевом году, за который принят 2012. В последующие годы получаем годовой прирост чистой прибыли, которая для года  $T$  определяется как  $\Delta \text{П}_{\text{чT}} = \Delta \text{П}_{\text{БT}} - \Delta \text{Н}_{\text{T}}$ . По этому показателю определяем для года  $T$  годовой прирост дисконтированной чистой прибыли

$$\Delta \text{ДП}_{\text{чT}} = \Delta \text{П}_{\text{чT}} (1 + e)^{1-T},$$

а по нему для каждого года  $T$  суммарный годовой прирост дисконтированной чистой прибыли за предыдущие годы  $\Sigma \Delta \text{ДП}_{\text{чT}}$ . Вычитая из этого показателя  $K_{\text{М}}$  находим чистый дисконтированный доход в  $T$ -ом году ЧДД $_T$ . Расчеты этих показателей приведены в табл.1. Суммы денежных потоков

указанны в млн. руб. Прирост отпуска электроэнергии  $\Delta W_{\text{отп}}$  приведен в млн. кВт·ч; ЦЭ в руб/(кВт·ч);  $\Delta B$  в т/ч; Ц<sub>Т</sub> в руб/кг.

На основе табл. 1 построен график изменения ЧДД<sub>Т</sub> по годам (рис. 1).

Дисконтированный срок окупаемости инвестиций – минимальный временной интервал (от начала осуществления мероприятия), по истечении которого чистый дисконтированный доход становится и в дальнейшем остается положительным. Из рис.1 видим, что в нашем случае срок окупаемости с учетом дисконтирования составляет 5,8 лет. Чистый суммарный дисконтированный доход за 12 лет составит 204,7 млн. руб.

Таблица 1. Расчет ЧДД по годам.

| год                            | 1      | 2      | 3      | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    |
|--------------------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\Delta W_{\text{отп}}$        | 77,6   | 77,6   | 77,6   | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  | 77,6  |
| ЦЭ                             | 0,711  | 0,795  | 0,856  | 0,91  | 0,946 | 1,018 | 1,089 | 1,138 | 1,223 | 1,319 | 1,367 | 1,409 |
| $\Delta B$                     | 0,58   | 0,58   | 0,58   | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  | 0,58  |
| Ц <sub>Т</sub>                 | 1,5    | 1,5    | 1,6    | 1,7   | 1,7   | 1,8   | 1,8   | 1,9   | 2,0   | 2,1   | 2,1   | 2,2   |
| $\Delta П_{\text{б}}$          | 49,6   | 56,0   | 60,5   | 64,3  | 67,0  | 72,4  | 77,7  | 81,1  | 87,5  | 94,6  | 98,2  | 101,2 |
| $\Delta П_{\text{чТ}}$         | 35,4   | 40,4   | 45,0   | 47,1  | 49,7  | 53,5  | 58,9  | 60,5  | 67,0  | 71,3  | 74,9  | 76,6  |
| $\Delta ДП_{\text{чТ}}$        | 35,4   | 39,7   | 40,5   | 37,8  | 36,8  | 35,5  | 36,1  | 33,3  | 34,2  | 32,4  | 31,5  | 29,3  |
| $\Sigma \Delta ДП_{\text{чТ}}$ | 35,4   | 75,0   | 115,6  | 153,4 | 190,3 | 225,8 | 261,9 | 295,2 | 329,4 | 361,8 | 393,4 | 422,7 |
| ЧДД <sub>Т</sub>               | -182,6 | -143,0 | -102,4 | -64,6 | -27,7 | 7,8   | 43,9  | 77,2  | 111,4 | 143,8 | 175,4 | 204,7 |

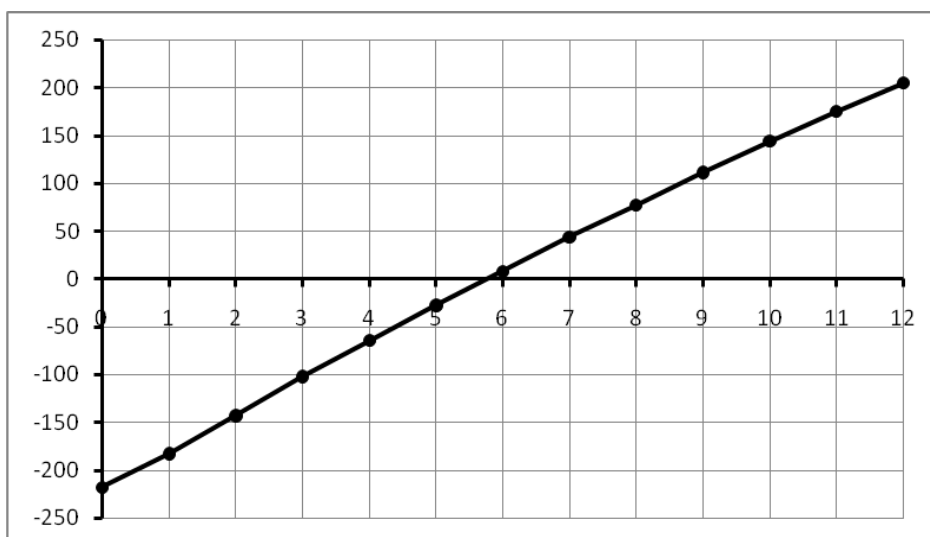


Рис. 1. Изменение чистого дисконтированного дохода по годам.

На сумму ЧДД наш проект превышает доходность альтернативных безрисковых вложений, например в банк. При этом нормы дисконтирования взяты по ставке рефинансирования, т.к. источник финансирования проекта нами не определен.

#### Список используемой литературы:

1. Бикбов Т.К., Галашов Н.Н. Модернизация схемы блока К-300-23,5 путем замены парового турбопривода питательных насосов газотурбинным двигателем. // Теплофизические основы энергетических технологий. сборник научных трудов III Всероссийской научно-практической конференции / под ред. Г.В. Кузнецова, А.С. Заворина, К.В. Бувакова; – С-Петербург: Изд-во Экспресс; – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, – 2012. – С. 172 – 175.
2. Методика экспресс - оценки экономической эффективности энергосберегающих мероприятий на ТЭС. РД 153-34.1-09.321-2002. – М.: СПО ОРГРЭС, – 2003. – 37 с.
3. Сценарные условия развития электроэнергетики на период до 2030 года. – М.: Министерство энергетики РФ. Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике, – 2011. – 204 с.

УДК 620.92

### Утилизация энергии избыточного давления транспортируемого газа в детандер-генераторных агрегатах

*А.Р. Гатауллина, О.В. Кулагина, Р.А. Молчанова*

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия*

*E-mail: alinagataullina@mail.ru*

Одним из способов повышения энергоэффективности магистрального транспорта газа является использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), к которым относится энергия избыточного давления природного газа на ГРС.

В работе рассмотрены способы утилизации энергии избыточного давления газа в детандер-генераторных агрегатах (ДГА) с выработкой двух потоков энергоносителей: электроэнергии и холода. При разработке схем включения ДГА учитывались характеристики оборудования, выпускаемого отечественной промышленностью.

На рисунке 1 приведена схема установки ДГА.

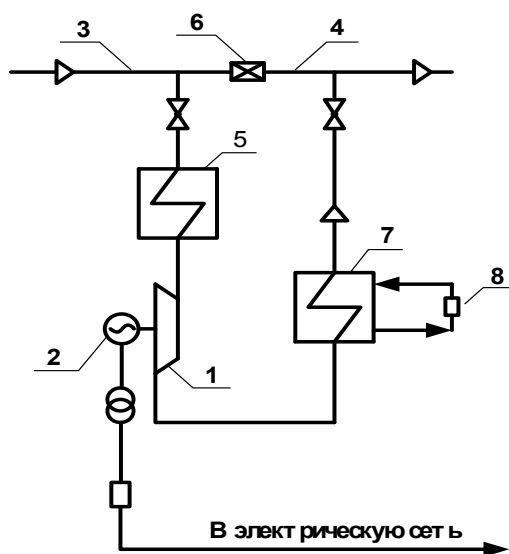


Рис. 1. Схема установки ДГА.

1 – детандер, 2 – генератор, 3, 4 – трубопроводы высокого и низкого давления соответственно, 5 – теплообменник, 6 – ГРС, 7 – теплообменник, 8 – потребитель холода.

Как видно, детандер включается параллельно дросселирующему устройству, заменяя его. Устройство содержит трубопровод высокого давления 3, установленный по ходу подачи газа в детандер теплообменник подогрева газа 5, детандер 1, генератор 2, а также теплообменник 7 для получения холода потребителем 8, трубопровод низкого давления 4.

Установка работает следующим образом. Газ высокого давления поступает в теплообменник 5. Нагретый в теплообменнике 5 газ высокого давления подается в детандер 1, где за счет изменения энергии газа совершается работа: воздействуя при расширении на сопловые лопатки турбины, газ заставляет вращаться ее вал. Новая конструкция лопаток позволяет при изменении давления газа поддерживать стабильным его расход в турбине и тем самым стабилизировать ее выходную мощность. Вал турбины связан с валом электрогенератора 2, чем и образуется детандер - генераторный агрегат (ДГА). После расширения в детандере, газ направляется в трубопровод низкого давления 4. Также существует возможность использовать, помимо электроэнергии, теплоты различных температурных уровней в теплообменнике 7.

Энерго - холодильный комплекс (ЭХК) предназначен для полезного использования (утилизации) «бросовой» энергии избыточного давления природного газа в узлах его редуцирования (газоредуцирующая станция – ГРС, пункт ГРП) с целью выработки электроэнергии и холода, который расходуется в холодильнике.

Таким образом, «продуктами» ЭХК являются: электроэнергия, «холодные» объемы для хранения продуктов питания.

Эффективность энергохолодильного комплекса повышается при наличии тепловых ВЭР компрессорных станций – теплофикационной воды от котлов-утилизаторов ГПА, или дешевых источников тепловой энергии – теплофикационной воды ТЭЦ.

Производимая на ДГА электроэнергия является «зеленой», т.е. экологически чистой. Выбросы вредных веществ и удельный расход топлива на выработку электроэнергии в ДГА в случае использования для подогрева газа автономной котельной намного ниже аналогичных параметров ТЭЦ.

#### Список используемой литературы:

1. Обзор современных конструкций турбодетандерных генераторов. Проспект фирмы ООО НТЦ «МТТ».
2. Аксенов Д.Т. Выработка электроэнергии и «холода» без сжигания топлива // Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы». – 2003. – № 6. – с. 21 - 25.
3. Репин А.Л. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях // Энергосбережение. – 2004. – № 3.

УДК 622.691

#### Подогрев топливного, импульсного газа на компрессорных станциях

*А.Р. Гатауллина*

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия*

*E-mail: alinagataullina@mail.ru*

В качестве топлива для газоперекачивающих агрегатов используется тот же перекачиваемый природный газ. Подогрев топливного, импульсного газа перед подачей в газотурбинную установку осуществляется подогревателями газа (ПТПГ-30, ПГ-10, ПГА-200 и др.) за счет сжигания природного газа.

При сжигании образуются продукты сгорания, несущие большой потенциал вторичной тепловой энергии. Теплота отходящих дымовых газов при сжигании топлива в газоперекачивающих агрегатах на компрессорных станциях утилизируется для получения теплофикационной воды. Теплофикационная вода, нагретая утилизированным теплом дымовых газов, является доступным, дешевым, безопасным носителем низкопотенциальной энергии.

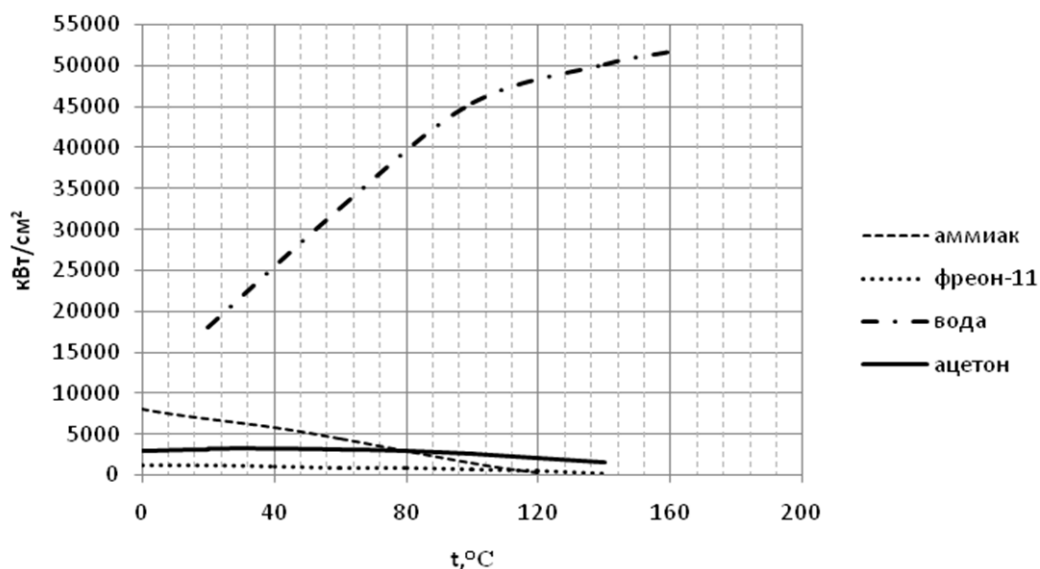


Рис. 1. Зависимость параметра «качества» некоторых рабочих жидкостей от температуры.

Для подогрева топливного, импульсного газа в качестве носителя низкопотенциальных вторичных энергоресурсов возможно использование теплофикационной воды в аппаратах на базе термосильфонов.

Рабочий диапазон термосифона зависит от рода рабочей жидкости. Если потерями давления в паровой фазе и гравитационным напором пренебречь, то величины, определяющие максимальную теплопередающую способность устройства, можно объединить в некий критерий качества  $M$  [2]:

$$M = \frac{\rho_i \sigma_i Z}{\mu_i},$$

Представим изменение параметра  $M$  от температуры для различных наиболее подходящих к заданным условиям эксплуатации аппарата условиям (рисунок 1).

Вода, как видно из графиков, обладает наибольшими значениями «параметра качества», а значит наибольшей теплопередающей способностью.

Также вода является наиболее дешевым и доступным веществом, но при низких температурах окружающего воздуха при неработающем термосифонном аппарате ее применение затруднительно из-за возможности замерзания жидкости внутри термосифонной трубки.

#### Список используемой литературы:

1. Павлов К. Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. – М: ООО «РусМедиаКонсалт», – 2004. – 576 с.
2. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. – М.: Энергия, – 1979. – 272 с.

УДК 681.518.5

#### Применение тепловизионных технологий для управления топочными процессами в энергетическом оборудовании

*П.Ю. Худяков, Д. Дордж, Б.П. Жилкин, Н.С. Зайков, А.Ю. Кисельников*

*ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России*

*Б.Н.Ельцина» г. Екатеринбург, Россия*

*E-mail: lumen\_xp@mail.ru*

Представлена методика обнаружения и диагностики структуры области соударения газовых струй на основе обработки последовательностей тепловизионных изображений (термограмм), полученных с помощью тепловизора. Определение области соударения происходит при помощи вычисления дисперсии температуры в каждой точке термограммы, с последующей математической обработкой. Систематическая погрешность измерения температуры составляла - 0,3%, а максимальная случайная погрешность ее определения – 0,5%. Ошибка расчета дисперсии пульсации температуры не превышала – 3%. Данная методика может быть использована для организации автоматического управления процессом горения топлива в котлах и других технологических агрегатах, а также для контроля наличия факела в топке котла.

Эффективность и экологичность сжигания топлива, а также долговечность металла экранных поверхностей нагрева во многом зависят от режима взаимодействия высокотемпературных струй – факелов, образованных системой горелок.

Для того чтобы осуществить управление такими параметрами, как форма, размер и положение исходных факелов, положение области соударения факелов при встречном расположении горелок, требуется проведение сканирующих, т.е. многоточечных измерений температуры в зоне горения с высоким быстродействием.

Уже разработаны быстродействующие методы [1-3], которые могут быть применены для решения части из представленных выше проблем. Вместе с тем, комбинирование методов – тепловизионного и видео контроля [4], зачастую является избыточным с точки зрения автоматического регулирования, хотя может быть более информативным для персонала при ведении вручную технологического процесса.

В некоторых случаях тепловизионная диагностика является вполне достаточной. Например, при идентификации области взаимодействия газовых потоков. Решение этой задачи основано на том, что в области взаимодействия возникают газодинамические структуры, обладающие высокими значениями дисперсии температуры потока.

Основным отличием предлагаемой методики, по сравнению с ранее разработанными, является то, что учитывается следующий факт, искомая температурная область может состоять из отдельных зон, разделенных другими образованиями. Кроме того, указанные выше способы не

обеспечивают решение проблемы определения области взаимодействия потоков, имеющих близкую по значению температуру.

Задачей представленного исследования являлось определение положения и структуры области соударения струй для различных конфигураций систем и для всего диапазона температур струй, используемых в промышленности.

Для решения этой задачи используется последовательность термограмм - фильм, снятый тепловизором, установленным так, что бы в его оптическом поле располагалась наиболее вероятная область соударения струй. При проведении экспериментов применялся тепловизор NEC TN9100, передающий данные персональному компьютеру по интерфейсу "IEEE1394". Обработка данных осуществлялась с помощью стандартных, прилагаемых фирмой-производителем тепловизора программных пакетов и специальной программы математической обработки.

Тепловизионное изображение изучаемого объекта – соударяющихся струй, представляло собой мгновенное поле температур в виде цифровой матрицы размером 240x320, обновляемой с частотой 30 Гц. Массив температурных данных заполнялся в течение примерно 35 секунд и, таким образом, состоял примерно из 1000 матриц, каждый элемент которой соответствовал значению температуры в той или иной точке (пикселе) контролируемой области.

В результате были получены данные в виде 3-х мерного массива  $\Theta[i,j,k]$ , где  $i=1\dots240$  - индекс, соответствующий координате точки по вертикали;  $j=1\dots320$  - индекс, указывающий на координату точки по горизонтали;  $k=1\dots970$  - индекс, соответствующий моменту времени.

Среди элементов полученного массива выбирались те значения  $i$  и  $j$ , которые соответствуют областям с отклонением температуры выше среднего значения. Стандартное отклонение вычислялось по формуле:

$$\sigma T_{[i,j]} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{970} (\Theta T_{[i,j,k]} - MT_{[i,j]})^2}{k-1}}$$

где:  $k$  – количество кадров;  $MT_{[i,j]}$  - среднее по рассматриваемому интервалу времени значение температуры в точке  $[i,j]$ .

Таким образом, из исходного массива  $\Theta T[i,j,k]$  был получен массив, принадлежащий внутренним точкам предполагаемой области соударения струй:  $PT_{[im, jm, k]}$ , где:  $i_m, j_m$  – индексы предполагаемой области соударения струй.

При вычислении стандартного отклонения происходит отстройка от температурного фона, создаваемого технологическими поверхностями. Аprobация этой методики проводилась на установке, которая состояла из тепловизора, сетки преобразователя температуры, ЭВМ, системы подогрева воздуха, автоматизированной системы измерения и контроля, двух дутьевых вентиляторов, соединенных с соплами струй при помощи патрубков, скорость прямооточных воздушных струй изменялась от 10 до 100 м/с. Температура соударяющихся соосно потоков изменялась от 25 до 80 °С. Было установлено, что в зависимости от разности температур ядер встречных струй зона соударения может иметь разную структуру: в виде единой области (Рис. 1б) или в виде совокупности отдельных зон (Рис. 2б). Поэтому производилось предварительное сопоставление разности температур взаимодействующих струй в областях потенциального течения. В случае, когда разность температур больше заданного порогового значения производится определение области соударения струй как единой зоны, принадлежащей обеим струям и имеющей максимальную дисперсию температуры, а под положением зоны соударения понимались координаты центра инерции плоской фигуры этой зоны.

Если разность температур струй была ниже порогового значения, то идентификация зоны соударения производится иным образом. Как отмечалось выше, в этом случае не происходит формирование одной зоны с максимальной дисперсией, а формируются отдельные области (вихри) в окрестности зоны соударения, которые имеют значение дисперсии выше порогового. В этом случае, по геометрическим координатам ядер вихрей алгоритм программы производит построение и определяет обобщенную зону соударения струй, как огибающую этих ядер. Тогда под координатами зоны соударения понимают координаты центра инерции обобщенной зоны.

После определения структуры области и её положения происходит преобразование термограммы в геометрические размеры технологического пространства. Затем, в случае автоматического управления, происходит сравнение положения найденной области соударения струй с её заданными координатами области, обеспечивающими оптимальный режим работы



оборудования, и, в случае необходимости, происходит формирование задания для АСУ технологического агрегата.

Технический результат, который может быть достигнут при реализации данной технологии тепловизионной системы управления, состоит в полученных точных сведениях о структуре встречных струй до соударения, о строении области их соударения и в определении положения зоны соударения. При этом полученные данные являются более достоверными, чем найденные при помощи систем, применяемых в промышленности, поскольку в процессе исследования не вносятся возмущения в поток и измерения происходят одномоментно. Кроме того, учитываются влияние теплового фона ограждающих конструкций и особенности формирования зоны соударения струй в зависимости от термомеханического режима работы оборудования. Данные, полученные при использовании описанной выше технологии, помогут выбрать наиболее оптимальную компоновку горелок котельного агрегата, конструкцию самой горелки или печи, что повысит эффективность работы энергетического оборудования, а в конечном итоге позволит экономить конструкционные материалы при изготовлении оборудования и топливо в процессе эксплуатации. Система так же может использоваться в составе АСУ промышленного оборудования для точного ведения технологического режима.

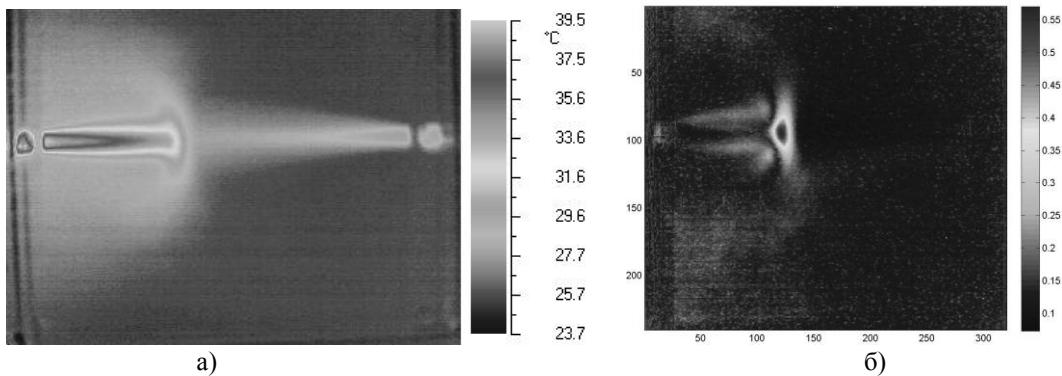


Рис. 1. Исходное тепловизионное изображение (а) и поле дисперсии температуры (б) соударяющихся струй, скорости струй  $w_1 = 69$  м/с,  $w_2 = 90$  м/с, температура струй  $t_1 = 57$  °С;  $t_2 = 40$  °С.

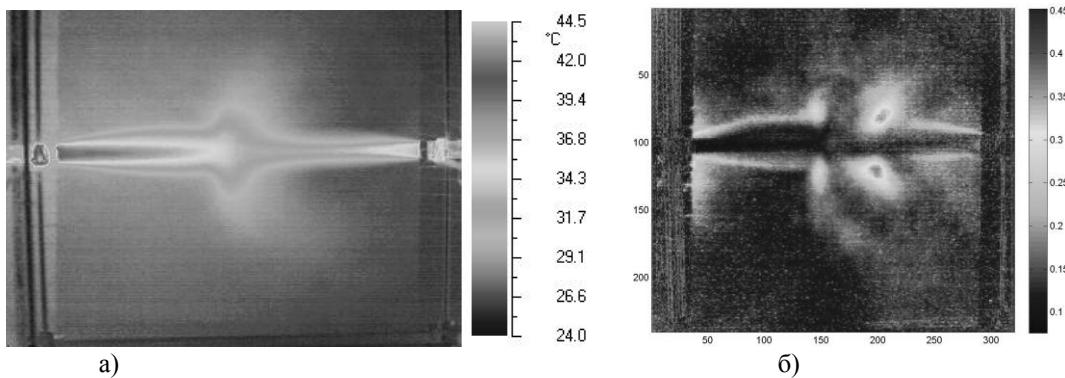


Рис. 2. Исходное тепловизионное изображение (а) и поле дисперсии температуры (б) соударяющихся струй, скорости струй  $w_1 = 52$  м/с,  $w_2 = 44$  м/с, температура струй  $t_1 = 54$  °С,  $t_2 = 48$  °С.

Данная методика может применяться в энергетике и промышленных технологиях для оптимизации режимов работы оборудования, реализующего технологии на основе встречных газовых струй, а также, при проектировании новых котельных агрегатов и печей.

#### Список используемой литературы:

1. Костомаров В.М., Жилкин Б.П., Зыскин Б.И. Компьютерный анализ струйных течений. // Вестник Уральского государственного технического университета: Сырмятниковские чтения. Екатеринбург: УГТУ, – 1995. – С. 65 – 70.
2. Жилкин Б.П., Зайков Н.С., Кисельников А.Ю., Миренский В.Ю., Худяков П.Ю. Тепловизионная идентификация турбулентных структур в газовых потоках // Приборы и техника эксперимента. – 2010. – № 1. – С. 155 – 158.

3. Способ тепловизионного определения турбулентности газового потока: патент RU 2400717 С2, G01K13/02. Заявл. 09.06.2008, № 2008123481/28. Оpubл. 20.12.2009.
4. Дордж Д., Зайков Н.С., Зыскин Б.И., Кисельников А.Ю., Худяков П.Ю. О применении видео и тепловизионного контроля для управления топочными процессами энергетических котлов. // Электрические станции. – 2012. – № 10. – С. 34 – 39.

УДК 621.937.1

**Мониторинг состояния трубопровода высокого давления теплоэлектростанции с целью повышения надежности его эксплуатации**

*Г.Г. Крушенко<sup>1</sup>, В.В. Степанов<sup>2</sup>*

*<sup>1</sup>Институт вычислительного моделирования СО РАН, г. Красноярск, Россия*

*E-mail: [genry@icm.krasn.ru](mailto:genry@icm.krasn.ru)*

*<sup>2</sup>ОАО «ОГК-6» («Шестая генерирующая компания оптового рынка электроэнергии») г. Москва, Россия*

*E-mail: [vstepanov@iap.ogk6.ru](mailto:vstepanov@iap.ogk6.ru)*

Показано значение регулярного наблюдения за состоянием элементов трубопровода высокого давления на тепловых электростанциях с целью повышения их надёжности в эксплуатации.

Основная доля производимой в мире электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях. При этом оборудование, участвующее в производственном цикле, в частности, трубопроводы высокого давления (ТВД), работают в условиях, близких к предельным свойствам сплавов, из которых они изготавливаются. В связи с высокими нагрузками в элементах ТВД имеет место высокая вероятность возникновения повреждений. Большинство причин повреждения элементов трубопроводов и методы их выявления известны. Разработана нормативно-техническая документация (НТД), регламентирующая все действия при определении технического состояния ТВД. Однако практика показывает, что даже выполнение всех требований НТД не позволяет полностью предотвратить повреждения трубопроводов [1]. В общем случае регламентируются следующие виды контроля: контроль качества монтажно-сборочных работ; контроль качества сварных соединений и их состояние; контроль роста деформации ползучести в трубах и фасонных деталях; контроль изменения структуры и механических свойств металла; контроль тепловых перемещений трубопровода; контроль состояния поверхности деталей трубопровода; контроль температурного режима работы металла во время пусков, остановов и эксплуатации.

Основываясь на накопленном опыте эксплуатации, в том числе и статистических данных, можно выделить основные повреждающие факторы, влияющие на состояние трубопровода высокого давления [2], основными из которых являются: давление; весовая нагрузка; самокомпенсация температурных расширений; неравномерный нагрев; вибрационные воздействия; влияние внешней среды; влияние рабочей среды.

Основным условием, определяющим возможность продления срока службы паропроводов, является отсутствие претензий к металлу элементов паропровода с позиции металловедения и дефектоскопии [3]. Однако 100 %-ный контроль металла и всех сварных стыков весьма трудоёмкое и дорогостоящее мероприятие. Поэтому часто практикуется проведение выборочного контроля. При этом, возможно, что некоторые дефектные детали и элементы останутся незамеченными. В результате чего повреждения могут возникать уже после выполнения всех необходимых мероприятий по контролю состояния трубопровода, формально признанного благополучным. В статистике аварийности имеются соответствующие примеры [4].

Существующая система достаточно полно охватывает все возможные типы дефектов, возникающих в элементах [5].

В соответствии с действующей НТД составляется программа технического диагностирования, определяющая объёмы, сроки и методы контроля [6]. Результаты диагностирования обрабатываются, анализируются и выполняются необходимые расчёты, и в итоге специализированная организация выдаёт заключение промышленной безопасности, на основании которого эксплуатирующая организация принимает решение о допуске трубопровода в эксплуатацию.

Таким образом, существующая система контроля технического состояния ТВД обладает всеми необходимыми методами и способами контроля технического состояния. Основной проблемой возникновения повреждений ТВД является несвоевременность выявления возникающих в процессе эксплуатации дефектов. Главной причиной этого является то, что межконтрольные промежутки рассчитаны для условно-идеального трубопровода. Однако на практике в процессе изготовления, монтажа и эксплуатации трубопровода накапливается большое количество отклонений, которые по каким либо причинам не были учтены и соответственно нескорректированы программы контроля их состояния. В большинстве случаев выявить эти отклонения и оценить их влияние на состояние трубопроводов или невозможно, или нецелесообразно. И то и другое напрямую связано с трудоёмкостью этого процесса. В связи с этим возникает проблема отыскания баланса между необходимостью и достаточностью мероприятий по оценке состояния трубопроводов. Однако любой путь, связанный с необоснованным увеличением затрат на производство тепловой и электрической энергии, является экономически неэффективным и ведёт к утрате конкурентоспособности энергетической компании и поэтому является недопустимым. В сложившихся условиях основной задачей повышения надёжности эксплуатации трубопроводов, а соответственно и их экономической эффективности, является отыскание оптимального межконтрольного промежутка [1], позволяющего сделать мероприятия по контролю состояния трубопроводов необходимыми и достаточными.

В настоящее время базы данных о техническом состоянии трубопроводов вообще и статистике повреждений в частности, ведутся в большинстве случаев «на бумаге». Общий анализ повреждаемости проводится от случая к случаю и только для подготовки отчётов об аварийности, а не для анализа эффективности системы контроля состояния. В то же время на большинстве предприятий, в соответствии с существующими требованиями, документация о техническом состоянии (данные дефектоскопии, анализ повреждений) ведётся на достаточно высоком уровне. То есть информация для формирования статистической базы имеется, но находится в необработанном виде, непригодном для анализа. Для её обработки необходима информационная система, позволяющая классифицировать, систематизировать и упорядочить имеющиеся данные и выполнить на их основании оценку состояния. Кроме этого, информационная система должна позволять прогнозировать состояния трубопровода на основании имеющихся у неё данных и предписаний нормативно-технической документации.

При наличии такой базы возможно построение вероятностной модели состояния трубопровода и выполнение на её основе расчёта оптимального межконтрольного промежутка, позволяющего повысить качество прогноза состояния трубопровода высокого давления. Определение оптимального межконтрольного интервала можно осуществлять по двум направлениям:

- организовать учёт всех факторов, влияющих на скорость развития повреждений элементов трубопроводов;
- применять вероятностные методы для расчёта оптимальных межконтрольных промежутков.

Общая картина состояния трубопровода складывается из состояний его элементов. Таким образом, простое умножение количества параметров на количество элементов даёт количество параметров, характеризующих состояние трубопровода. По разным оценкам эта цифра достигает нескольких тысяч. То есть, для того, что бы оценить все факторы, влияющие на скорость развития повреждений, необходимо произвести техническое диагностирование, получить значения и проанализировать в общем случае несколько тысяч параметров. Кроме этого, параметры состояния по сути своей разнородны. Это и количественные параметры, описывающие физические величины, и значения, имеющие описательный характер (например, результаты визуального контроля), и количественные внесистемные единицы. И автоматизировать этот процесс при существующей системе оценки состояния практически невозможно.

Таким образом, первый путь практически неосуществим из-за большого числа неподдающихся учёту факторов. Второе направление просто в использовании, но имеет одно существенное ограничение. Для эффективного применения методов теории вероятности необходима большая база статистической информации о состоянии трубопроводов. Чем больше эта база, тем точнее расчёт. То есть применение этих методов в нынешней ситуации недостоверно из-за отсутствия данных, готовых к обработке и анализу. Кроме этого, применение вероятностных методов будет обосновано только в том случае, когда в полном объёме выполняются все

необходимые мероприятия по контролю состояния, предписанные нормативно-технической документацией. Перед тем, как применять вероятностную модель, необходимо убедиться в том, что для определения состояния трубопровода выполнено всё, что предписано. То есть для использования таких методов необходимо и достаточно наличие информационной системы, позволяющей собирать, обрабатывать и анализировать данные, собираемые в процессе эксплуатации.

Из всего многообразия представленных методов наибольшее распространение в теплоэнергетике получили визуально-измерительный контроль, магнито-порошковая дефектоскопия и ультразвуковая дефектоскопия. Выявляемость дефектов при использовании этих методов соответствует требованиям обеспечения надежности эксплуатации оборудования. Выявленные в ходе эксплуатации повреждения можно условно разбить на три части:

1. Первую часть выявленных повреждений можно отнести к так называемому «человеческому фактору», связанному с невыполнением требований НТД.
2. Вторая часть повреждений приходится на долю несвоевременно выявленных дефектов, вернее несвоевременного проведения контроля состояния элементов трубопровода, что связано с тем, что периодичность контроля определяется НТД как для условно-идеальной системы. Хотя на самом деле на скорость развития дефектов могут влиять множество неучтённых факторов.
3. К третьей части можно отнести так называемые «технологические» дефекты. То есть дефекты, возникшие при изготовлении элементов трубопроводов.

Таким образом, можно сформулировать два основных направления повышения надёжности ТВД.

1. Систематизация информации, собираемой в процессе мониторинга состояния ТВД для формирования мероприятий по контролю состояния в соответствии с требованиями НТД.
2. Оптимизация периодичности проведения мероприятий по контролю состояния трубопровода.

Обе эти задачи взаимосвязаны, так как оптимизация технического обслуживания невозможна без достоверной информации о состоянии трубопровода за весь период эксплуатации, а эффект от выполнения всех требований НТД на проведение контроля состояния существенно снижается без учёта условий эксплуатации каждого конкретного трубопровода. Учесть такой опыт можно только путём выявления закономерностей при анализе результатов контроля состояния за весь период эксплуатации. Для решения задач второго направления более всего подходят вероятностные методы.

С целью реализации системы мониторинга состояния ТВД тепловой электростанции разработан комплекс программных средств [7], обеспечивающий выполнение всех необходимых функций, который состоит из следующих основных компонентов: система управления данными, собранными в процессе эксплуатации трубопровода высокого давления; система управления моделью состояния; система оценки технического состояния трубопровода; система прогнозирования технического состояния трубопровода высокого давления.

Проиллюстрировать применение этого метода можно на примере трубопровода горячего промперегрева (ГПП) энергоблока № 2 Красноярской ГРЭС-2, который предназначен для транспортировки пара от котлоагрегатов № 2А и № 2Б к турбоагрегату № 2. Трубопровод насчитывает 491 элемент, сварных соединений – 248 шт., из них 92 угловых. Эксплуатируется с 1962 г. при  $T = 545^{\circ}\text{C}$  и  $P = 2,75$  МПа. На данный момент наработка составила 254283 ч при 472 пусках.

Согласно статистике, угловые сварные соединения являются наиболее часто повреждаемым элементом трубопровода. В основном это усталостные трещины и различные дефекты сварки. На основании данных дефектоскопии можно рассчитать интенсивность отказов, а, зная продолжительность межконтрольных сроков работы этих соединений, можно проанализировать вероятность готовности трубопровода к работе.

Применив этот метод для расчёта периодичности контроля относительно других типов повреждений (опираясь на статистику отказов по каждому типу дефектов), можно достаточно эффективно адаптировать существующую НТД для каждого конкретного типа оборудования, в данном случае трубопровод ГПП.

#### Список используемой литературы:

1. Степанов В.В., Крушенко Г.Г. Оптимизация технического обслуживания трубопроводов тепловых электростанций // Тяжёлое машиностроение. – 2009. – № 2. – С. 5 – 8.

2. Зверьков Б.В., Костовецкий Д.Л., Кац Ш.Н., Бояджи К.И. Расчёт и конструирование трубопроводов. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, – 1979. – 246 с.
3. Березина, Т.Г. Диагностика причин разрушения деталей энергооборудования. – Челябинск: Издательство Челябинского государственного технического университета, – 1997. – 145 с.
4. Штромберг Ю.Ю. Контроль металла на тепловых электростанциях // Теплоэнергетика. – 1996. – № 12. – С. 17 – 20.
5. Резинских В.Ф., Злепко В.Ф., Штромберг Ю.Ю. Основные требования к контролю металла теплосилового оборудования ТЭС России // Теплоэнергетика. – 1999. – № 5. – С. 9 – 12.
6. РД 10-577-03 (СО 153-34.17.421-2003). Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций.
7. Степанов В.В., Крушенко Г.Г. Применение математической модели для оптимизации технического обслуживания трубопровода высокого давления // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: Тез. докл. Всерос. научно-практической конференции. В 2-х т. Т. 1. Технические науки. Информационные технологии. – Красноярск: Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева. – 2009. – С. 141 – 142.

УДК 66.045.5

**Утилизация энергетических потоков газа с отрицательной температурой на крупных ГРС*****О.В. Кулагина, А.Р. Гатуллина, Р.А. Молчанова****ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный технический нефтяной университет», г.Уфа, Россия****E-mail: kylaginaolga@mail.ru***

В работе рассмотрена холодильная установка для хранения различных продуктов при разных температурах с системой выработки и хранения пищевого льда. С точки зрения энергосбережения в газотранспортной системе на сегодня весьма перспективной является утилизация избыточной потенциальной энергии природного газа, дросселируемого на ГРС.

Как правило, для производства холода используются парокомпрессионные холодильные установки. В них в качестве хладагента используются химические вещества (аммиак, фреон и др.), неизбежные утечки которых негативно влияют на здоровье людей и ухудшают экологическую обстановку. Парокомпрессионные холодильные установки являются сложными и дорогостоящими объектами вследствие использования большого количества оборудования: компрессоров, испарителей, конденсаторов, ресиверов для хранения хладагента, насосов для перекачки хладоносителей, систем охлаждения оборотной воды, используемой в конденсаторах, системы смазки.

При использовании холодного природного газа в качестве хладагента система производства холода очень упрощается, так как будут использоваться только теплообменные аппараты и вентиляторы. Кроме того, природный газ не является токсичным веществом и его применение в качестве хладагента в сочетании с детандерными установками может позволить создать высокоэффективные экологически чистые, менее дорогостоящие холодильники с упрощенной структурой.

В настоящее время известны технологии комплексного использования «бросовой» энергии газа на ГРС для выработки электроэнергии и «холода» без сжигания топлива, т.е. экологически чистым способом. При расширении газа в турбине температура его снижается, в результате возникает холод, как сопутствующий энергетический эффект. При этом среднетемпературный (минус 20-30°C) холод возможно рассматривать уже не как негативное явление, а полезно его использовать, в частности, в холодильниках для охлажденного хранения продуктов питания, морозильных камерах и льдогенераторах.

С учетом большой доли газификации территории нашей страны и наличия большого количества ГРС возле городов и населенных пунктов, представляется целесообразным строительство при ГРС промышленных холодильников.

На рисунке 1 представлена расчетная схема холодильного комплекса с указанием параметров поступающего от детандерного агрегата природного газа. Поток холодного газа разделяется на два, один из которых поступает на охлаждение воздушной среды камер

холодильника, а другой – в баке льдогенератора и помещении льдохранилища. Последовательно проходя приборы охлаждения оба потока газа нагреваются до необходимой температуры и поступают к потребителям. Вместимость рассчитанного холодильника составляет 700 т. Состоит из четырех камер вместимостью 280, 140, 140 и 140 т соответственно, а также одного совмещенное помещение для товарной обработки и экспедиции. В связи с большой сезонной неравномерностью потребления холода предложен льдогенератор пищевого льда производительностью 5 т/сут, вместимость льдохранилища составляет 650 т. Выбор строительных и тепло-, пароизоляционных материалов был произведен в соответствии с необходимыми требованиями к их качествам [1].

Температура в первой камере поддерживается около  $-18^{\circ}\text{C}$ , во второй -  $-1^{\circ}\text{C}$ , третьей -  $-0,5^{\circ}\text{C}$  и четвертой -  $-2^{\circ}\text{C}$ . Для обеспечения заданных параметров микроклимата в камерах устанавливаются теплообменные аппараты, называемые воздухоохладителями. Они предназначены для отвода теплоты из охлаждаемых помещений. Для их подбора был проведен расчет теплопритоков в помещения холодильного комплекса. Суммарный теплоприток составил 132 кВт.

Также для утилизации энергии потока холодного газа рассматривается возможное использование льдогенератора капельного замораживания.

Суть способа льдообразования состоит в том, что капли предварительно охлажденной воды до температуры около  $5^{\circ}\text{C}$  в водогазовом теплообменнике, выпадают из насадков и попадают во встречный поток холодного воздуха (температура до минус  $30^{\circ}\text{C}$ ), нагнетаемого в камеру вентилятором по направляющим патрубкам. В нижней части установлен накопитель льда, опрокидывающийся по мере наполнения на транспортер, частично уходящий в помещение льдохранилища.

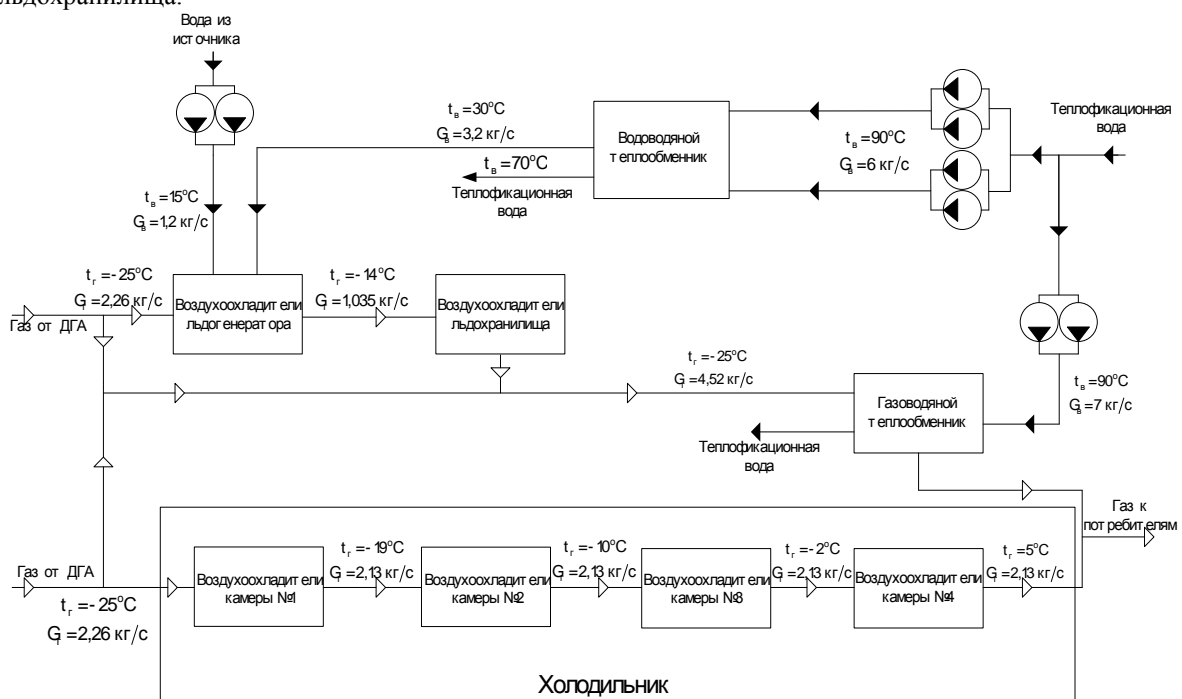


Рис. 1. Расчетная схема холодильного комплекса.

Результаты расчетов показали, что для полного замораживания капли воды и охлаждения льда до заданной температуры капле необходимо пройти значительный путь, а это, в свою очередь, увеличивает размеры оборудования. При диаметре капли от 2 до 30 мм путь прохождения составляет от 1 до 146 м [2,3]. Такая высота льдогенератора является неприемлемой, поэтому рассматривается другой вариант получения льда с помощью льдогенератора блочного льда.

Традиционный генератор блочного льда имеет изолированный снаружи бак с рассолом, охлаждаемым работой холодильной машины [4]. В качестве замены рассолу предлагается подавать в бак вентиляторами холодный воздух, который будет охлаждаться в теплообменниках. В этот бак

опускают формы с налитой в них водой. Вода постепенно замерзает на стенках и днищах форм. Воздухоохладители расположены за пределами бака и устроены как в камерах газового холодильника.

Для хранения произведенного льда предусматривается льдохранилище, охлаждение воздуха внутри него (поддерживается температура  $-5^{\circ}\text{C}$ ) устроено как в камерах холодильника. Таким образом, данный проект позволит эффективно использовать поток природного газа с отрицательной температурой. В случае изменения параметров поступающего газа возможно расширение производственной мощности холодильного комплекса.

#### Список используемой литературы:

1. Лашутина Н.Г. Холодильные машины и установки/ Н.Г.Лашутина, Т.А.Верхова, В.П.Суедов. – М.: КолосС, – 2006. – 440 с.
2. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П.Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Сукомел. – М.: Энергия, – 1975. – 487 с.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, – 1967. – 599 с.
4. Бобков В.А. Производство и применение льда. – М.: Пищевая промышленность, –1977. – 232 с.

УДК 662.613.5

### Графическое обоснование выбора оптимальных углей для газификации

*А.Ф. Рыжков, А. К. Курзанов*

*Уральский Федеральный Университет, г. Екатеринбург, Россия*

*Уральский Федеральный Университет – филиал ОАО «Энел – ОГК - 5» Рефтинская ГРЭС*

*E-mail: [kurzanov\\_a\\_k@mail.ru](mailto:kurzanov_a_k@mail.ru)*

На основе зависимостей, полученных эмпирическим путём, построены графики, отражающие связь между процентным содержанием летучих в угле и выходом компонентов летучих в процессе газификации. Представлено графическое обоснование целесообразности использования некоторых углей для газификации. Указаны границы выхода летучих из угля в пределах которых наиболее эффективно получение синтез-газа.

На сегодняшний день, по данным [1], для оценки состава летучих, широкое распространение получили зависимости, базирующиеся на утверждении, что летучие состоят из шести компонентов:  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ , смолы, а их массовые доли зависят только от содержания летучих элементов в исходном топливе. Эти зависимости получены при обобщении экспериментальных данных для различных углей. С точки зрения современного представления органической массы угля в виде совокупности функциональных групп, объединённых в комплексы из ароматических колец, данные зависимости не дают точных результатов, однако, позволяют оценить порядок значений массы получаемых продуктов.

$$\text{H}_2^m = 0.157 - 0.868V_{\text{daf}} + 1.338V_{\text{daf}}^2 \quad (1),$$

$$\text{CH}_4^m = 0.201 - 0.469V_{\text{daf}} + 0.241V_{\text{daf}}^2 \quad (2),$$

$$\text{H}_2\text{O}^m = 0.409 - 2.389V_{\text{daf}} + 4.845V_{\text{daf}}^2 \quad (3),$$

$$\text{CO}^m = 0.423 - 2.653V_{\text{daf}} + 4.845V_{\text{daf}}^2 \quad (4),$$

$$\text{CO}_2^m = 0.135 - 0.9V_{\text{daf}} + 1.906V_{\text{daf}}^2 \quad (5),$$

$$\text{tar}^m = -0.325 + 7.279V_{\text{daf}} - 12.884V_{\text{daf}}^2 \quad (6).$$

На основе вышеприведённых зависимостей были построены графики для всего спектра углей указанных в [2] с учётом их выхода летучих компонентов (3,5 % - 65 %):

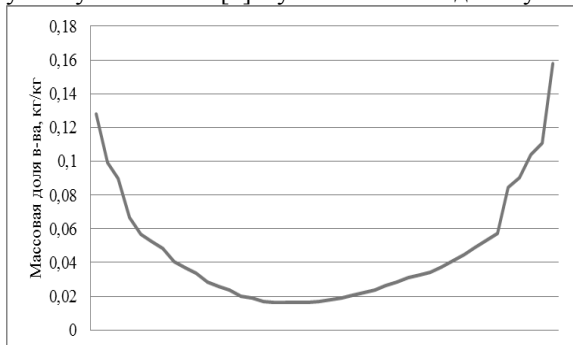


Рис. 1. Выход « $\text{H}_2$ » из угля с ростом  $V_{\text{daf}}$ .

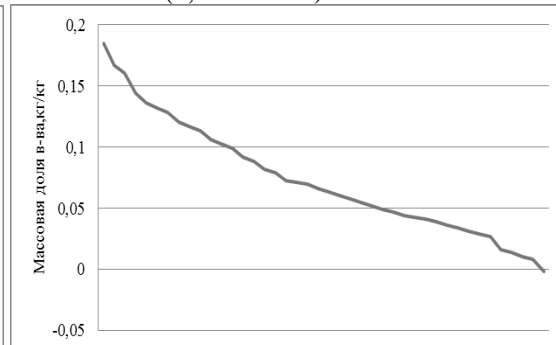


Рис. 2. Выход « $\text{CH}_4$ » из угля с ростом  $V_{\text{daf}}$ .

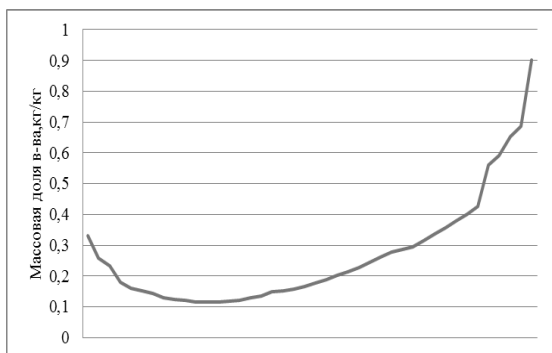


Рис. 3. Выход «H<sub>2</sub>O»...

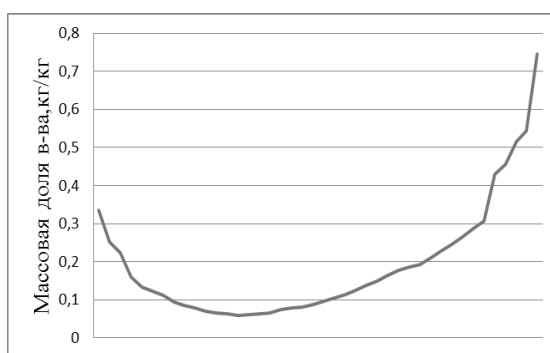


Рис. 4. Выход «CO»...

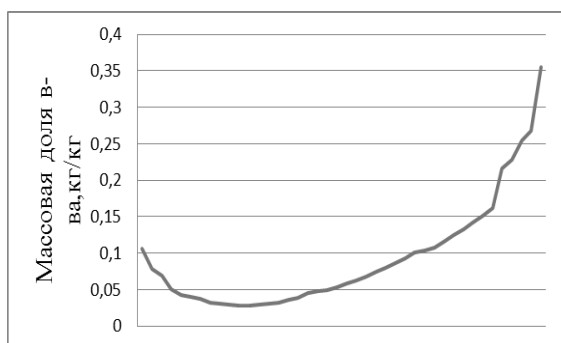


Рис. 5. Выход «CO<sub>2</sub>»...

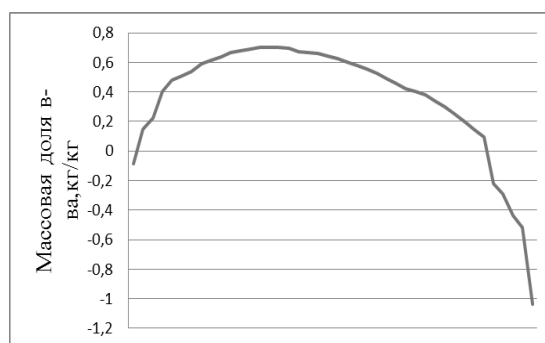


Рис. 6. Выход смолы...

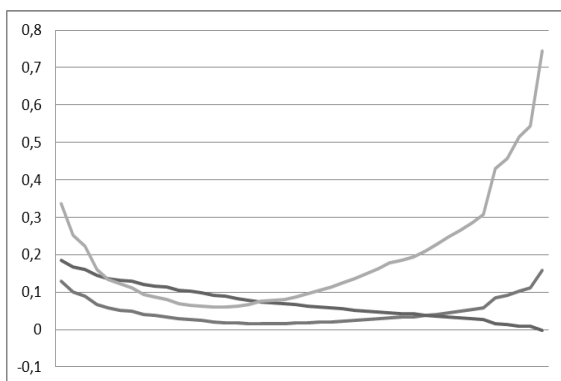


Рис. 7. Выход H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, CO [горючие].

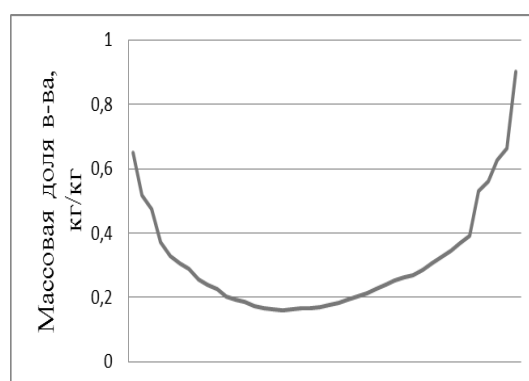


Рис. 8. Общий выход горючих компонентов.

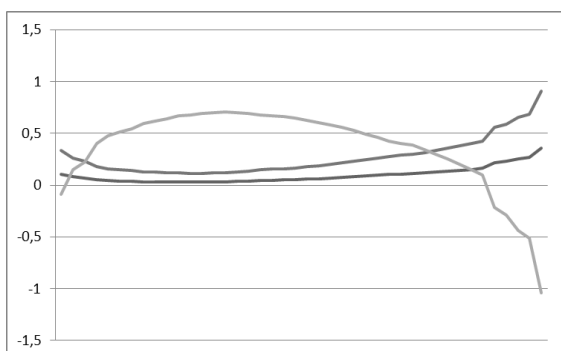


Рис. 9. Выход H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, смолы [балласт].

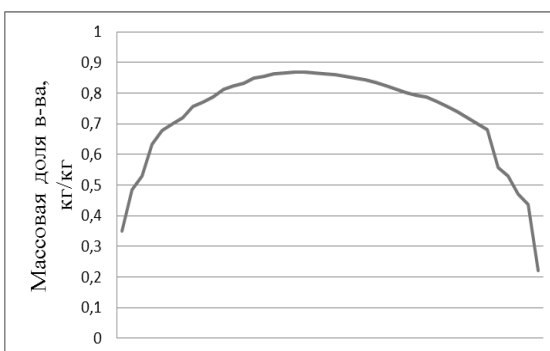


Рис. 10. Общий выход балластных компонентов.



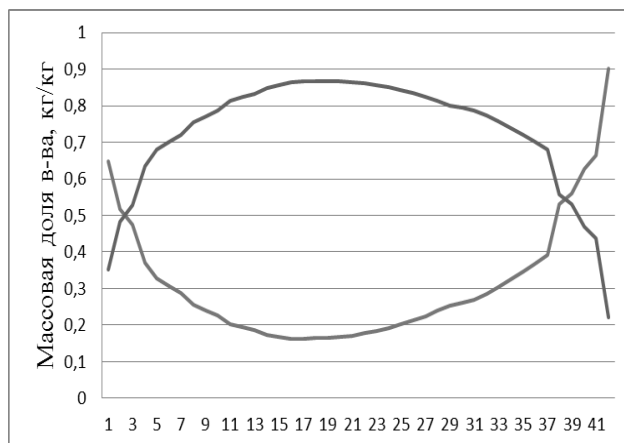


Рис. 11. Зависимость содержания горючих и балластных компонентов в летучих углях от суммарного выхода летучих компонентов [V<sup>Г</sup>].

Уравнения (1) – (6) имеют вид квадратных уравнений. Их решение позволяет сделать нам некоторые выводы:

– концентрация горючих компонентов минимальна при выходе летучих 31,5 %, а при 32,5 % максимальна концентрация балласта. Таким образом, использование для газификации углей с «V<sup>Г</sup>» в этих пределах абсолютно не целесообразно;

– рисунок «11» показывает нам, что имеются две области, в которых мы можем эффективно получать горючие компоненты (левее и правее точек пересечения графиков). Решив задачу, получаем, первая точка при «V<sup>Г</sup>» = 8,1 %, вторая – «V<sup>Г</sup>» = 55,5 %. То есть, используя для газификации антрациты с «V<sup>Г</sup>» до 8,1 % (левее) мы будем получать больше синтез-газа и меньше балластных компонентов. Либо, используя угли с «V<sup>Г</sup>» ≥ 55,5 % будем иметь похожий результат;

– при «V<sup>Г</sup>» = 64 % концентрация метана будет нулевой. Поэтому, если нашей первичной задачей является получение метана, то необходимо использовать угли с меньшими значениями выхода летучих. Фактически — во всём диапазоне представленных углей мы сможем получить метан при их газификации;

– расчётные данные указывают на то, что угли с выходом летучих менее 4,9 % и более 51,6 % в ходе процесса выделения летучих не будут давать смолистых продуктов. Объединив эти данные с вышеописанными можно сделать вывод о целесообразности использования для газификации углей имеющих 55,5 % < V<sup>Г</sup> < 4,9 %. В этом случае мы будем получать газовые продукты без смолы, очистка газов от которой является достаточно трудоёмким процессом.

#### Список используемой литературы:

1. Волков Э. П., Зайчик Л. И., Першуков В. А. Моделирование горения твёрдого топлива. // – М.: Наука, – 1994. – 319 с.
2. Тепловой расчёт котельных агрегатов (нормативный метод). / Кузнецов Н.В., Митор В.В., Дубовский И.Е. и др. – М.: Энергия, – 1973. – 295 с.
3. Карпенко Е. И., Мессерле В. Е. Введение в плазменно-энергетические технологии использования твёрдых топлив. // – Новосибирск: Издательство СО РАН, – 1997. – 118 с.

#### Регенерация питательной воды высокотемпературных турбоустановок использованием пароохладителей

**К.Б. Ларионов, Б.Ф. Калугин**

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

**E-mail: larryk@sibmail.com**

На сегодняшний день регенерация питательной воды на высокотемпературных турбоустановках является актуальной проблемой, поскольку данная тема требует более углубленного изучения и исследования влияния высокой начальной температуры, как на изменение процесса работы регенеративных установок, так и эффективность всего цикла.

Для исследования данного вопроса в качестве анализа влияния начальной температуры  $t_0=800^\circ\text{C}$ , использовалась турбоустановка К-200-130 с начальными параметрами пара  $t_0=565^\circ\text{C}$  и  $P_0=13$  МПа и конечным давлением  $P_K=0,0033$  МПа.

Изменив начальную температуру пара с  $t_0=565^\circ\text{C}$  до  $t_0=800^\circ\text{C}$ , при неизменном начальном давлении  $P_0=13$  МПа, конечном давлении  $P_K=0,0033$  МПа и расходе пара  $D_0=154$  кг/с, после произведенного последующего расчета было определено, что мощность данной установки возросла на 73,9 МВт, что привело к увеличению абсолютного электрического КПД на 4,3%. При использовании поверхностного подогревателя противоточного типа для отведения тепла перед первым подогревателем по ходу конденсационного потока регенерации, после проделанных расчетов, увеличение мощности турбоустановки составила на 1,5 МВт, и соответственно увеличению абсолютного электрического КПД на 0,2%.

В данной работе был рассмотрен вопрос влияния регенерации питательной воды с использованием пароохладителей на эффективность цикла с начальной температурой  $t_0=565^\circ\text{C}$  и  $t_0=800^\circ\text{C}$  и идентичных давлений отборов пара, предназначенный для снижения температуры отборного перегретого пара выше на  $10\div 15^\circ\text{C}$  от состояния насыщения. Таким образом после каждого подогревателя в схему данного цикла был установлен пароохладитель, как отдельный теплообменный аппарат (рис. 1).

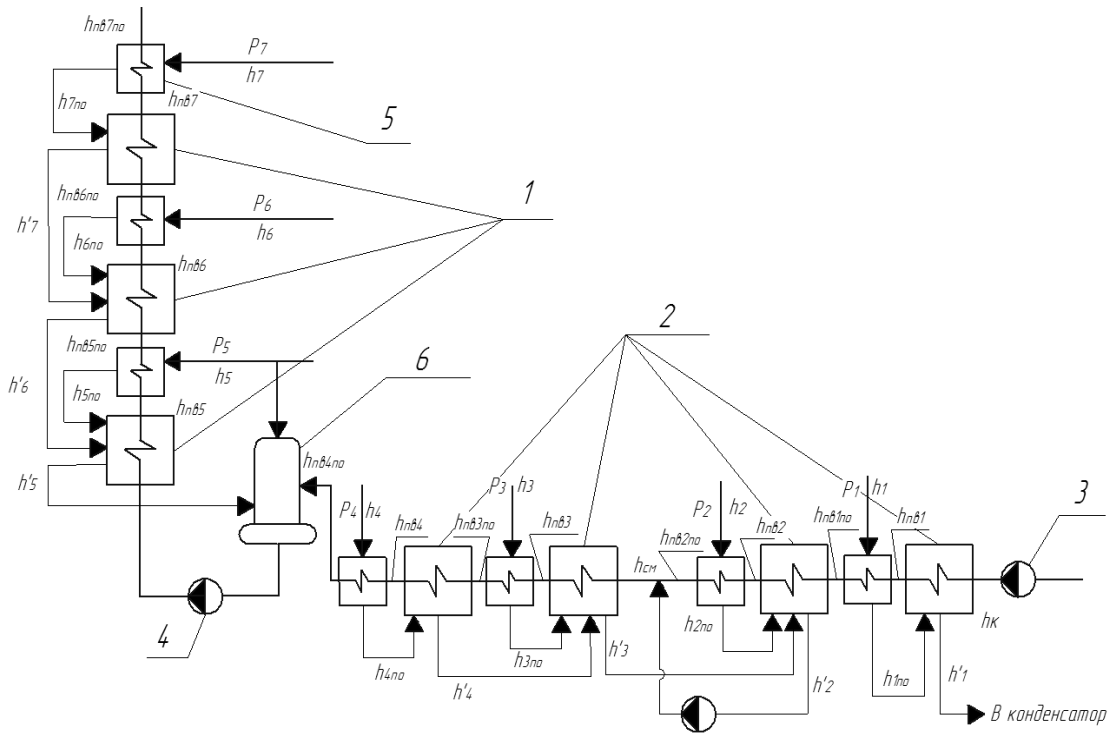


Рис. 1. Схема регенеративной установки с применением пароохладителя (1-подогреватели высокого давления, 2-подогреватели низкого давления, 3-конденсационный насос, 4- питательный насос, 5-пароохладитель, 6-деаэратор).

Для определения относительных расходов пара в отборах составляем систему уравнений теплового и материального баланса с учетом использования пароохладителей, как для линии ПВД, так и для линии ПНД [1].

После вычисления систем уравнений для данной схемы в программе MathCAD, были определены относительные расходы пара и энтальпии питательной воды в линиях ПВД и ПНД, а так же мощность турбоустановки, абсолютный электрический КПД, результаты которых занесены в таблицу 1 и 2.

Таблица 1. Результаты вычислений относительных расходов пара и энтальпий питательной воды, мощности турбоустановки и абсолютного электрического КПД при начальной температуре  $t_0/t_{пп}=565^\circ\text{C}$ .

| № отбора | Относительный расход пара, $\alpha$ | Энтальпия питательной воды, $h_{пв}$ | Значение, кДж/кг | Мощность $N_{э}$ , МВт | Абсолютный электрический КПД $\eta_{э}$ , % |
|----------|-------------------------------------|--------------------------------------|------------------|------------------------|---|
| 1        | 0,04327                             | $h_{пвпо7}$                          | 1034             | 198                    | 44  |
| 2        | 0,07626                             | $h_{пвпо6}$                          | 940              |                        |   |
| 3        | 0,03841                             | $h_{пвпо5}$                          | 773              |                        |   |
| 4        | 0,04523                             | $h_{пвпо4}$                          | 659              |                        |   |
| 5        | 0,03912                             | $h_{пвпо3}$                          | 521              |                        |   |
| 6        | 0,05088                             | $h_{пвпо2}$                          | 429              |                        |   |
| 7        | 0,00978                             | $h_{пвпо1}$                          | 241              |                        |   |

После проведенных расчетов определим температуру питательной воды за каждым подогревателем и пароохладителем для схем с начальной температурой  $t_0=565^\circ\text{C}$  и  $t_0=800^\circ\text{C}$ , данные которых представлены в таблице 3 и 4.

$$t_{пв}=f(P_{пв}, h_{пв}),$$

где  $t_{пв}$ -температура питательной воды,  $P_{пв}$ -давление питательной воды,  $h_{пв}$ -энтальпия питательной воды

Таблица 2. Результаты вычислений относительных расходов пара и энтальпий питательной воды, мощности турбоустановки и абсолютного электрического КПД при начальной температуре  $t_0/t_{пп}=800^\circ\text{C}$ .

| № отбора | Относительный расход пара, $\alpha$ | Энтальпия питательной воды, $h_{пв}$ | Значение, кДж/кг | Мощность $N_{э}$ , МВт | Абсолютный электрический КПД $\eta_{э}$ , % |
|----------|-------------------------------------|--------------------------------------|------------------|------------------------|---|
| 1        | 0,03146                             | $h_{пвпо7}$                          | 1042             | 272,8                  | 48,5  |
| 2        | 0,06446                             | $h_{пвпо6}$                          | 962              |                        |   |
| 3        | 0,04152                             | $h_{пвпо5}$                          | 796              |                        |   |
| 4        | 0,03914                             | $h_{пвпо4}$                          | 676              |                        |   |
| 5        | 0,03583                             | $h_{пвпо3}$                          | 539              |                        |   |
| 6        | 0,04699                             | $h_{пвпо2}$                          | 437              |                        |   |
| 7        | 0,01066                             | $h_{пвпо1}$                          | 246              |                        |   |

Таблица 3. Температура питательной воды с учетом установки пароохладителя для схемы с начальной температурой  $t_0/t_{пп}=565^\circ\text{C}$ .

| Температура питательной воды после собственных подогревателей | Значение, $^\circ\text{C}$ | Температура питательной воды после пароохладителя | Значение, $^\circ\text{C}$ |
|---|----------------------------|---|----------------------------|
| $t_{пв7}$   | 235,3                      | $t_{пвпо7}$                                       | 238,8                      |
| $t_{пв6}$   | 213,5                      | $t_{пвпо6}$                                       | 218,3                      |
| $t_{пв5}$   | 174,8                      | $t_{пвпо5}$                                       | 180,3                      |
| $t_{пв4}$   | 150,4                      | $t_{пвпо4}$                                       | 156,2                      |
| $t_{пв3}$   | 120,6                      | $t_{пвпо3}$                                       | 124                        |
| $t_{пв2}$   | 93,5                       | $t_{пвпо2}$                                       | 102,5                      |
| $t_{пв1}$   | 57,4                       | $t_{пвпо1}$                                       | 57                         |

Таблица 4. Температура питательной воды с учетом установки пароохладителя для схемы с начальной температурой  $t_0/t_{пп}=800^\circ\text{C}$ .

| Температура питательной воды после подогревателя | Значение, $^\circ\text{C}$ | Температура питательной воды после пароохладителя | Значение, $^\circ\text{C}$ |
|--|----------------------------|---|----------------------------|
| $t_{пв7}$  | 235,3                      | $t_{пвпо7}$                                       | 240,6                      |
| $t_{пв6}$  | 213,5                      | $t_{пвпо6}$                                       | 223                        |
| $t_{пв5}$  | 174,8                      | $t_{пвпо5}$                                       | 185,6                      |
| $t_{пв4}$  | 150,4                      | $t_{пвпо4}$                                       | 160                        |
| $t_{пв3}$  | 120,6                      | $t_{пвпо3}$                                       | 128,2                      |
| $t_{пв2}$  | 93,5                       | $t_{пвпо2}$                                       | 104,2                      |
| $t_{пв1}$  | 57,4                       | $t_{пвпо1}$                                       | 58,6                       |

В результате существенного нагрева питательной воды в установке с начальной температурой  $t_0=800^\circ\text{C}$ , выходящей из пароохладителя, было снижено давление пара в отборах и проведено исследование экономичности турбоустановки при данных параметрах давления в отборах.

Для определения нового значения давления в отборах, воспользуемся значением температуры насыщения в пароохладителе, которая определяется по формулам

$$\Delta t = t_{пвпоп} - t'_{пвпоп}$$

$$t'_s = t_{пвп} - \Delta t + \Theta$$

$$P_{отб} = f(t'_s),$$

где  $t'_s$  – температура насыщения,  $\Delta t$  – разница температур питательной воды на выходе из пароохладителя при начальной температуре  $t_0=800^\circ\text{C}$  и  $t_0=565^\circ\text{C}$ ,  $\Theta$  – недогрев питательной воды в пароохладителе,  $P_{отб}$  – давления пара в отборах.

Для расчета воспользуемся теми же уравнениями материального и теплового баланса, что и для предыдущих вычислений. Полученные результаты занесем в таблицу 5.

Таблица 5. Результаты вычислений относительных расходов пара и энтальпий питательной воды, мощности турбоустановки и абсолютного электрического КПД при снижении давления и начальной температуре  $t_0/t_{пп}=800^\circ\text{C}$ 

| № отбора | Давление пара в отборах, МПа | Относительный расход пара, $\alpha$ | Энтальпия питательной воды за пароохладителем, $h_{пвпо}$ | Температура на выходе из пароохладителя $t_{по}, ^\circ\text{C}$ | Мощность $N_{Э}$ , МВт | Абсолютный электрический КПД $\eta_{Э}$ , % |
|----------|------------------------------|-------------------------------------|---|--|------------------------|---|
| 1        | 3,360                        | 0,03785                             | 1038,4  | 239,8  | 275,6                  | 48,8  |
| 2        | 2,096                        | 0,06834                             | 941,5   | 218,5  |                        |   |
| 3        | 0,889                        | 0,03749                             | 765,8   | 178,7  |                        |   |
| 4        | 0,491                        | 0,03743                             | 660   | 156,4  |                        |   |
| 5        | 0,205                        | 0,03964                             | 523,9   | 124,6  |                        |   |
| 6        | 0,105                        | 0,04343                             | 403,3   | 96,1   |                        |   |
| 7        | 0,021                        | 0,00844                             | 240,2   | 57,2   |                        |   |

Таким образом, в результате проделанной работы было определено, что установка пароохладителя в регенеративную схему питательной воды и снижения давлений в отборах способствует увеличению абсолютного электрического КПД на 0,3%, за счет уменьшения относительных расходов пара из отборов.

#### Список используемой литературы:

1. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электростанций. – М.: Изд-во МЭИ, – 2001. – 488 с.

УДК 620.195

**Возможность модернизации подогревателей паротурбинных установок АЭС***С.В. Лавриненко**Томский политехнический университет, г. Томск, Россия**E-mail: serg86@tpu.ru*

Ускоренные темпы экономического развития и повышение уровня жизни населения вызывают повышенный спрос на электроэнергию. Рост электропотребления, предусмотренный Энергетической стратегией России на период до 2020 года, в настоящее время в среднем по стране выше на 50 процентов, а в отдельных наиболее динамично развивающихся районах в несколько раз превышает запланированный [1]. Именно эти крупные городские агломерации, районы добычи углеводородов и размещения организаций тяжелой промышленности сталкиваются сегодня с реальной перспективой того, что недостаток мощностей электроэнергетики может стать сдерживающим фактором экономического развития субъектов Российской Федерации.

В этих условиях перед атомной отраслью встает задача увеличения объемов производства электроэнергии и расширения производственных мощностей организаций отрасли.

Концерн «Энергоатом» в течение последних лет проводит целенаправленную работу по модернизации АЭС. На рисунке 1 приведены результаты этой работы. Проведенная модернизация оборудования уже в 2009 г. позволила получить дополнительную мощность, эквивалентную мощности новой турбины 220 МВт, а в 2010 г. она будет соответствовать вводу нового энергоблока 440 МВт.

Из-за недостаточного финансирования (на уровне 70,6 процента предусмотренного объема) к 2005 году вместо предусмотренных 3 энергоблоков атомных электростанций общей установленной электрической мощностью 3 ГВт были введены в эксплуатацию только 2 энергоблока атомных электростанций общей установленной электрической мощностью 2 ГВт [2].

В настоящее время на 10 действующих атомных электростанциях Российской Федерации эксплуатируется 32 энергоблок общей установленной мощностью 24 288 МВт. В 2011 году российские атомные станции выработали 172,7 млрд кВт\*ч (101,7 % к балансу ФСТ России и 101,5 к аналогичным показателям 2010 года) [3].

Модернизация теплообменников турбин российских АЭС с ВВЭР-1000 становится весьма актуальной при современной тенденции продления срока службы энергоблоков сверх проектного значения - предполагаемое продление ресурса составляет 30 лет.



Рис. 1. Дополнительная мощность турбоустановок АЭС России.

Обеспечение надежной работы парогенераторов (ПГ) – важнейшая задача эксплуатации АЭС во всем мире. Из-за повреждения теплообменных труб до выработки проектного ресурса

были заменены или выведены из эксплуатации практически все зарубежные вертикальные парогенераторы первого поколения с трубами из сплава 600МА [4].

Парогенераторы АЭС с реакторами типа ВВЭР могут работать в составе энергоблока при соблюдении следующих условий:

- элементы и узлы ПГ удовлетворяют требованиям статической и циклической прочности, а также способны оказывать сопротивление хрупкому разрушению;
- количество работоспособных труб, оставшихся после выведения из эксплуатации поврежденных теплообменных труб, должно обеспечивать необходимые для эксплуатации параметры энергоблока.

Одним из элементов ПГ АЭС с ВВЭР, являющимся критичным с точки зрения обеспечения надежной и безопасной эксплуатации – теплообменные трубы. Их состояние является фактором, определяющим ресурс парогенератора. На сегодняшний день максимальное количество заглушенных труб на одном из ПГ энергоблоков АЭС с ВВЭР-440 достигает 12 % (в среднем число заглушенных труб на ПГ энергоблока составляет 8 %) и на ПГ энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000 – 9,6 % (среднее число заглушенных труб – 4,9 %) [5].

Актуальной проблемой эксплуатации АЭС с реакторами ВВЭР является снижение поступления продуктов коррозии и коррозионно-агрессивных примесей в парогенератор. На действующих энергоблоках АЭС с ВВЭР-1000 (при ведении гидразинно-аммиачного (ГАР) ВХР II контура) большая часть железа в питательной воде парогенератора обусловлена коррозией оборудования и трубопроводов конденсатно-питательного и парового трактов [6].

Водно-химический режим (ВХР) АЭС – один из важнейших факторов, влияющих на их надежную, безопасную эксплуатацию. На всем протяжении жизненного цикла АЭС остается актуальной проблема создания и поддержания таких физико-химических свойств теплоносителей, которые бы предотвращали коррозионные повреждения конструкционных материалов оборудования и образование отложений на его поверхностях.

На рисунке 2 представлена зависимость изменения поступления продуктов коррозии железа и меди в питательную воду в зависимости от pH рабочей среды - с увеличением pH скорость коррозии меди увеличивается, железа - падает [7].

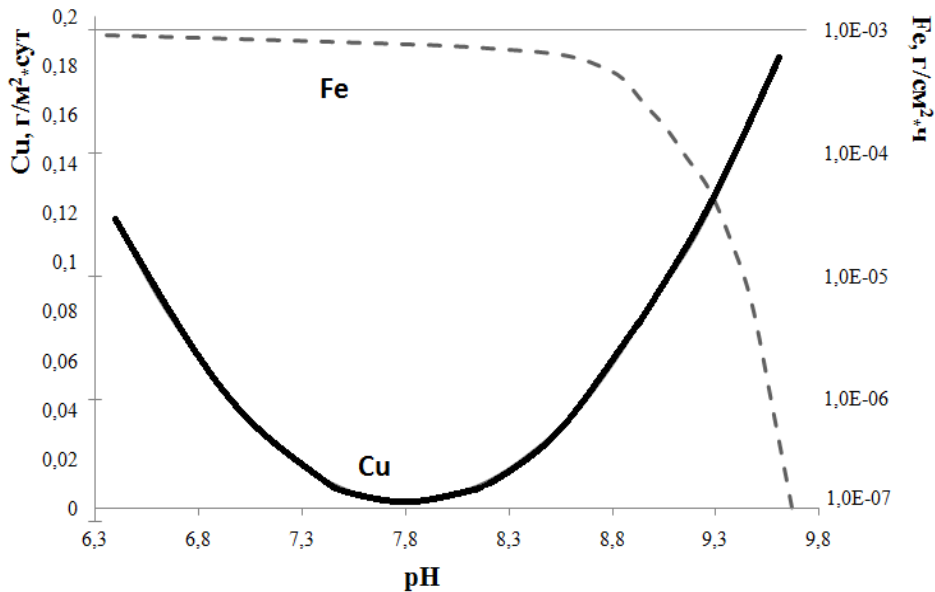


Рис. 2. Поступление продуктов коррозии железа и меди в питательную воду в зависимости от pH среды.

Явление эрозии-коррозии металла характеризуется одновременным и взаимосвязанным протеканием двух процессов: с одной стороны, формирования защитного оксидного слоя на поверхности металла, а с другой - его растворения и выноса в поток продуктов растворения.

Наиболее экономически эффективная мера предупреждения ЭКВ – повышение эрозионно-коррозионной стойкости элементов энергоблоков на стадии проектирования путем оптимизации выбора металла, формы и размеров проточной части трубопроводов и оборудования, а также

параметров водно-химического режима. При этом корректировка последнего является фактически единственным из вышеперечисленных факторов, влияющих на интенсивность общей эрозии-коррозии не только отдельных элементов, но и всей рабочей поверхности конденсатно-питательного и влажно-парового трактов энергоблоков.

Очень важной является проблема устранения медьсодержащего оборудования из конденсатно-питательного тракта. На многих зарубежных АЭС («Пакш», «Козлодуй», «Дукованы») такая модернизация, включающая замену латунных трубок конденсаторов турбин на нержавеющие, введение ВХР с высоким показателем рН, выполнение химических промывок ПГ, была проведена. В результате количество повреждений труб в ПГ резко снизилось. Для примера в таблице 1 приведены значения отношения числа заглушенных в период планово-предупредительного ремонта (ППР) теплообменных труб к числу труб, подвергнутых контролю до и после проведения указанных мероприятий (парогенераторы энергоблока №1 АЭС «Пакш») [4].

Таблица 1. Относительное количество заглушенных теплообменных труб парогенератора энергоблока №1 АЭС «Пакш».

| Номер ПГ | Годы проведения ППР | Относительное количество заглушенных теплообменных труб до и после проведения защитных мероприятий* |        |
|----------|---------------------|---|--------|
|          |                     | до  | после  |
| 1        | 1995-2003           | 0,004   | 0      |
| 2        | 1999-2003           | 0,006   | 0      |
| 3        | 1989-2004           | 0,0016  | 0,0007 |
| 4        | 1992-2003           | 0,05  | 0,0007 |
| 5        | 1990-2006           | 0,003   | 0      |
| 6        | 1990-2006           | -   | 0,0007 |

\*В 1999 г. был осуществлен переход на повышенное значение рН, а в 2000 г. – химическая промывка от железа и меди.

Очевидным преимуществом замены материала поверхности теплообмена является заметное (в 3-4 раза) уменьшение скорости накопления шлама в парогенераторах в течение кампании. Предельно допустимое значение удельной загрязненности теплообменных труб ПГ при гидразинно-аммиачном ВХР достигается за 3÷4 года эксплуатации энергоблока, при этаноламиновом ВХР – за 10÷15 лет.

Таким образом, замена материала поверхности теплообмена на нержавеющую сталь позволит увеличить значение рН в питательной воде до 9,5...9,7, что приведет к заметному снижению скорости эрозионно-коррозионного износа оборудования и трубопроводов, изготовленных из углеродистых сталей, и уменьшению загрязненности теплообменных поверхностей. В конечном счете это приведет продлению срока службы ПГ, снижению затрат на ремонт и повышению безопасности эксплуатации ЭБ в целом.

#### Список используемой литературы:

1. [http://www.rosatom.ru/aboutcorporation/activity/energy\\_complex/electricitygeneration/#raz2](http://www.rosatom.ru/aboutcorporation/activity/energy_complex/electricitygeneration/#raz2) Государственная корпорация по атомной энергии "Росатом"
2. [http://www.programs-gov.ru/31\\_1.php](http://www.programs-gov.ru/31_1.php) Федеральная целевая программа "Развитие атомного энергопромышленного комплекса России на 2007 - 2010 годы и на перспективу до 2015 года"
3. [http://www.ng.ru/energy/2012-04-10/13\\_news.html](http://www.ng.ru/energy/2012-04-10/13_news.html) Независимая газета.
4. Трунов Н.Б., Давиденко С.Е., Попадчук В.С. Современное со-стояние проблемы управления ресурсом парогенераторов АЭС с ВВЭР // Теплоэнергетика. – 2011. – № 3. – С. 6 – 10.
5. Обоснование требований к достоверности вихретокового контроля теплообменных труб парогенераторов типа ПГВ / В.А. Григорьев, В.В. Уланов, А.А. Шубин и др. //ВАНТ. Сер. Обеспечение безопасности АЭС. – 2006. Вып. 13.
6. Тяпков В.Ф. Комплексный подход к выбору водно-химического режима II контура в проектах АЭС с ВВЭР-1200 // Теплоэнергетика. – 2011. – № 5. – С. 16 – 20.
7. Тяпков В.Ф., ОАОВНИИАЭС, г. Москва, Шарафутдинов Р.Б., НТЦ ЯРБ Ростехнадзор, г. Москва.

УДК 621.86(035)

### Оценки состояния дисперсной среды с несвязными частицами в установке поршневого пневмотранспорта

*М.В. Василевский, В.И. Романдин\*, Е.Г. Зыков\*\**

*Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

*\*Томский государственный университет, г. Томск, Россия*

*\*\*ООО «Томсказоочистка», г. Томск, Россия*

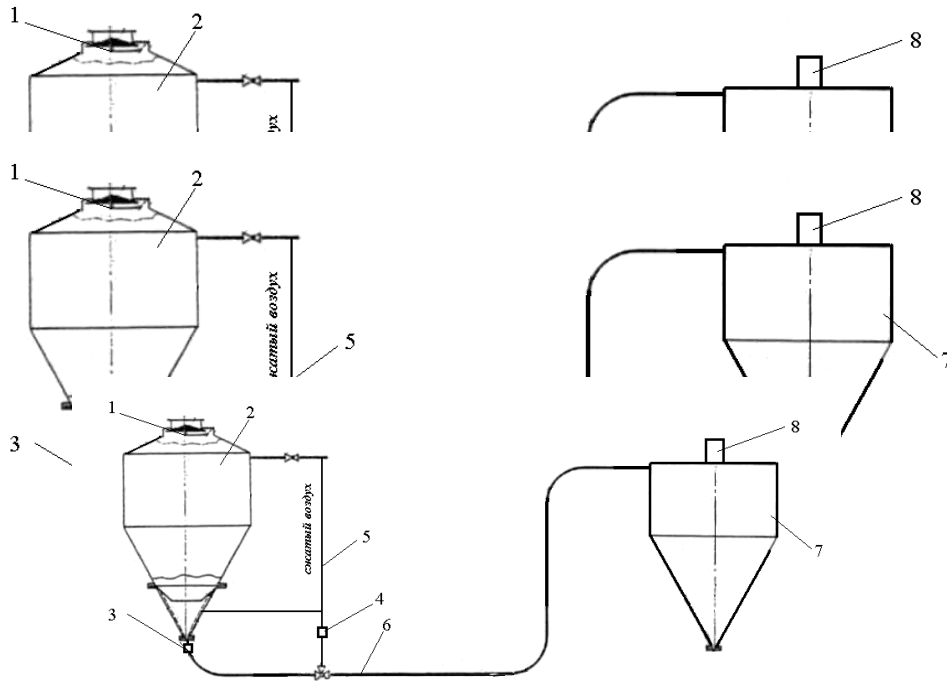
**E-mail: [vasmix40@mail.ru](mailto:vasmix40@mail.ru)**

В работе проведен анализ процесса поршнеобразования несвязных материалов. Выяснено, что основными факторами структурообразования являются инерционные эффекты и взаимодействие с ограничивающими поток поверхностями. Проведены оценки сопротивления движению поршней при механическом воздействии и воздействии фильтрацией.

Пневмотранспорт по видам подразделяется на скоростной транспорт (транспорт взвесью), замедленный транспорт (с поршневой структурой, гребнеобразной структурой), медленный транспорт (плотным слоем) [1–2].

Поршневой транспорт обладает преимуществами по сравнению с транспортом взвесью: отсутствие измельчения материала, меньший расход энергии, большая дальность транспортирования, высокая эффективность отделения материала от газа [1–3]. Исследования

пневм  
трубс  
физи  
конф  
являе  
поток  
порш  
состс  
транс  
устан  
тран



гно  
яется  
м и  
этров  
туры  
цеств  
ном  
ность  
таких  
даче

Рис.1. Схема установки пневматического транспорта: 1–загрузочное устройство, 2 – питатель, 3 – механический клапан – делитель, 4 – пневматический клапан– делитель, 5– трубопровод сжатого воздуха, 6 – транспортный трубопровод, 7– приемный бункер, 8–пылеотделитель.

Дисперсный материал загружается в питатель, подается воздух. Под давлением воздуха материал через открытый клапан 3 поступает в трубопровод, через клапан – делитель 4 периодически подается воздух, который препятствует поступлению материала из питателя в трубопровод и способствует продвижению другой части материала по трубопроводу в сторону приемного бункера.

При изучении взаимодействия несвязных частиц со стенками цилиндрического бункера – питателя в условиях нисходящей фильтрации воздуха через слой обнаружен рост давления слоя на стенки при относительно малом изменении плотности слоя. Превышение перепада давления



против некоторых оптимальных величин приводит на практике к увеличению объема застойных зон, интенсификации каналаобразования, сводообразования и нарушению равномерности напорного истечения зернистых материалов из емкостей; «заклиниванию» плотного слоя при движении в каналах при пневмотранспорте по трубам [5].

Для подачи в трубопровод материал в питателе аэрируется. Однако в трубопровод он может входить в уплотненном состоянии в локальных областях, поскольку аэрация в трубопроводе отсутствует. В трубопровод материал из питателя входит в аэрированном состоянии и по мере продвижения материала количество контактов частиц между собой и со стенкой возрастает, происходит замедление движения и уплотнение за счет инерционных сил. Материал из питателя поступает в трубопровод со скоростью  $V_1$  и пройдя расстояние  $L$  имеет скорость  $V_2$ . При изменении скорости возникают инерционные эффекты, которые приводят к возникновению осевых и нормальных к поверхности трубопровода напряжений. Возникают дополнительные боковые давления материала, что приводит к увеличению сил трения. Уравнение движения материала на начальном участке трубопровода без учета фильтрации может быть представлено следующим образом (рис. 2а):  $-G_M dV - Sd\sigma - \sigma dS_{\text{бок}} \xi f = 0$ ,  $S = \pi D^2/4$ ,  $G_M = (1 - \varepsilon_1) \rho_\delta S V_1$ ,  $V = V_1 - (V_1 - V_2)(x/L)$ ,  $S_{\text{бок}} = \pi D x$ . В этих соотношениях  $D$  – диаметр трубопровода,  $S$  – площадь сечения трубопровода,  $L$  – длина поршня,  $x$  – координата,  $\rho_\delta$  – плотность вещества материала,  $\varepsilon_1$  – порозность дисперсного материала на входе в трубопровод. При фильтрации возникает дополнительная увлекающая материал сила за счет поверхностного взаимодействия частиц и газа. В этом случае уравнение движения имеет вид (рис. 2б):  $-G_M dV - Sd\sigma - \sigma dS_{\text{бок}} \xi f + F_\phi d\Omega = 0$ , где  $F_\phi = f_\delta S_\delta$ ,  $f_\delta$  – удельная сила, действующая по поверхности дисперсной среды Н/м<sup>2</sup>,  $S_\delta$  – удельная поверхность дисперсной среды м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>,  $d\Omega = S dx$  – элементарный объем, в котором проявляются поверхностные силы.

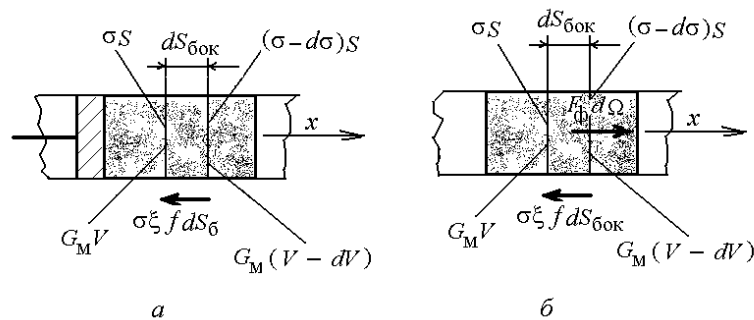


Рис. 2. Напряжения и силы в дисперсном материале при воздействии на поршень плунжером (а) и фильтрацией (б).

Фильтрационная сила определяется перепадом давления на элементе  $d\Omega = S dx$ :  $F_\phi d\Omega = dPS$ . Для упрощения будем полагать, что распределение давления вдоль поршня линейно и уравнение движения будет иметь вид

$$-\frac{V_1 - V_2}{L} (1 - \varepsilon_1) \rho_\delta V_1 - \frac{d\sigma}{dx} - \sigma \xi f \frac{4}{D} + \frac{P_1 - P_2}{L} = 0$$

Интегрирование уравнений движения проводится из условия, что в передней части поршня, при  $x=L$ , напряжение равно нулю, значение на тыльной стороне поршня равно разности давлений на поршне. Решение уравнения движения дисперсной среды поршня без фильтрации имеет вид

$$\sigma = \frac{(1 - \varepsilon_1) \rho_\delta V_1 (V_1 - V_2) D}{4 \xi f L} \left[ \exp \frac{4}{D} \xi f (L - x) - 1 \right] \quad (1)$$

Решение уравнения движения дисперсной среды поршня с учетом фильтрации при  $x=0$  имеет вид

$$P_1 - P_2 = \frac{\frac{V_1 - V_2}{L} (1 - \varepsilon_1) \rho_\delta V_1}{D \left[ \exp \frac{4}{D} \xi f L - 1 \right]} + \frac{1}{L} \quad (2)$$

Проведем сравнение перепадов давления при отсутствии фильтрации (1) и с фильтрацией (2). При этом в формуле (1) надо положить  $x=0$ , а  $\sigma=P_1 - P_2$ . Пусть  $V_1=4$  м/с,  $V_2=2$  м/с,  $\rho_8=2000$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon_1=0,5$ ,  $D=0,1$  м,  $L=2$  м,  $\xi=0,2$ ,  $f=0,1$ . Расчет показывает что по формуле (1)  $P_1 - P_2 = 20$  кПа, по формуле (2) разность давления на поршне равна 5,7 кПа. При длинных поршнях фильтрация газа через поршень мала и движение сыпучего материала уподобляется его перемещению с помощью плунжера, которое не может реализоваться вследствие переуплотнения и расклинивания сыпучего в трубопроводе [6]. Анализ состояния дисперсной фазы в поршнеобразных структурах систем пневмотранспорта при изотермическом расширении газа в поршне приведен в [7].

Средний относительный объем дисперсной среды  $\varepsilon_t$  в трубопроводе определяется производительностью  $G$  (т/ч), временем пребывания материала  $L/V_t$  (с), массой транспортного пространства с материалом  $\rho_t SL$  (т):  $\varepsilon_{tL} = 1 - \varepsilon_L = (G/3600)(L/V_t)/SL\rho_t = (G/3600)/V_t S\rho_t$ , где  $\rho_t$ ,  $V_t$ ,  $S$  – плотность, скорость твердой фазы, проходное сечение трубопровода без материала. Отличие истинной, локальной порозности от средней определяет характер движения дисперсной фазы и ее напряженное состояние. Средняя объемная доля воздуха при поршневом транспорте  $\varepsilon_L$  составляет 0.87–0.95, во взвеси – 0.96–0.99. При установившемся движении скорость фильтрации несжимаемой жидкости через пористую среду в поршне  $V_{\phi} = k\Delta P/\mu_b l_t$  [8], где  $k$  – проницаемость (м<sup>2</sup>),  $\Delta P$ ,  $l_t$  – перепад давления на поршне, длина поршня,  $\mu_b$  – динамическая вязкость (Па·с). Истинная концентрация частиц в поршне определяется из соотношения  $K = G_m/SV$ , порозность  $\varepsilon = 1 - K/\rho_8$ .

В [4] проведено исследование транспортирования гранулированных материалов с низкой скоростью их перемещения по трубопроводу. Низкая скорость транспортирования обеспечивает незначительное изменение гранулометрического состава материала, а также предотвращает образование стружки при транспортировании гранулированного полиэтилена. Транспортный трубопровод с внутренним диаметром 51 мм и длиной 306 м расположен в горизонтальной плоскости, и имеет два поворота под углом 180°. Формирование поршней осуществлялось или с помощью поворотного клапана 3 рис.1, или пневматическим делителем 4, работа которых регламентируется задатчиком импульсов. Визуальные наблюдения через прозрачные участки трубопровода показали, что сформированный в начале трубопровода поршень длиной 1,5–2,0 м практически сохраняет свою длину при прохождении всей магистрали. Это достигается соответствием количества осыпающегося материала с тыльной части поршня подбираемому передней его частью из нижнего слоя, который поддерживается толщиной 10–15 мм. О регулярности этого процесса свидетельствует характер изменения статического давления при прохождении поршнями сечений трубопровода, где установлены датчики. По характерным для поршня изменениям давления при известных скоростях протяжки ленты самописца и расстояния между соседними датчиками оценивалась скорость перемещения поршней [4]. По осциллограммам определялось распределение статического давления вдоль магистрали (рис. 3). Как видно из кривых, в местах поворотов трубопровода градиент давления увеличивается. Замедление движения материала с дальнейшим его ускорением на прямолинейных участках видно по кривым изменения скорости поршней вдоль магистрали (рис. 4) [4].

Производительность по полиэтилену в зависимости от давления в питателе 600–1300 кг/ч. Средняя скорость движения поршней 2–4 м/с. С увеличением расстояния между поршнями увеличивается их скорость. Устойчивость транспортировки нарушается, когда происходит объединение поршней.

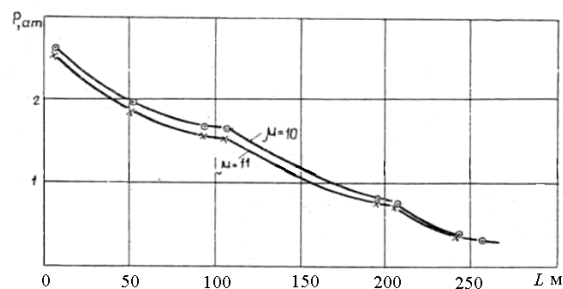


Рис. 3. Распределение статического давления по транспортной магистрали [4].

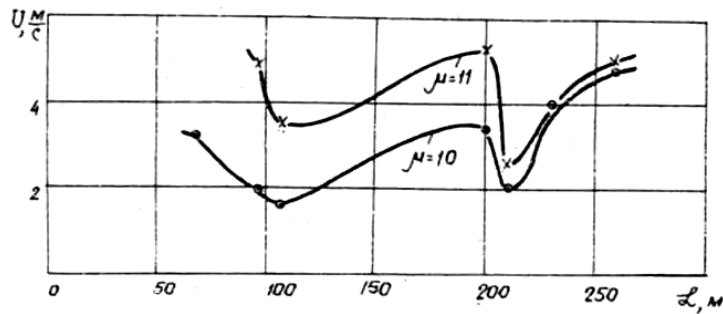


Рис. 4. Распределение скорости движения материала вдоль транспортной магистрали [4].

Проведенные исследования показали, что гранулированные материалы могут успешно транспортироваться с малыми скоростями в виде поршней.

Проведем оценку коэффициентов, фигурирующих в уравнениях (1) и (2). Произведение коэффициентов  $\xi f$  отражает ситуацию торможения движения материала ограждающими поверхностями в условиях давления частиц на стенку и возникновения силы трения. Значения этих коэффициентов берутся для конкретных материалов из опытных данных давления на стенку в статическом состоянии или сравнения с результатами испытания транспортной системы. Это произведение назовем коэффициентом взаимодействия частиц материала между собой и со стенкой  $\xi_f$ . При заполнении частицами входного участка трубопровода частицы взаимодействуют со стенками трубопровода разными частями своей поверхности. Поэтому трение индивидуальной частицы может являться трением скольжения или трением качения. Для множества частиц при упругих столкновениях со стенкой (рикошет) имеются моменты времени, когда частица неподвижна. В этот момент частица может подвергаться удару другой частицы, которая получает импульс в обратном направлении и может остановиться.

Простой эксперимент позволяет получить представление о коэффициенте взаимодействия  $\xi_f$  (рис. 5). Гранулы подаются на наклонный лоток шириной  $H$  в таком количестве, чтобы на горизонтальной подложке сформировался монослой частиц с толщиной этого слоя, равным эквивалентному размеру частицы с диаметром  $\delta$ . Входной импульс потока равен  $G_M V$ , первые частицы взаимодействуя со стенками канала останавливаются, последующие частицы взаимодействуют со стенками и с неподвижными частицами, которые удерживаются силами трения. Изменение импульса потока частиц расходуется на изменение силы трения в результате формирования слоя частиц.

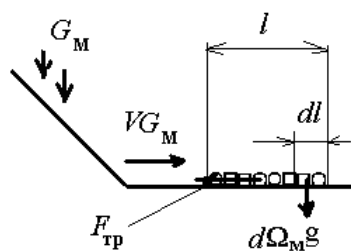


Рис. 5. Взаимодействие частиц с поверхностью.

$-G_M dV - d\Omega_M g \xi_f = 0$ ,  $V = G_M / [(1-\epsilon)\rho_\delta] / \delta H$ ,  $d\Omega_M = (1-\epsilon)\rho_\delta H \delta dl$ ,  $(1-\epsilon) = \Omega_M / \rho_\delta H \delta l$ ,  $\Omega_M / t = G_M$ . Используя приведенные соотношения, получим из первого уравнения  $\xi_f = l / g t^2$ . Первые оценки показывают, что для гранулированного полипропилена значения  $\xi_f$  находятся в диапазоне 0,05–0,15.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект №11–08–00059).

#### Список используемой литературы:

1. Шваб В.А. Аэромеханические методы в технологии производства порошковой продукции. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, – 1984. – 161 с.
2. Островский Г.М. Пневматический транспорт сыпучих материалов в химической промышленности. – Л.: Химия, – 1984. – 104 с.

3. Воронин В.Н., Егоров В.М. Поршневой пневмотранспорт с малой скоростью. / Вопросы аэрогидромеханики и тепломассообмена в приложении к некоторым технологическим процессам. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, – 1981. – С. 112 – 124.
4. Смолоник В.А., Егоров В.М., Мельник Л.Ф. Импульсный пневмотранспорт гранулированных материалов. / Вопросы прикладной аэродинамики и тепломассообмена – Томск: Изд-во Томск. ун-та, – 1983, с. 92 – 95.
5. Розанов О.Ю., Смолоник В.А. О физических основах стабилизации напорного движения плотного слоя сыпучего материала в каналах. / Вопросы прикладной аэродинамики и тепломассообмена – Томск: Изд-во Томск. ун-та, – 1983, с. 76 – 81.
6. Воронин В.Н., Егоров В.М., Квеско Б.Б. Особенности процесса фильтрации при поршневом пневматическом транспорте. / Вопросы аэрогидромеханики и тепломассообмена в приложении к некоторым технологическим процессам. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, – 1979. – С. 90 – 96.
7. Романдин В.И., Василевский М.В. Анализ состояния дисперсной фазы в поршнеобразных структурах систем пневмотранспорта. Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики: Сборник материалов конференции. Томск: Томский государственный университет, – 2011, с. 367–368.
8. Лейбензон Л.С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. М.–Л.: Госуд. изд-во техн.- теоретич. литературы, – 1947, – 214 с.

УДК 621.1

**Эксергетический анализ методов снижения вредных выбросов от котельных агрегатов ТЭС*****В.В. Пинигин, А.Г. Батухтин, С.Ф. Мирошников****Забайкальский государственный университет, г. Чита, Россия****E-mail: [vaso-88@mail.ru](mailto:vaso-88@mail.ru)***

Представлены особенности методики, основанной на теории эксергетического анализа, позволяющей производить оценку способов снижения вредных выбросов от котельных агрегатов ТЭС.

Как известно, показателем, характеризующим суммарное воздействие каких-либо объектов антропогенной деятельности на окружающую среду, является эксергия выбрасываемых в нее потоков энергии и вещества. Она позволяет совмещать основы первого и второго начал термодинамики в одном параметре, показывая неодинаковую способность различных форм энергии к преобразовыванию из одной формы в другую, в том числе в работу.

К тому же, эксергия системы является показателем, характеризующим максимальную работоспособность этой системы в обратимом процессе. В то же время, эксергия является формой неограниченно превратимой энергии, которая потребляется во всевозможных технологических процессах [1].

В связи с этим, применительно к области экологии тепловой энергетики наиболее рациональным представляется производить анализ методов снижения вредных выбросов от котельных агрегатов на основе теории эксергии, с учетом разделения сопутствующих потерь на безвозвратные и «полезные», использование которых возможно в качестве вторичных энергоресурсов. При этом станет возможным осуществлять объективную оценку различных методов снижения вредных выбросов, как от энергетических источников вредных выбросов, так и от источников, создающих экологическую нагрузку в прочих отраслях промышленного производства и техники.

Эксергетический метод анализа позволяет вести сравнение различных энергетических систем на основе эксергетического баланса, который обладает более высокой точностью в сравнении с классическим тепловым.

Поскольку, паровой котел является неотъемлемым объектом современных энергетических систем, действие которого направлено на непосредственное преобразование энергии топлива в энергию рабочего тела, то объективное определение КПД котельного агрегата в наибольшей степени оказывает влияние на правильность определения совершенства и эффективности всей энергетической системы, в состав которой он входит.

На основании «классического» термодинамического анализа данной составной единицы системы установлено, что паровые котлы имеют достаточно высокий уровень эффективности. Тем не менее, с позиций анализа, основанного на эксергетическом подходе к оценке эффективности паровых котлов, многими исследователями сделан вывод, опровергающий данный факт и доказывающий, что в составе действующих электростанций именно в котельном агрегате имеют место наибольшие потери эксергии. И это связано, главным образом, с дополнительным учетом в методике эксергетического анализа величины составляющих потерь эксергии от необратимости процессов горения топлива и теплообмена в элементах котла.

Совместное рассмотрение эксергетического и энергетического анализов эффективности паровых котлов подвигает современных исследователей к переоценке совершенства котельных агрегатов с точки зрения термодинамики.

Исходя из этого анализ методов снижения вредных выбросов основывается на рассмотрении суммарного абсолютного приращения эксергии потоков, составляющих баланс котельного агрегата, выраженное в виде относительных потерь эксергии в котельной установке, на которой используется какой-либо способ снижения вредных выбросов:

$$\Delta\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{пол.исп}}{E_{подв.}} = \frac{\Delta E_{пара} + \Delta E_{вт.прод}}{E_{топл.}} = 1 - \frac{\sum \Delta E_i \cdot E_i}{E_{топл.}},$$

где  $\Delta E_{пол.исп}$  - изменение полезно-использованной эксергии;

$E_{подв.}$  - подведенная (располагаемая) эксергия;

$\Delta E_{пара}$  - изменение эксергии пара;

$\Delta E_{вт.прод}$  - изменение эксергии побочных химических продуктов, получаемых при работе котельного агрегата;

$E_{топл.}$  - эксергия топлива;

$\Delta E_{пот.}$  - изменение потерь эксергии;

$\sum \Delta E_i \cdot E_i$  - сумма абсолютных потерь эксергии в элементах котельного агрегата.

При этом необходимо сопоставлять величину суммарного абсолютного приращения эксергии потоков, составляющих баланс котельного агрегата, с изменением величины эксергетического КПД котла, обусловленным применением на нем газоочистных технологий. В данном случае, для определения удельных и абсолютных потерь эксергии необходимо использовать стандартный метод вычисления потоков эксергии рассматриваемого котла:

$$E_{топл.} = E_{пара} + E_{ух.г} + E_{гв} + E_{шл} + E_{ун} + E_{пот}^{гор.} + E_{пот}^{т.о} + E_{пот}^{о.с} + E_{пот}^{разб},$$

где  $E_{ух.г}$  - эксергия уходящих газов;

$E_{гв}$  - эксергия горячего воздуха;

$E_{шл}$  - эксергия шлака;

$E_{ун}$  - эксергия уноса;

$E_{пот}^{гор.}$  - потери эксергии от необратимости процесса горения топлива;

$E_{пот}^{т.о}$  - потери эксергии от необратимости теплообмена;

$E_{пот}^{о.с}$  - потери эксергии в окружающую среду;

$E_{пот}^{разб}$  - потери эксергии из-за присосов воздуха.

Поскольку для эксергии характерно свойство аддитивности, то для каждого из представленных потоков, величина эксергии будет определяться как сумма физической и химической эксергий этого потока.

Для сопоставления величины потоков эксергии в котельном агрегате, в качестве примера рассмотрим использование природных цеолитов, позволяющих реализовать на котле аддитивный способ снижения вредных выбросов [2]. Сущность этого способа заключается в том, что

природный цеолит (клиноптилолит состава  $(\text{Na}_2\text{K}_2)\cdot\text{O}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3\cdot 10\text{SiO}_2\cdot 8\text{H}_2\text{O}$ ) применяют в качестве присадки к бурым углям при факельном сжигании в топках энергетических котлов, в результате чего происходит поглощение одновременно с оксидами серы  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$  оксидов азота  $\text{NO}_x$ . Доля снижения указанных компонентов дымовых газов по данным [2] составляет: для серы – 6%, для азота – 50%, соответственно. При этом концентрация природных цеолитов в топливе составляет около 5%.

Результаты расчета составляющих эксергии в случае работы котельного агрегата с номинальной нагрузкой на угле Харанорского месторождения (1Б) с использованием и без использования аддитивной технологии газоочистки представлены в таблице 1.

Таблица 1. Показатели энергоэффективности и экологичности работы котельного агрегата БКЗ-220-100.

| Статья баланса                                   | Работа без газоочистки |                |                 | Аддитивная технология |                |                 |
|--|------------------------|----------------|-----------------|-----------------------|----------------|-----------------|
|  | Масса, т               | Энергия, ГДж/ч | Эксергия, ГДж/ч | Масса, т              | Энергия, ГДж/ч | Эксергия, ГДж/ч |
| <i>Приход</i>                                    |                        |                |                 |                       |                |                 |
| Топливо  | 58,932                 | 679,633        | 763,0347        | 62,748                | 681,957        | 765,6594        |
| Организованный воздух                            | 226,187                | 0              | 0               | 226,836               | 0              | 0               |
| Присосы воздуха                                  | 33,929                 | 0              | 0               | 34,025                | 0              | 0               |
| Итого  | 319,048                | 679,633        | 763,0347        | 323,609               | 681,957        | 765,6594        |
| <i>Расход</i>                                    |                        |                |                 |                       |                |                 |
| Перегретый пар                                   | 220                    | 617,7132       | 323,9762        | 220                   | 617,7132       | 323,9762        |
| Потери от мех. недожега                          | 0,584                  | 6,73           | 7,63            | 0,621                 | 6,753          | 7,656           |
| Потери с ЗШП:                                    | 7,703                  | 0,202          | 8,183           | 10,7426               | 0,3376         | 12,031          |
| - зола (сумм.)                                   | 0,385                  | 0,202          | 7,517           | 0,5376                | 0,3376         | 11,053          |
| химическая;                                      | -                      | -              | 7,387           | -                     | -              | 10,845          |
| физическая;                                      | -                      | -              | 0,130           | -                     | -              | 0,208           |
| - шлак (сумм.)                                   | 7,318                  | -              | 0,666           | 10,205                | -              | 0,978           |
| химическая;                                      | -                      | -              | 0,389           | -                     | -              | 0,571           |
| физическая;                                      | -                      | -              | 0,277           | -                     | -              | 0,407           |
| Потери в ОС                                      | -                      | 3,634          | 1,749           | -                     | 3,634          | 1,749           |
| Потери с ух. газами:                             | 310,761                | 50,878         | 36,027          | 311,68                | 52,809         | 30,6524         |
| - химическая;                                    | -                      | -              | 27,648          | -                     | -              | 24,2764         |
| - физическая;                                    | -                      | -              | 7,891           | -                     | -              | 6,082           |
| - концентрац-ая.                                 | -                      | -              | 0,488           | -                     | -              | 0,294           |
| Потери от необратимости:                         |                        |                |                 |                       |                |                 |
| - горения;                                       | -                      | -              | 221,602         | -                     | -              | 223,5232        |
| - теплообмена.                                   | -                      | -              | 163,8672        | -                     | -              | 164,5113        |
| Эксергия адсорбента:                             | 0                      | -              | -               | 0,5654                | -              | 1,5603          |
| - физическая;                                    | -                      | -              | -               | -                     | -              | 0,16908         |
| - $\text{SO}_2$ (уловл.);                        | -                      | -              | -               | -                     | -              | 0,02622         |
| - $\text{NO}_x$ (уловл.).                        | -                      | -              | -               | -                     | -              | 1,365           |
| Итого  | 319,048                | 679,633        | 763,0347        | 323,609               | 681,957        | 765,6594        |
| Энергетический КПД, %                            | 90,87                  |                |                 | 90,59                 |                |                 |
| Эксергетический КПД, %:                          |                        |                |                 |                       |                |                 |
| - без учета ЗШП, $\text{SO}_2$ , $\text{NO}_x$ ; | 42,46                  |                |                 | 42,31                 |                |                 |
| - с учетом ЗШП;                                  | 43,53                  |                |                 | 43,88                 |                |                 |
| - с учетом ЗШП и $\text{SO}_2$ ;                 | 43,53                  |                |                 | 43,89                 |                |                 |
| - с учетом ЗШП, $\text{SO}_2$ , $\text{NO}_x$ .  | 43,53                  |                |                 | 44,07                 |                |                 |

Анализируя данные, представленные в таблице 1, можно сделать вывод, что представленная методика эксергетического анализа способов снижения вредных выбросов является более совершенной по сравнению с существующей методикой, основанной на эксергетическом балансе, поскольку она позволяет дополнительно учитывать составляющие эксергии уходящих газов и золошлаковых продуктов (химическую, концентрационную), образующихся во время работы котельного агрегата. К тому же дополнительный учет химической составляющей эксергии золошлаковых продуктов и уходящих газов позволяет производить более объективную оценку энергетической эффективности котельного агрегата. Это становится очевидным при сравнении значений эксергетического и энергетического КПД котла до и после использования аддитивного способа. Как следует из таблицы 1, энергетический и эксергетический КПД котла (рассчитанный без учета химической составляющей) при использовании природных цеолитов снизился с 90,87% и 42,46% до 90,59% и 42,31%, соответственно, что объясняется увеличением зольности топлива и в конечном итоге его теплотворной способности. Однако с учетом химической эксергии уходящих газов и золошлаковых продуктов, наблюдается рост эксергетического КПД (с 42,46 % до 44,07%), объясняемый снижением суммарной величины эксергии вредных выбросов.

Таким образом, оценивать совершенство какого-либо определенного способа снижения вредных выбросов от котельного агрегата с достаточной степенью достоверности можно с помощью изменения суммарной величины потерь эксергии, обусловленных реализацией данного способа. При этом в качестве основного критерия, по которому можно судить об эффективности способов снижения вредных выбросов, может служить величина эксергии уходящих газов. И чем меньшее значение будет иметь эта величина, тем более эффективным является способ снижения вредных выбросов.

#### Список используемой литературы:

1. Степанов В.С., Степанова Т.Б. Эффективность использования энергии и энергосбережение: Учебное пособие. – Иркутск: ИрГТУ, – 2002. – 145 с.
2. Патент РФ № 2057165, опубликовано 27.03.1996.

УДК 536.212

#### Терморегулирование теплонапряженных энергетических систем с составными элементами

*В.М. Попов, А.П. Новиков, О.Л. Ерин*

*ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия», г. Воронеж, Россия*

*E-mail: [etgvgta@mail.ru](mailto:etgvgta@mail.ru)*

Предложен технологический прием снижения теплопереноса через зону контакта металлических поверхностей составных элементов путем введения в зону раздела сыпучих материалов малой теплопроводности. Показана эффективность предлагаемой технологии.

В процессе разработки современного энергетического оборудования в ряде случаев требуется повышать термосопротивление в зоне контакта отдельных узлов и деталей на пути тепловых потоков. Таким образом, перед проектировщиками и эксплуатационниками такого оборудования встает задача направленного терморегулирования в составных системах. Принимая во внимание, что перенос тепла между контактирующими металлическими поверхностями осуществляется в основном через площадки непосредственного контакта [1] представляется перспективным повышать термосопротивление, путем разъединения поверхностей при введении в зону контакта сыпучих материалов низкой теплопроводности.

Для реализации предлагаемого технологического приема поставлены специальные опыты на установке по исследованию контактного теплообмена [2]. Между плоскошероховатыми поверхностями нагревателя и холодильника из латуни Л80 помещались порошки оксидов магния, меди и алюминия с приведенным диаметром частиц  $\bar{d} \approx 0,15$  мм. На поверхности контакта прилагалась механическая нагрузка  $P$  от 0,1 до 0,9 МПа. Измерялось контактное термосопротивление  $R_{\kappa}$  в зависимости от нагрузки  $P$  согласно методике, изложенной в монографии [1].

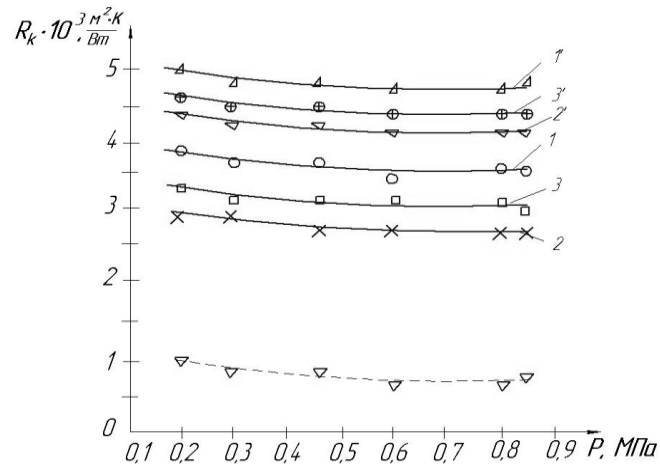


Рис. 1. Зависимость термосопротивления для контактной пары из латуни от нагрузки с порошками в зоне контакта с приведенным диаметром частиц  $\bar{d} \approx 0,15$  мм (1–3) и числом 1050 частиц на  $1 \text{ см}^2$ : 1 – оксид меди; 2 – оксид алюминия; 3 – оксид магния. Температура в зоне контакта  $T_k = 338 \text{ K}$ .

1', 2', 3' – диаметр частиц  $\bar{d} \approx 0,25$  мм. Штриховая линия – непосредственный контакт.

На рис. 1 приведены результаты опытов в виде кривых зависимости  $R_k = f(P)$ . Из приведенных данных видно, что введение порошковых заполнителей малой теплопроводности в значительной степени повышает контактное термосопротивление по сравнению с данными при непосредственном контакте металлических поверхностей. Установленный эффект повышения  $R_k$  объясняется отсутствием фактического контакта поверхностей и увеличением малотеплопроводного межконтактного слоя. Последним объясняется рост  $R_k$  размера с увеличением диаметра частиц заполнителя.

Достаточно эффективным представляется направленное регулирование значением  $R_k$  путем изменения количества частиц заполнителя, вводимого в зону раздела. На рис. 2 представлены данные опытов с аналогичными порошками с меньшим числом частиц на единицу поверхности.

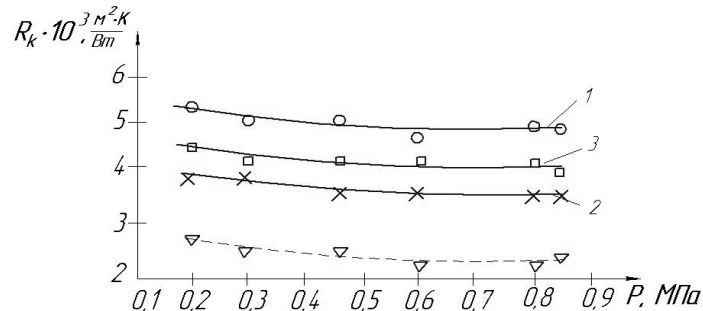


Рис. 2. Зависимость термосопротивления для контактной пары из латуни с порошками в зоне контакта с приведенным диаметром частиц  $\bar{d} \approx 0,15$  мм и числом 300 частиц на  $1 \text{ см}^2$ : 1 – оксид меди; 2 – оксид алюминия; 3 – оксид магния. Температура в зоне контакта  $T_k = 338 \text{ K}$ . Штриховая линия – непосредственный контакт.

Из рис. 2 видно, что в последнем случае наблюдается дальнейшее повышение термосопротивления, что объясняется в основном увеличением малотеплопроводной газовой прослойки.

Для характеристики различных сочетаний основного контактирующего металла и заполнителя в зоне раздела вводится безразмерный комплекс в виде отношения термосопротивления в зоне контакта  $R_{kp}$  с несжатой прослойкой заполнителя (порошков)  $\delta$  к



термосопротивлению при непосредственном контакте  $R_k$  и эквивалентной толщины межконтактной среды  $\Delta$ , т.е.

$$K = (R_{np} / \delta) / (R_k / \Delta)$$

Входящие в данное уравнение термосопротивления  $R_k$  и  $R_{np}$  определяются опытным путем, прослойка заполнителя замеряется после его введения в зону раздела, эквивалентная толщина межконтактной среды находится из профилограмм, снятых с поверхностей контакта.

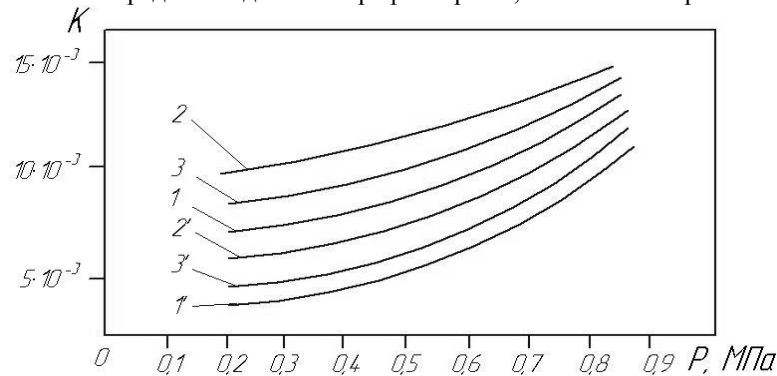


Рис. 3. Зависимость безразмерного термосопротивления от нагрузки при  $T_k = 338K$  для контактной пары из латуни с порошками с  $\bar{d} \approx 0,15$  мм (1–3) и с  $\bar{d} \approx 0,25$  (1'–3') в зоне контакта: аналогично данным рис. 1.

На рис. 3 приведены кривые зависимости безразмерного термосопротивления от нагрузки по данным рис. 1. В данном случае безразмерные термосопротивления физически выражают сопротивление соединений с заполнителем, который обладает в конечном варианте бесконечным термосопротивлением на пути теплового потока.

Из рис. 3 также видно, что с повышением давления в зоне контакта нивелируются различия в безразмерных термосопротивлениях для разных заполнителей. Отсюда можно полагать, что при высоких значениях нагрузки различия в эффективности заполнителей различной природы снижаются.

Результаты приведенных исследований имеют выраженную практическую направленность, поскольку позволяют осуществлять терморегулирование в энергетических системах с составными элементами.

#### Список используемой литературы:

1. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. – М.: Энергия, 1971. – 223 с.
2. Попов В.М., Новиков А.П., Ерин О.Л. Термосопротивление контактного слоя с заполнителями между металлическими поверхностями [Электронный ресурс] // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 1. – Режим доступа: [www.science-education.ru/101-5559](http://www.science-education.ru/101-5559).

#### Совершенствование топочного процесса котла ТПЕ-216

*Д.А. Волков*

*Сибирский федеральный университет, Институт инженерной физики и радиоэлектроники,  
г. Красноярск, Россия*

*E-mail: Volkov\_dmitriy89@mail.ru*

Целью исследования является оптимизация процессов горения в топке твердотопливного котла марки Еп-670-13,8-545 БТ или ТПЕ-216, работающего на Ирша-Бородинском буром угле (в качестве резервного топлива используется Березовский буры уголь).

Котел ТПЕ-216 был спроектирован в 1982 г. без учета требований по снижению выбросов окислов азота.

Учитывая возросшие требования к экологическим показателям по выбросам окислов азота для энергетических котлов большой мощности Красноярской ТЭЦ-3 совместно с ПО «Красный котельщик» на основании технических предложений НПО ЦКТИ было принято решение

разработать мероприятия по модернизации котла ТПЕ-216 с целью снижения выбросов окислов азота.

Технические предложения по модернизации котла включили следующий комплекс мероприятий:

- Реконструкцию горелок для обеспечения пониженного выхода  $\text{NO}_x$ ;
- Увеличение вентиляции мельниц до  $140000 - 160000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- поддержание тонины помола  $R_{90}=30\div 40\%$  с помощью установки двухступенчатого инерционного сепаратора;
- Организация ступенчатого ввода топлива путем установки выше верхних основных горелок четвертого яруса регулируемого ввода топлива в количестве 10-20% от его полного расхода без подвода вторичного воздуха;
- Установка сопел промежуточного дутья над горелками второй ступени ввода топлива по тангенциальной схеме;
- Установка сопел верхнего дутья на 6,5-7 метров выше горелок второй ступени подвода топлива.

В котле ТПЕ-216 заложены конструктивные решения, создающие низкотемпературное сжигание, и, как следствие, пониженный выход окислов азота. Эти решения включают в себя газовую сушку топлива, тангенциальное расположение горелок в три яруса и возможность подачи дополнительных холодных дымовых газов во вторичный воздух. По оценке НПО ЦКТИ, заложенные в котле мероприятия смогут обеспечить выбросы окислов азота на уровне  $450 \text{ мг}/\text{нм}^3$ . По мнению СибВТИ –  $580 \text{ мг}/\text{нм}^3$ .

Но согласно требованиям заказчика в конструкции котла должны быть заложены мероприятия, позволяющие получить после наладки и доводки котла выбросы окислов азота не более  $225 \text{ мг}/\text{нм}^3$ , т.е. не менее чем в 2 раза.

Наиболее простым и эффективным способом снижения образования окислов азота в топках котлов бурых углей является ступенчатое сжигание топлива. Принятая к разработке, предложенная ЦКТИ, схема ступенчатого сжигания заключается в следующем:

Выше верхнего яруса основных горелок организуется вторая ступень ввода топлива в количестве 10-20% от полного и избытком воздуха  $\alpha < 0,5$ . Остальное топливо подается в основные горелки. Это позволит сохранить нормальный выжиг топлива в зоне активного горения с уменьшенной опасностью шлакования в этой зоне и более низким образованием окислов азота за счет уменьшенного расхода топлива в зону и малых избытках воздуха в горелках. Ввод топлива второй ступени с избытками  $\alpha < 1,0$  способствует образованию восстановительной зоны выше основных горелок, что в свою очередь позволило снизить выбросы окислов азота на величину, зависящую от доли этого топлива, температуры газов и времени пребывания газов в зоне восстановленного кокса вводимого воздуха. Время пребывания газов в восстановительной зоне  $\sim 0,7 \text{ с}$ .

Учитывая, что в восстановительной зоне создаются благоприятные условия для шлакования экранов, над горелками второй ступени ввода устанавливаются сопла промежуточного дутья по тангенциальной схеме. Это позволит уменьшить опасность шлакования экранов в зоне восстановления.

Для лучшего выгорания топлива в топке предусматривается поддержание тонины помола  $R_{90} = 30-40\%$ . При этом во вторую ступень подается более тонкая пыль.

Кроме вышеизложенного. В основных горелках предусматривается разделение потоков готовой пыли между соплами каждой горелки в отношении 70 и 30% с равномерным распределением сушильного агента между соплами. Обедненная топливом смесь подается через сопла со стороны экранов топки.

Установка такого типа горелок, по мнению ЦКТИ, позволит дополнительно снизить выбросы окислов азота и уменьшит опасность шлакования экранов топки в зоне горелок.

Применение вышеизложенной схемы сжигания позволит, по мнению ЦКТИ, обеспечить после проведения наладки котла уровень выбросов окислов азота не более  $225 \text{ мг}/\text{нм}^3$ .

Завод-изготовитель котла, учитывая отсутствие опыта сжигания углей КАБ по предлагаемой схеме, не может гарантировать получения  $225 \text{ мг}/\text{нм}^3$  после внедрения этой схемы сжигания. Однако возможности достижения этой величины удельных выбросов не исключает.

В настоящее время на Красноярской ТЭЦ-3 производится режимная наладка котла ТПЕ-216 в составе энергоблока ст.№1, результаты которой должны показать эффективность технических мероприятий, предложенных ЦКТИ.

Задачей исследования является обобщение результатов замеров и измерений в котле, а также численное моделирование и расчет оптимизации в топочной камере.

На основе теоретических данных и чертежей котла ТПЕ-216 создана математическая модель для исследования процессов, происходящих в топочной камере. Она позволит в дальнейшем проанализировать различные варианты работы котла и выбрать наиболее эффективные из них, а также выявить возможные недостатки организации горения в топочной камере.

#### **Список используемой литературы:**

1. «Технические предложения по модернизации котла ТПЕ-216 ст.№1 Красноярской ТЭЦ-3 с целью снижения выбросов окислов азота» ПЗ, утвержденная Главным конструктором СПКТЬ Христич Л.М., – Таганрог, – 1993 г.

УДК 62-501.72

#### **Анализ адекватности математической модели узла смешения в контуре управления горячим водоснабжением на основе измеренных экспериментальных данных**

*Г.К. Жетемисова, А.А. Шилин*

*Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

*E-mail: [zhetemissova\\_guldana@mail.ru](mailto:zhetemissova_guldana@mail.ru)*

Проведены экспериментальные исследования переходных процессов, получены параметры переходного процесса. Вычислены соответствующие параметры математической модели. Приведены экспериментальные временные ряды и результаты моделирования переходного процесса, подтверждающие адекватность рассматриваемой математической модели узла смешения.

При создании современных тепловых систем для зданий и сооружений предполагается наличие в структуре теплового узла управляемого автоматическим регулятором клапана [1]. Как правило, в подобных системах применяется ПИД закон регулирования [2]. Широко распространённым методом для вычисления параметров регулятора, является метод измерения параметров кривой разгона, обычно это экспериментальный временной ряд переходного процесса. Исходя из опыта эксплуатации таких систем, существуют определенные проблемы в настройке регуляторов, обусловленные, в первую очередь, нелинейными свойствами математической модели узла смешения, которыми обычно пренебрегают используя линейные модели, представленные в виде передаточной функции [3]. Поэтому задача синтеза адекватной математической модели такого объекта с нелинейными параметрами является актуальной, решение которой позволит организовать более эффективное управление. По причине значительного распространения таких систем управления решение этой задачи имеет большую значимость.

В [4] предложен подход к выбору математической модели и ее параметров по данным эксперимента, где по графику переходного процесса разомкнутой системы определяется структура и параметры, в рамках линейной системы представленной в виде передаточной функции. При использовании представленного метода к определению параметров модели обнаружена значительная зависимость коэффициента передачи разомкнутой системы от положения штока, что является признаком нелинейности математической модели узла смешения.

В работе [5] предложено использовать нелинейную математическую модель узла смешения, в которой учитываются характеристики управляемого клапана, циркуляционных двигателей заданных в виде графиков и таблиц, а также характеристик теплосети. Результатом анализа и экспериментального исследования в установленном статическом режиме, подтверждена нелинейная зависимость коэффициента смешения и коэффициента передачи замкнутого контура которые представлены на рис 1.

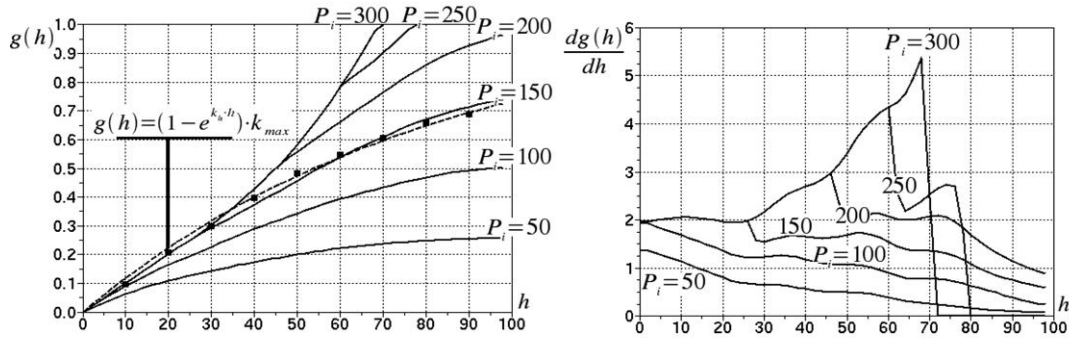


Рис. 1. Результаты решения системы нелинейных уравнений.

Математическая модель, описывающая работу узла смешения, представлена дифференциальным уравнением:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dh}{dt} = \frac{u(t)}{\tau_h} \\ \frac{dT_{bat}}{dt} = \frac{(T_1 - T_{обр}) \cdot (1 - e^{k_s \cdot h}) \cdot k_{max}}{\tau_{см}} \\ \frac{dT_{уз}}{dt} = \frac{(T_{bat} - T_{уз})}{\tau_{уз}} \\ \frac{dT_{\delta}}{dt} = \frac{(T_{уз} - T_{\delta})}{\tau_{\delta}} \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $h$  — положение штока, принимающее значение  $h \in \{0...1\}$ ;

$T_1$  — температура в подающем теплоносителе;

$T_{обр}$  — температура в обратном теплоносителе;

$T_{bat}$  — температура, поступающая на отопительные приборы теплоносителя;

$T_{\delta}$  — температура на измеряющем датчике;

$\tau_{см}, \tau_{уз}, \tau_{\delta}$  — постоянные времени инерции смешения, электроизолятора, датчика.

Эксперимент запланирован следующими этапами:

- положение штока устанавливается в  $h = 0.1$ , после чего даем время на то чтобы все переходные процессы в узле смешения установились;
- запускаем средства фиксации и архивирования измеренных значений, встроенных в контроллер управления;
- переводим положение штока в  $h = 0.2$ , оставляем время на формирование архива (эксперимент 1);
- переводим положение штока в  $h = 0.7$ , оставляем время на установления процесса;
- переводим положение штока в  $h = 0.8$ , оставляем время на формирование архива (эксперимент 2);

На рис. 2 даны результаты эксперимента 1, из которого видно, что изменение температуры вследствие изменения положения штока от 10% до 20% равна 7°C.

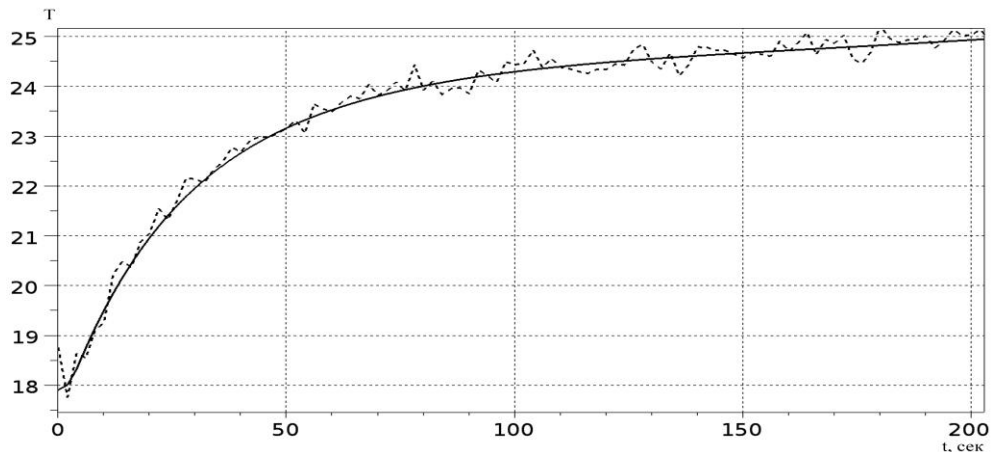


Рис. 2. Результат эксперимента 1: пунктирная линия – результат эксперимента, сплошная линия – переходная характеристика математической модели.

На рис. 3 даны результаты эксперимента 2, из которого видно, что изменение температуры на датчике вследствие изменения положения штока от 70% до 80% равна 2.3°C.

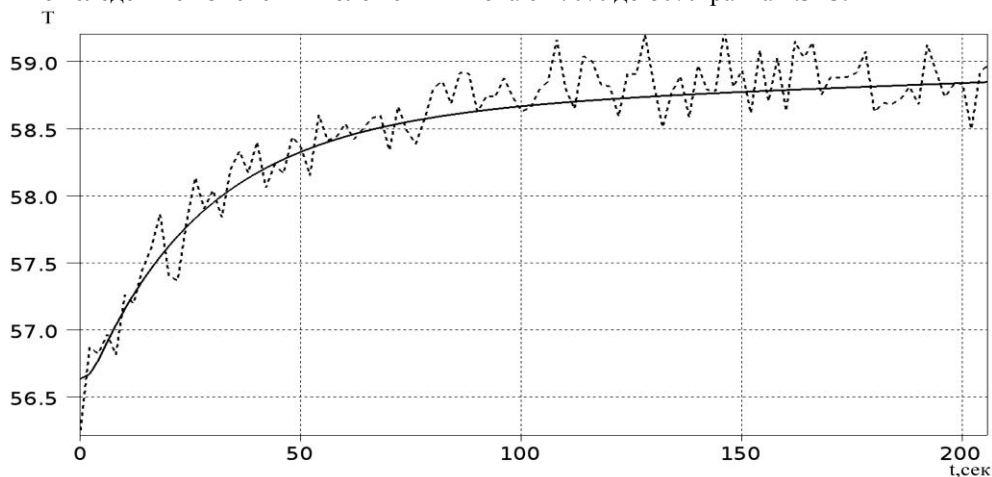


Рис. 3. Результат эксперимента 2: пунктирная линия – результат эксперимента, сплошная линия – переходная характеристика математической модели.

Из обоих рисунков видно, что параметры времени не зависят от положения штока, а коэффициент передачи разомкнутой системы пропорционален изменению температуры на датчике [4] при одинаковом воздействии, зависит от положения штока. В данном случае подтверждается предположение, представленное в [5], что коэффициент передачи замкнутой системы отличается более чем в три раза при положениях штока  $h = 0.1$  и  $h = 0.8$ .

Также на рисунках представлены результаты моделирования (1) с параметрами:

$$k_h = 0.97; k_{\max} = 1.08; \tau_{cm} = 25 \text{сек}; \tau_{uz} = 5 \text{сек}; \tau_d = 5 \text{сек},$$

которая соответствует действующему объекту. По которым видно: математическая модель адекватна, отражает нелинейные свойства в динамическом режиме на переходных процессах.

Эксперименты проводились на действующей системе управления теплоснабжением жилого сооружения по адресу г. Томск, ул. Пионерская, 8.

#### Список используемой литературы:

1. Чистович С. А. Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, – 1975.
2. Мухин О. А., Автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции. – Минск : Высшая школа, – 1986.
3. Ковальногов Н. Н., Ртищева А. С., Цынаева Е. А., Автоматизированная система оптимального управления отоплением учебного заведения // Проблемы энергетики. Известия ВУЗов, – 2007, – № 3 – 4. – С.100 – 107.

4. Панько М.А. Выбор математических моделей объекта управления по экспериментальным данным // Теплоэнергетика, – 2006, – № 10. – С.20 – 23
5. Шилин А.А., Букреев В.Г., Нелинейная математическая модель теплотребления с учетом характеристик элементов теплового узла//Научный вестник НГТУ, – 2012, – № 2 (47). – С.107 – 114.

УДК 66.02/09+66.047.791.1+533.9.07.1

**Повышение энергоэффективности плазмохимических реакторов  
синтеза керамических порошков**

*А.С. Жуков, Т.В. Жукова, И.С. Бондарчук*

*Томский государственный университет, г. Томск, Россия*

*E-mail: isbs@mail.ru*

Рассматривается проблема повышения энергетической эффективности промышленных плазмохимических реакторов синтеза керамических порошков организацией оптимального режима процесса получения широкого класса нанокристаллических материалов с заданными свойствами.

Эффективность технологии получения керамических порошков (главным образом, оксидов металлов) определяется ее возможной производительностью, энергозатратностью и финансовой рентабельностью для получения необходимой структуры выходного продукта (полые или сферические наночастицы) оксидов металлов.

Аппаратная часть плазмохимического метода и технологии синтеза нанопорошков базируется на высокочастотном способе генерации теплоносителя, подаваемого в реакторную часть установки совместно с раствором прекурсора. Тонкодисперсные порошки в данном способе синтезируются путем термохимического разложения жидких распыленных реагентов в высокотемпературном теплоносителе, а сам процесс проходит в прямоточном цилиндрическом реакторе вертикального типа.

Повышение энергетической эффективности промышленных установок, позволяющих организовать требуемый режим высокопроизводительного процесса получения широкого класса нанокристаллических материалов с заданными свойствами, может быть обеспечен применением развитого аппарата математического моделирования рабочих процессов в таком реакторе.

В данной работе представлена физико-математическая модель процессов термохимического разложения жидких распыленных реагентов в высокотемпературном теплоносителе, основанная на одновременном рассмотрении двухфазного турбулентного течения в объеме реактора и теплопереноса в капле раствора прекурсора. Полную математическую модель процесса можно разбить на две слабосвязанные (только по "правым частям" уравнений) задачи – расчета поля течения теплоносителя и динамику движения жидких частиц прекурсора. Совместно с последней из указанных задач решается система уравнений, описывающая эволюцию геометрии и структуры частицы в потоке.

Параметры форсунки и теплоносителя на входе реактора считаются заданными и постоянными для всего времени работы реактора. Турбулентные напряжения определялись рамками  $k$ - $\epsilon$ -модели, влиянием капель раствора на структуру турбулентности пренебрегалось.

Для определения газодинамических и термодинамических характеристик реагирующей газозвеси в поле течения рассматривались две фазы с учетом обмена между ними массой, импульсом и теплом. Для газовой фазы записывали уравнения движения в координатной форме Эйлера в предположении, что влияние локальных разрывов в потоке, вызванных присутствием в газе конденсированных частиц, незначительно. Для капель раствора прекурсора конечного числа фракций уравнения движения записываются в форме Лагранжа; формулируются уравнения для изменения диаметра частиц за счет испарения; уравнения диффузии и теплового баланса. Для учета взаимодействия между фазами в правые части уравнений для газовой фазы включали дополнительные члены, обусловленные взаимодействием частиц с газовой средой.

Оптимизация технологии синтеза металлооксидов в плазмохимическом реакторе связана с анализом следующих определяющих параметров:

- ✓ временем пребывания частицы в объеме реактора,

- ✓ интегральным по времени тепловым потоком со стороны теплоносителя на жидкокапельную фракцию прекурсора,
- ✓ темпом изменения этого теплового потока.

Время пребывания частицы в объеме реактора связано, в свою очередь, со структурой потока, формируемой устройствами подачи теплоносителя и прекурсора. При этом наиболее эффективным средством для управления данным показателем помимо расходных характеристик является подача теплоносителя и прекурсора в режиме закрутки потока.

Результаты численных исследований показали, что при отсутствии закрутки с точки зрения времени пребывания капельной среды прекурсора в объеме реактора его производительность наименее эффективна. Течение при этом носит струйный характер с относительно большим градиентом параметров по радиусу потока, вследствие чего воздействие теплоносителя на капельную среду прекурсора является неравномерным, что, в свою очередь, неминуемо скажется на качестве выходного продукта.

На рис. 1, 2 представлена структура течения, формируемая в условиях закрутки потока на  $45^\circ$ . Из рисунков видно, что направленный под углом оси поток (рис. 1) достигает боковой стенки реактора, в месте контакта образуя зону повышенных давлений и температур (рис. 2,  $T_0$  – температура вдуваемого теплоносителя). Далее, после отражения, формируется течение с достаточно равномерным распределением параметров, направленное в сторону выходного сечения реактора.

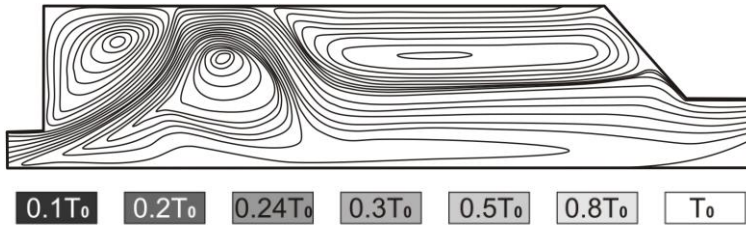


Рис. 1. Линии тока для течения при закрутке потока  $45^\circ$ .

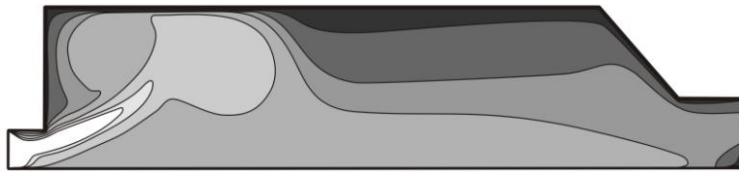


Рис. 2. Поле температур в объеме реактора с закруткой потока  $45^\circ$ .

На рис. 3 даны линии тока частиц с указанием среднего относительного диаметра частиц на этих линиях тока. Средний диаметр по линии определялся соотношением  $\bar{D}_i = \int_0^{L_i} D dL_i / L_i$ , где  $D$  – диаметр частицы;  $L$  – длина линии тока. Относительный средний диаметр вычислялся как  $\bar{D}_i = D_i / \max\{D_i\}$ .

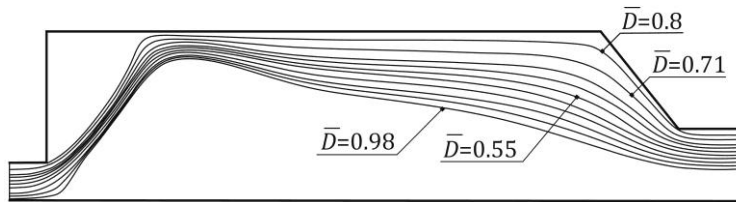


Рис. 3. Линии тока частиц и их относительный диаметр в закрученном потоке.

Подобная организация течения с точки зрения времени пребывания капельной среды прекурсора в объеме реактора обеспечивает большее время нахождения частиц, а вследствие относительной равномерности потока воздействие теплоносителя на капельную среду прекурсора является приблизительно одинаковым, что должно положительно сказаться на качестве и количестве выходного продукта.

Предварительная апробация подхода показала, что организация закрутки потоков теплоносителя и прекурсора увеличивает выход продукта на  $\approx 8\%$  при снижении энергозатрат (уменьшением температуры теплоносителя) на  $\approx 11\%$ .

*Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-*

педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы. Соглашения № 14.В37.21.0758 и № 14.В37.21.0050.

УДК 621.928.9

**Расчет дисперсного состава пыли в потоке газа по эффективности пробоотборного циклона**

**М.В. Василевский, Е.Г. Зыков\*, В.А. Полюшко\*\*, В.И. Романдин\*\*, А.С. Разва**

*Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

*\*ООО «Томсказоочистка», г. Томск, Россия*

*\*\*Томский государственный университет, г. Томск, Россия*

**E-mail: [vasmix40@mail.ru](mailto:vasmix40@mail.ru)**

Измерение дисперсного состава пыли в потоке газа импакторами трудоемко и требует соблюдения необходимых трудновыполнимых условий для качественного анализа. В статье предлагается метод расчета дисперсного состава пыли, фракционной концентрации частиц в потоке, на основе дисперсного анализа уловленной пыли пробоотборным стандартным циклоном и применением фракционных эффективностей улавливания частиц пробоотборным циклоном.

Эффективность обеспыливания газов промышленными аппаратами определяется путем замера расхода газа и концентраций пыли на входе и выходе из аппаратов, а также гидравлические сопротивления.

Современные методы измерения запыленности газов, представленные в ГОСТ Р 50820–95, оговаривают условия проведения замеров: наличие подобия распределения скоростей и полей концентраций и наличие стабилизационного вертикального участка, где происходит отбор. При этом должно выполняться требование отсутствия в потоке сгустков, жгутов пыли, которые пробоотборник не фиксирует. При несоблюдении этих требований для оценки эффективности работы пылеулавливающей аппаратуры требуется проводить практически мгновенные измерения полей концентраций, что при современных методах и средствах физически невозможно. Наиболее широко применяются в промышленности импакторы НИИОГАЗ. Использование импакторов сопровождается необходимостью их тарирования для конкретных сред, а также определенными условиями относительно распределения частиц по фракциям. Общая концентрация частиц в потоке при идеальных условиях отбора их аллонжем и анализа может быть определена более точно, чем с использованием импактора, однако в реальных условиях существуют большие ошибки в определениях концентраций. Данные исследования показывают, что на точность измерения влияет параметр  $\psi = \frac{\rho_{\delta}}{\rho} \frac{\delta^2 U_0}{D 18\nu}$  и параметр  $U_0/U_S$ , где  $\rho_{\delta}$ ,  $\rho$  – плотности частиц и газа;  $\delta$ ,  $D$  – диаметры частиц и отверстия приема потока пробоотборника;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости;  $U_0$ ,  $U_S$  – скорости в потоке газа и приемном отверстии наконечника пробоотборника. Обзор методов оценки ошибки измерения концентрации пыли с использованием пробоотборников представлен в [1]. Для уменьшения ошибки следует применять пробоотборники с расходом запыленного газа десятки м<sup>3</sup>/ч [2].

Пробоотборный циклон с фильтром позволяет определить количество пыли, прошедшей через циклон  $G=G_{\text{ул}}+\Delta G_{\text{ф}}$ , где  $G_{\text{ул}}$ –вес пыли в приемнике циклона,  $\Delta G_{\text{ф}}$ –привес фильтра. Обозначим  $M_{\text{ул}i}=G_{\text{ул}}\Phi_{\text{ул}i}$  – вес  $i$ -й фракции пыли в пробе циклона,  $\Phi_{\text{ул}i}$ – относительное содержание  $i$ -й фракции в уловленной пыли циклона;  $\eta_i=M_{\text{ул}i}/M_i$ ;  $M_i=G\Phi_i$ ,  $\Phi_i$  – относительное содержание  $i$ -й фракции в пыли на входе в циклон,  $\eta_0=G_{\text{ул}}/G$  общий к.п.д. циклона,  $\Phi_i=(\Phi_{\text{ул}i}/\eta_i)\eta_0$ . Концентрация пыли в потоке,  $C=\frac{G}{Qt}$ ,  $Q$ –расход газа через циклон,  $t$ –время отбора пробы; концентрация  $i$ -й фракции в потоке

$$C_i = \frac{M_i}{Qt} = \frac{M_{\text{ул}i}}{Qt\eta_i} = \frac{G_{\text{ул}}\Phi_{\text{ул}i}}{\eta_i Qt} \quad (1)$$

Полная эффективность промышленной установки определится как



$$\eta_{\text{и}} = 1 - \frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{G_2}{G_1} \frac{Q_1 t_1}{Q_2 t_2}, \quad (2)$$

где  $C_1$  – концентрация пыли в загрязненном газе,  $C_2$  – концентрация пыли в очищенном газе,  $G_1, G_2$  – количества пыли, прошедших через пробоотборные циклоны со стороны загрязненного и очищенного газа в промышленной установке;  $Q_1, Q_2$  – расходы газа через пробоотборные циклоны со стороны загрязненного и очищенного газа в промышленной установке;  $t_1, t_2$  – время отбора проб в пробоотборные циклоны со стороны загрязненного и очищенного газа в промышленной установке.

Фракционная эффективность промышленной установки определится как

$$\eta_{\text{иФ}} = 1 - \frac{C_{i2}}{C_{i1}} = 1 - \frac{\Phi_{2\text{ул}}}{\Phi_{1\text{ул}}} \frac{G_{2\text{ул}}}{G_{1\text{ул}}} \frac{\eta_{i1} Q_1 t_1}{\eta_{i2} Q_2 t_2}. \quad (3)$$

Общепринято, что процесс сепарации частиц в циклоне определяется случайными и независимыми друг от друга факторами, и распределение фракционной эффективности определяется логарифмически–нормальным законом распределения Гаусса [3]. Для логарифмически нормального распределения фракционных эффективностей

$$x = \frac{\ln \delta - \ln \delta_{50}}{\ln \sigma_{\eta}},$$

$$F(\delta) = \eta_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left(-\frac{(\ln \delta - \ln \delta_{50})^2}{2 \ln^2 \sigma_{\eta}}\right) dx,$$

где  $\delta_{50}$  – диаметр частицы, улавливаемой циклоном с эффективностью 50 %,  $\ln \sigma_{\eta}$  – дисперсия в распределении фракционной эффективности выделения частиц из потока циклоном.

На рис. 1, 2 показаны кривые объемного распределения и интегрального распределения частиц по размерам, полученных с помощью прибора Malver Mastersize 2000 [4]. Диаметры частиц представлены в логарифмической шкале, поэтому  $\delta_i = q^{i-1} \delta_1$ , где  $\delta_1$  – диаметр наименьшей частицы ( $\delta_1 = 0,1 \mu\text{м}$ ). Если положить  $q=2$ , то  $\delta_i$  принимают следующие значения в зависимости от номера  $i$ : 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,4; 12,8; 25,6; 51,2; 102,4... Кривые связаны между собой соотношением  $\Phi_i^{\text{mal}} \approx (I_{i+\xi} - I_{i-\xi}) / \lg(\delta_{i+\xi} / \delta_{i-\xi})^k$ , где  $\delta_{i+\xi}, \delta_{i-\xi}$  – значения диаметров частиц в окрестности диаметра  $\delta_i$ ,  $I_{i+\xi}$  – относительный интегральный объем частиц пробы в кювете измерительного прибора,  $\Phi_i^{\text{mal}}$  – объемное содержание  $i$ -ых частиц, представленное прибором в логарифмической шкале. Фракционное содержание частиц в пробе циклона  $\Phi_{\text{ц},i}$  определяется как разность интегральных объемов  $I_{i+\xi} - I_{i-\xi}$  для установленных соотношений  $\delta_{i+\xi} / \delta_{i-\xi}$ . Весь диапазон размеров частиц охватывается в логарифмической шкале, например соотношением  $(\delta_{i+\xi} / \delta_{i-\xi}) = 2$ . Значения  $\delta_{i+\xi}, \delta_{i-\xi}$  находятся из условия, что  $(\lg \delta_{i+\xi} + \lg \delta_{i-\xi}) / 2 = \lg \delta_i$ . Т.е.  $\delta_i = (\delta_{i+\xi} \cdot \delta_{i-\xi})^{0,5}$ , и  $\delta_{i+\xi} = \sqrt{2} \delta_i, \delta_{i-\xi} = \frac{\delta_i}{\sqrt{2}}$ .

Разность диаметров частиц выбирается такой, чтобы на границах интервала выполнялось одинаковое соотношение  $\delta_{i+\xi} / \delta_{i-\xi}$ . Приняв это отношение равным двум, можно определить содержание частиц в заданном диапазоне размеров  $I_{i=m} - I_{i=n} = 0,3k \sum_{i=n}^{i=m} \Phi_i^{\text{mal}}$ . Из этого выражения

находится величина  $k$ . Концентрации фракций в потоках на входе и выходе из системы рассчитываются по формуле 1. Фракционное объемное содержание частиц в потоке на входе в

пробоотборный циклон рассчитывается по формуле  $\Phi_{\text{вх},i} = \eta_{\text{ц}} \frac{\Phi_{\text{и},i}}{\eta_{\text{иФ}}}$  Эффективность

пробоотборного циклона  $\eta_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{ц}}}{G_{\text{ц}} + \Delta G_{\text{ф}}}$ , где  $G_{\text{ц}}$  – вес пыли в приемнике циклона,  $\Delta G_{\text{ф}}$  – привес

фильтра.

$$\bar{G}_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{и}}}{G_{\text{ц}}} = I_{i+\xi} - I_{i-\xi} = \Phi_i^{\text{mal}} 0,3k$$

$$\bar{G}_{i_{\text{ВХ}}} = \frac{G_{i_{\text{ВХ}}}}{G_{\text{ВХ}}} = \frac{G_{i_{\text{Ц}}}}{G_{\text{ВХ}} \eta_{i_{\text{Ц}}}} = \frac{\bar{G}_{i_{\text{Ц}}} G_{\text{Ц}}}{G_{\text{ВХ}} \eta_{i_{\text{Ц}}}} = \frac{\eta_{i_{\text{Ц}}}}{\eta_{i_{\text{Ц}}}} \Phi_i^{\text{mal}} 0,3k .$$

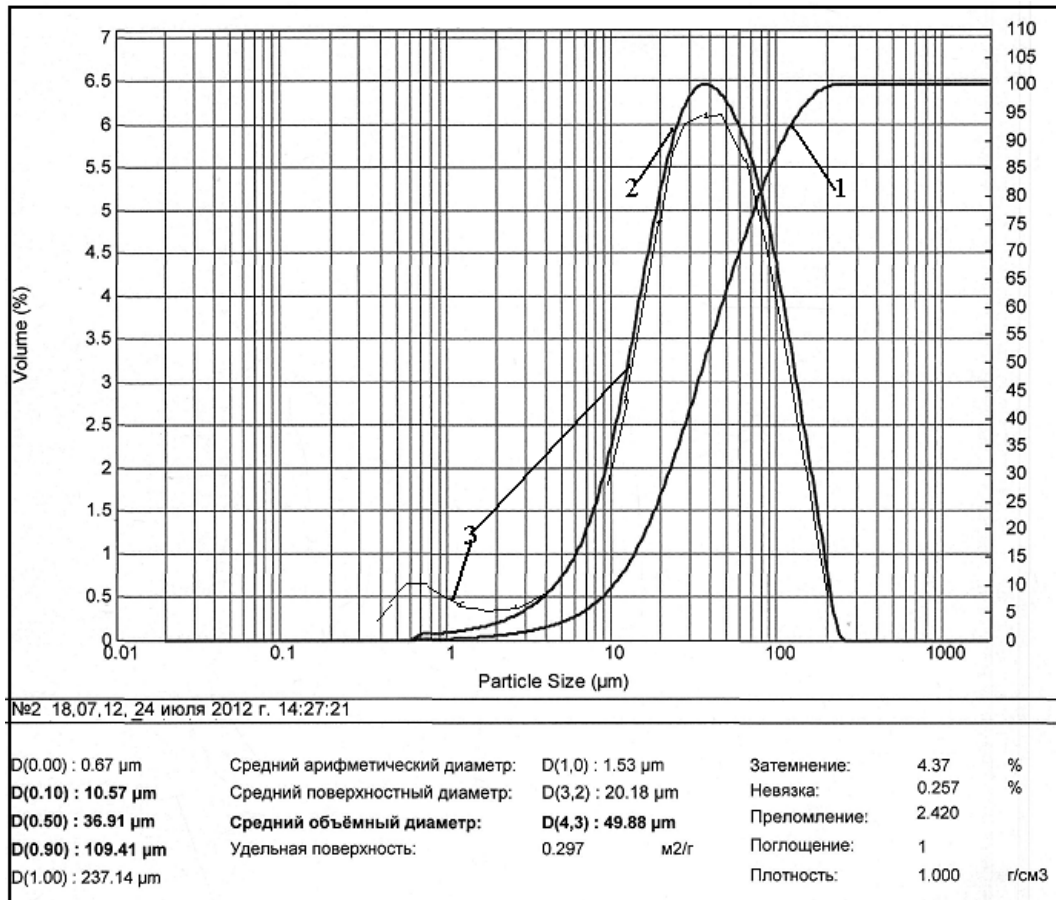


Рис. 1. Распределения на входе: 1 – интегральная кривая относительных объемов частиц меньше заданного размера пыли в пробоотборном циклоне  $I(\delta)$ ; 2 – фракционная кривая относительных объемов уловленной пыли в пробоотборном циклоне  $\Phi_i^{\text{mal}}(\delta)$ ; 3 – расчетные фракционные относительные объемы пыли в исходном потоке  $\Phi_i^{\text{mal}}(\delta)$ .

В качестве пробоотборных циклонов применяются стандартные циклоны СК–ЦН–34, ЦН–11. В таблице 1 приведены значения параметров  $\delta_{50}$ ,  $\ln \sigma_\eta$  для различных циклонов [3].

Таблица 1.

| Тип циклона       | ЦН-11 | СДК-ЦН-33 | СК-ЦН-34 | СК-ЦН-34М |
|-------------------|-------|-----------|----------|-----------|
| $\delta_{50}^T$   | 3,65  | 2,31      | 1,95     | 1,3       |
| $\lg \sigma_\eta$ | 0,352 | 0,364     | 0,308    | 0,34      |

Величина  $\delta_{50}$  для конкретного циклона рассчитывается из условия, что в геометрически подобных ему циклонах эффективность определяется числом  $Stk$ ;  $\eta_\phi = \eta_\phi(Stk)$ ;  $Stk = 2\tau W_{пл} / D$ ;  $\tau = \rho_\delta \delta^2 / 18\mu$ , откуда

$$\delta_{50} = \delta_{50}^T (D/D_T \cdot \rho_{\delta T} / \rho_\delta \cdot \mu / \mu_T \cdot W_T / W)^{0.5},$$

где динамическая вязкость газа  $\mu_T = 22,2 \cdot 10^{-6}$  Па·с; расходная плановая скорость  $W_T = 3,5$  м/с; диаметр цилиндрической части циклона  $D_T = 0,6$  м; плотность частиц  $\rho_{\delta T} = 1930$  кг/м<sup>3</sup>. Расчет показывает, что для циклона СК-ЦН-34 диаметром 100 мм при  $W_T = 1$  м/с и идентичных остальных

параметрах размеры частиц с соответствующими фракционными эффективностями следующие:  $\delta_{98}=5,6$  мкм;  $\delta_{84}=2,8$  мкм;  $\delta_{50}=1,4$  мкм;  $\delta_{16}=0,7$  мкм;  $\delta_2=0,35$  мкм.

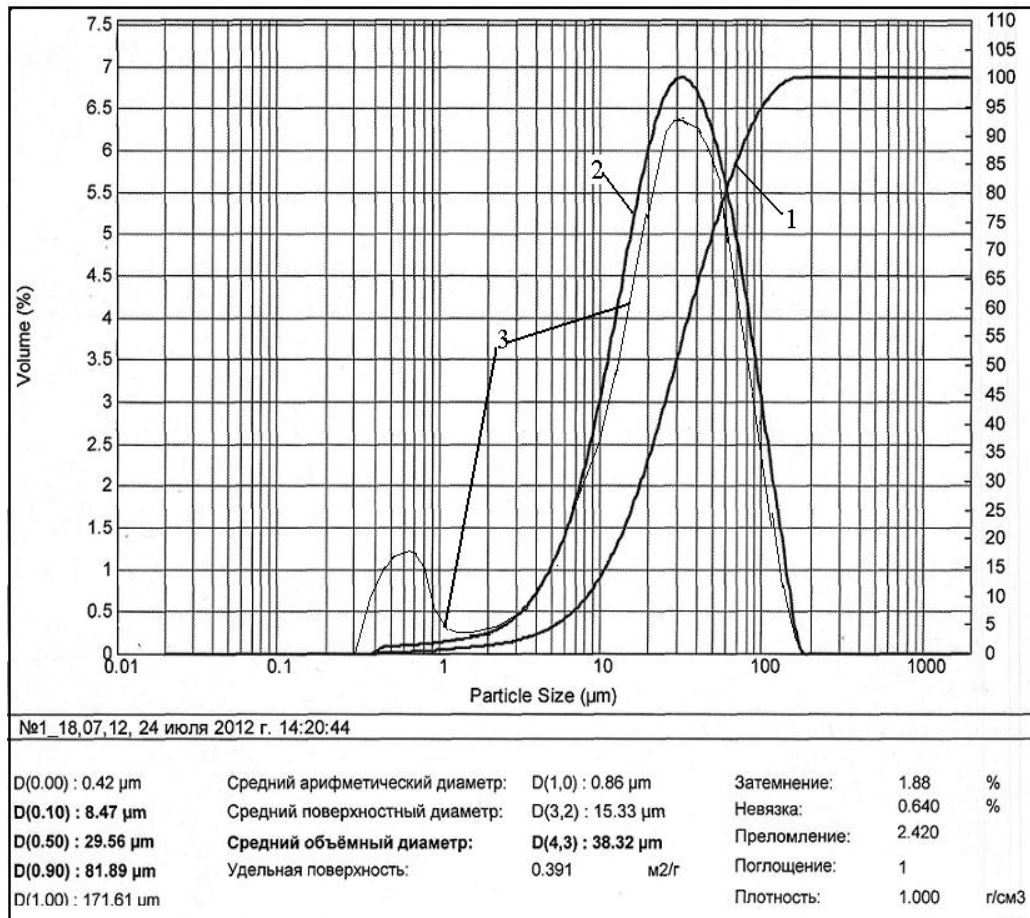


Рис.2. Кривые объемных распределений на выходе из системы. 1–интегральная кривая относительных объемов частиц меньше заданного размера пыли в пробоотборном циклоне  $I(\delta)$ ; 2– фракционная кривая относительных объемов пыли в пробоотборном циклоне  $\Phi^{\text{mal}2}(\delta)$ ; 3– расчетные фракционные относительные объемы пыли в исходном потоке  $\Phi^{\text{mal}3}(\delta)$ .

Для построения кривых распределения в области субмикронных частиц используют предположение о логарифмически–нормальном распределении таких частиц.

Сопоставление кривых на рис. 1 и 2 показывает увеличение относительных объемных содержаний мелких частиц на выходе из системы обеспыливания газов, причем распределение частиц является двухмодальным. Это свидетельствует о том, что существует несколько механизмов пылеобразования в системе.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект №11–08–00059).

#### Список используемой литературы:

1. Страус В. Промышленная очистка газов: Пер с англ. –М.: Химия, – 1981, – 616 с.
2. Василевский М.В. Обеспыливание газов инерционными аппаратами. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, – 2008. – 248 с.
3. Справочник по пыле- и золоулавливанию //Под ред. М.И . Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков и др. Под общей ред. А.А. Русанова – 2 изд. М.: Энергоатомиздат, – 1983. – 312 с.
4. <http://www.malvern.ru/labrus/products/Mastersizer/ms2000/mastersizer2000.htm>

**Виброизолятор тепловой энергетической установки***Е.Г. Гурова, В.Ю. Гросс, А.О. Колинченко, В.С. Курбатов, А.А. Сергеев**ФГБОУ ВПО «НГТУ», ФБОУ ВПО «НГАВТ», г. Новосибирск, Россия**ФГУП ПО «СЕВЕР», г. Новосибирск, Россия**E-mail: [lena319@mail.ru](mailto:lena319@mail.ru)*

Показана возможность применения виброизолирующего устройства с электромагнитным компенсатором жесткости.

Наблюдаемая в последние десятилетия тенденция уменьшения веса конструкций различных транспортных средств, при одновременном увеличении мощности их энергетических установок, приводит к значительному росту уровней вибраций на этих транспортных средствах. В связи с этим наиболее остро проблема виброзащиты стоит в автомобилестроении, судостроении и локомотивостроении, где в качестве энергетических установок используются двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Низкочастотные колебания, создаваемые ДВС, оказывают значительное негативное влияние на надёжность и работоспособность различных устройств, и особенно вредны для человека, вызывая различные заболевания.

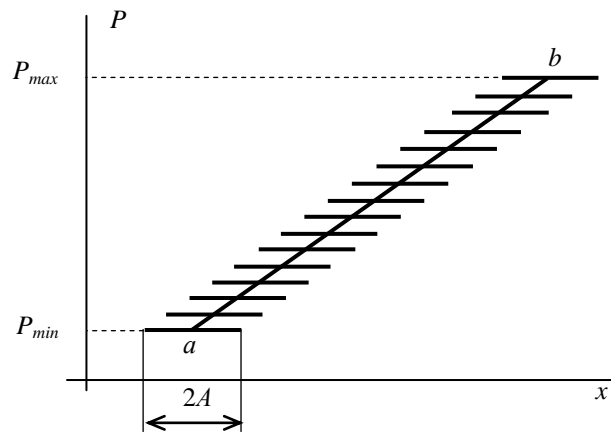


Рис. 1. Силовая характеристика виброизолятора с плавающим участком нулевой жёсткости.

Сегодня наиболее распространённым методом защиты от вибраций, создаваемых ДВС, является установка последних на пассивные виброизоляторы (как правило, резинометаллические), которые имеют простую конструкцию, достаточно надежны и практически не требуют обслуживания. Однако они не отвечают современным требованиям виброизоляции. Наиболее перспективным методом снижения уровней вибраций является применение виброизолирующих устройств с плавающим участком нулевой жесткости. Нулевая жесткость обеспечивается параллельным включением упругому элементу компенсатора (корректора) жесткости. «Плавание» участка нулевой жесткости обеспечивается специальной системой перестройки. Этот тип устройств наиболее полно отвечает требованиям идеальной виброизоляции. В связи с вышесказанным, создание и исследование виброизолирующих систем с перестраиваемыми компенсаторами жесткости является актуальной научной задачей. Их принцип работы показан на рисунке 1. При заданном диапазоне изменения усилий от  $P_{max}$  до  $P_{min}$ , передаваемых от защищаемого объекта вибрирующему силовые характеристики виброизоляторов, обеспечивающих идеальную виброизоляцию, представляют собой бесконечное множество отрезков прямых, равных по длине  $2A$  (размах колебаний), параллельных оси абсцисс и расположенных своими серединами на отрезке  $ab$  прямой, наклоненной к оси абсцисс под углом. Тангенс такого угла равен жёсткости виброизоляторов.

Одним из вариантов корректора является электромагнитный корректор жёсткости (ЭКЖ) [1, 2], представляющий собой два встречно включенных электромагнита постоянного тока с общим якорем. ЭКЖ характеризуется отсутствием сил трения и инерции, наклон его характеристик легко регулируется изменением питающего напряжения, а подстройка под изменяющуюся нагрузку осуществляется перераспределением напряжений на катушках электромагнитов.

В результате научных исследований впервые: представлены методы анализа и исследования нелинейного электромагнитного компенсатора жесткости; разработана конструкция виброизолирующей подвески с нелинейным компенсатором жесткости и системой перестройки. На основе разработанных материалов на ФГУП ПО «Север» изготовлена и испытана модель виброизолирующей подвески с ЭКЖ и автоматической системой перестройки. Эксперименты показали, что виброизолятор с перестраиваемым ЭКЖ снижает уровни виброускорений на 20-55 дБ на частотах от 4 до 128 Гц и позволяет исключить возникновение резонансных режимов. Проведенные испытания показали, что разработанная конструкция виброизолятора с ЭКЖ может служить основой для проектирования виброизолирующих подвесок различных энергетических установок.

#### Список используемой литературы:

1. Гурова Е. Г. Виброизолирующие подвески транспортных энергетических установок с нелинейными электромагнитными компенсаторами жесткости / Е. Г. Гурова. – Издательство НГТУ: Новосибирск, – 2012. – 156 с.
2. Патент № 2010121808/11 (031010). Виброизолятор с электромагнитным компенсатором жёсткости [Текст] / Гурова Е.Г., В.Ю. Гросс (РФ). - № 2010121808/11; заявл. 28.05.2010. – реш. 23.06.2010 – 7 с.: ил.

УДК 504.054: 629.78 (03)

#### Анализ способов повышения дисперсности капель при распылении жидкостей эжекционными форсунками

*А.И. Коноваленко, С.В. Змановский\*, Е.А. Козлов, В.Ф. Трофимов*

*Научно-исследовательский институт прикладной математики и механики*

*Томского государственного университета, г. Томск, Россия*

*\*Центр инноваций порошковой металлургии ООО «СВАЛ-ПМ»*

*E-mail: Zharova@niipmm.tsu.ru*

Приведены результаты сравнения ряда способов повышения дисперсности капель при распыливании перегретых жидкостей эжекционными форсунками.

Для получения высокодисперсных порошков алюминия применяется процесс диспергирования перегретого до 980 °С расплава металла горячим сжатым газом при давлении до 6 МПа и температуре 600 °С [1]. В качестве энергоносителя используется газообразный азот с контролируемым содержанием кислорода. Распыление проводится эжекционной форсункой в камеру распыления под избыточным давлением с последующим охлаждением и классификацией полученного пульверизата. Форсунка представляет собой центральный канал, выполненный в виде двух конусов, соприкасающихся вершинами, окруженный кольцевой щелью для подачи газа под углом 45° к оси форсунки. Процесс получения высокодисперсных порошков алюминия достаточно энергоемкий, поэтому актуальна задача повышения производительности работы форсунки по распылению металла и увеличению дисперсности получаемого пульверизата.

Прямые методы решения этой задачи путем увеличения проходного сечения форсунки или повышением давления и температуры распыляющего газа, а также увеличением температуры перегрева металла не являются эффективными из-за больших технологических трудностей и резкого увеличения энергозатрат. Поэтому для решения поставленной задачи было предложено провести модификацию конструкции форсунки без изменения технологического процесса.

Известны различные способы повышения дисперсности распыла при использовании струйных и пневматических форсунок [2]. С учетом особенностей технологического процесса и возможности кристаллизации расплава металла в процессе распыления, были предложены следующие конструктивные изменения форсунки: 1) замена круглого сечения сопла фильеры для

подачи расплава на квадратное; 2) добавление тангенциальной составляющей скорости распыляющего газа; 3) дополнительный ввод газа в выходной конус фильеры для подачи жидкого металла; 4) установка рассекателя в зону распыления. Поскольку экспериментальное исследование распыления расплавленных металлов представляет большие технические трудности и является взрывопожароопасным, для оценки эффективности предложенных методов был разработан модельный стенд для холодных продувок с учетом геометрического и газогидродинамического подобия исследуемых процессов. В качестве рабочих жидкостей использовались вода и водные растворы глицерина, которые имеют повышенную вязкость и обеспечивают подобие по критерию Лапласа. В качестве энергоносителя использовался воздух при давлении до 0,8 МПа.

В процессе экспериментов проводилась визуальная оценка факела распыла, измерялись расходы жидкости и газа.

Для базовой модели форсунки с круглым отверстием центрального канала диаметром 1 мм факел распыла имеет угол 10-15°. Массовый расход жидкости равнялся 1,7 г/с, объемный расход воздуха 3,9 м<sup>3</sup>/час. Соотношение массовых расходов жидкости и газа составляло 0,3.

При замене круглого отверстия в центральном канале на квадратное (при сохранении площади проходного сечения) расход жидкости уменьшается на 10%, что связано с сужением эффективной площади проходного сечения канала за счет влияния углов квадрата. Ширина факела распыла практически не изменяется.

При добавлении тангенциальной составляющей скорости газового потока в базовой форсунке (до 75% от величины осевой скорости) ширина факела увеличивается более чем вдвое, а расход жидкости возрастает до 2,3 г/с. При этом факел распыла становится более однородным.

При дополнительном вводе газа в центральный канал форсунки (ввод осуществлялся через отверстия в выходном конусе под углом 60° к оси форсунки) факел распыла сужается по сравнению с тангенциальным вводом и в нем появляются неоднородности. Расход жидкости уменьшается до 2,2 г/с.

При установке центрального тела в зоне сходящихся струй газа уменьшается эжекционный эффект и уменьшается расход жидкости вплоть до запираения форсунки. При перемещении центрального тела за точку встречи струй газа, его влияния на процесс распыления жидкости становится незначительным. Факел увеличивается в размерах, по сравнению с базовым вариантом форсунки, а расход остается тем же.

Таким образом, испытания предложенных модификаций конструкции форсунки показали, что более эффективным способом повышения производительности форсунки и повышения дисперсности распыла является сообщение скорости газа тангенциальной составляющей. При этом расход жидкости увеличивается на (30÷50) %, факел распыла становится однородным и увеличивается до угла (40÷50) °.

#### Список используемой литературы:

1. Технологическая инструкция по производству первичного, сферического, дисперсного, высокодисперсного и с присадкой титана и кремния пульверизатов распылением расплавленного алюминия азотом в отделении № 2 предприятия ООО «СУАЛ-ПМ» ТИ 48-0106-36-1-10. – Шелехов, – 2010. – 48 с.
2. Пажи Д.Г., Галустов В.С. Распылители жидкостей. – М.: Химия, 1– 979. – 216 с.

УДК 621.6.036

#### К выбору промежуточного теплоносителя, обеспечивающего максимальную интенсивность теплообмена, в системах регазификации сжиженного углеводородного газа

*Рулев А.В., Кулаков А.В.*

*Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., г. Саратов, Россия*

*E-mail: nautech@inbox.ru*

Проанализированы возможные типы промежуточного теплоносителя для испарительных установок пропан-бутановых смесей сжиженного углеводородного газа. Рекомендуется в качестве промежуточного теплоносителя для испарительных установок пропан-бутановых смесей сжиженного углеводородного газа использовать твердотельные промежуточные теплоносители на основе заливок из алюминия, наиболее полно отвечающих поставленным требованиям

В условиях возрастающих поставок сжиженного углеводородного газа (СУГ) с повышенным содержанием бутана наиболее широкое применение получили проточные испарители с искусственной регазификацией. Искусственная проточная регазификация является наиболее целесообразной при оптимальном уровне централизации в установках коммунально-бытового газоснабжения от 154 до 1600 квартир, подключаемых к одной резервуарной установке. При этом, применение проточной искусственной регазификации внутри труб по сравнению с проточным испарением в большом объеме обеспечивает экономию поверхности испарения на 71,7 % за счет увеличения коэффициента теплоотдачи и температурного напора в системе «теплоноситель - СУГ».

При отсутствии централизованного горячего водоснабжения наиболее надежное и экономичное газоснабжение на базе СУГ обеспечивают электрические испарители (ИЭ) с промежуточным теплоносителем (ПТ). Применение промежуточного теплоносителя в проточных электрических испарителях предотвращает: полимеризацию непредельных углеводородных компонентов СУГ на испарительных поверхностях, предупреждает образование пленочного кипения и возникновение кризисов кипения, повышает интенсивность теплообмена.

*Важной предпосылкой правильного расчета и конструирования ИЭ ПТ, является выбор типа среды, используемой как промежуточный теплоноситель.*

Проведенный анализ показывает, что промежуточный теплоноситель должен удовлетворять следующим требованиям: - высокая интенсивность теплообмена; - высокие антикоррозионные свойства; - минимальное количество замен в течение срока службы; - температуры замерзания не выше минус 40 °С и кипения не ниже 100 °С; - малая плотность; - низкие каплевложения и доступность; - постоянство агрегатного состояния в области рабочих температур; - исключение полимеризации, образования окисных пленок, осаждения частиц на теплообменные поверхности и иных термических загрязнений поверхностей ТЭН и ИТЗ.

В известной мере поставленным требованиям отвечают:

1) жидкие промежуточные теплоносители (вода, водные растворы солей и спиртов, масла, кремний органические жидкости, низкотемпературные расплавы металлов) в условиях естественной и искусственной конвекции;

2) твердотельные промежуточные теплоносители, то есть, заливки из алюминия и его сплавов, меди и ее сплавов, стали, олова и других металлов.

Проанализируем возможность применения различных промежуточных теплоносителей в системах регазификации СУГ в зависимости от предъявляемых к ним требований и, прежде всего, обеспечения максимальной интенсивности теплообмена (коэффициента теплоотдачи).

Для жидких промежуточных теплоносителей (вода, водные растворы солей и спиртов, масла, кремний органические жидкости, низкотемпературные расплавы металлов) величина коэффициента теплоотдачи от ПТ к стенке испарительного трубопровода определяется по уравнениям теплообмена для естественной конвекции в ограниченном пространстве [1]

$$Nu_T = m \cdot (Gr)^f \cdot (Pr)^n,$$

где Gr, Pr – соответственно, критерии Грасгофа и Прандтля; m, n, f – соответственно, численные значения при критериях Грасгофа и Прандтля.

Проведенный анализ показал, что высокими показателями коэффициента теплоотдачи обладает вода, однако температура замерзания, равная 0 °С, не позволяет использовать ее в установках регазификации сжиженных газов, имеющих температуру кипения ниже 0 °С.

Водные растворы солей имеют низкую температуру замерзания (ниже 0 °С), однако инициируют интенсивную коррозию элементов теплообменных поверхностей.

Некоторые виды масел и кремнийорганические жидкости на основе силиконов, применяемые в качестве промежуточных теплоносителей в трансформаторах и других устройствах, имеют ряд несомненных достоинств: низкую температуру замерзания, высокую температуру кипения, хорошие электроизоляционные и антикоррозионные свойства, но, по сравнению с водой, отличаются значительно более низким коэффициентом теплоотдачи и высокой стоимостью.

Жидкометаллические промежуточные теплоносители, например, калий с температурой плавления 63,7 °С или сплав из 25% калия и 75 % натрия с температурой плавления минус 11 °С, имеют самые высокие коэффициенты теплоотдачи. Столь высокие показатели обусловлены более высокой теплопроводностью данного теплоносителя.

Так, для сравнения, жидкий сплав натрия 25% и калия 75% имеет коэффициент теплопроводности  $\lambda = 22,6$  Вт/м·К, а водный раствор этиленгликоля имеет  $\lambda = 0,3$  Вт/м·К.

Недостатком жидкометаллических ПТ является сильное окисление при соприкосновении с кислородом воздуха. Поэтому их контур должен быть герметичным, а пространство над ПТ заполнено инертным газом. В противном случае на поверхности теплообмена осаждается слой окислов и теплоотдача ухудшается в среднем в 1,8- 2,2 раза [1].

Сильное окисление при соприкосновении с кислородом воздуха и высокая стоимость жидкометаллических ПТ, составляющая 8,0 и выше долл/кг, не позволяют использовать их в качестве промежуточных теплоносителей в промышленных регазификаторах СУГ.

Наиболее полно, из рассмотренных жидких промежуточных теплоносителей, поставленным требованиям отвечают водные растворы высокоатомных спиртов с комплексными антикоррозионными, теплоинтенсифицирующими и другими добавками, например антифризы типа «Тосол А40М», «Лукойл», «Тосол-север-40П», «Console» [2]. Такие антифризы являются инертными жидкостями, как по отношению к испарительным устройствам, так и корпусу регазификатора, выполненному из углеродистой стали.

Проведенный анализ дает основание рекомендовать водные растворы высокоатомных спиртов типа «Тосол А40 М» в качестве промежуточного теплоносителя для установок по регазификации СУГ. Коэффициент теплоотдачи антифриза типа «Тосол А40М», «Лукойл» при разности температур между ПТ и наружной поверхностью испарительного трубопровода 35-40 °С составляет 370 Вт/м<sup>2</sup> К.

Интенсификация теплообмена в системе «антифриз - наружная поверхность испарительного трубопровода» может быть достигнута только за счет использования искусственной конвекции с помощью циркуляционного насоса.

Для жидких промежуточных теплоносителей типа вода и водные растворы спиртов величина коэффициента теплоотдачи от ПТ к стенке испарительного трубопровода определяется по уравнениям теплообмена для искусственной конвекции в ограниченном пространстве [1]:

$$Nu = 0,22 Re^{0,65} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}.$$

Проведенный анализ показал, что в условиях искусственной конвекции, при рекомендуемых средних скоростях циркуляции жидкого ПТ в размере 10 м/с, коэффициент теплоотдачи составляет 1200 Вт/м<sup>2</sup> К. Из сравнения данных видно, что применение искусственной циркуляции позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи антифриза с 370 до 1200 Вт/м<sup>2</sup> К.

Такое увеличение является явно недостаточным, поскольку составляющая внешнего теплообмена от ПТ к наружной поверхности испарительного трубопровода остается меньше составляющей внутреннего теплообмена от внутренней поверхности испарительного трубопровода к СУГ, равной 1360 Вт/(м<sup>2</sup>К) согласно [1] и продолжает определять величину коэффициента теплопередачи К.

*Интересной* возможностью повышения интенсивности внешнего теплообмена в электрических испарителях является применение в качестве промежуточного теплоносителя твердотельных заливок металлов с высокой теплопроводностью.

Оказывается, что максимальная тепловая проводимость (величина, обратная сопротивлению теплопередаче 1/R) достигается при использовании в качестве твердотельного ПТ заливок из алюминия и меди. При этом, величина тепловой проводимости увеличивается с уменьшением толщины слоя ПТ.

Из [3] следует, что для обеспечения качественной заливки расплава меди или алюминия в коккель или неразъемную форму необходимо обеспечить зазор между наружной поверхностью нагревательного элемента и наружной поверхностью испарительного трубопровода в размере 0,008 м. Учитывая это, примем указанный зазор равным 0,008 м.

В этом случае, применение твердотельного промежуточного теплоносителя из меди толщиной 0,008 м позволяет увеличить величину 1/R до 14400 Вт/м<sup>2</sup> К по сравнению с коэффициентом теплоотдачи при искусственной циркуляции антифриза, равным 1200 Вт/(м<sup>2</sup>К), а из алюминия - до 8950 Вт/м<sup>2</sup> К. Такое увеличение внешнего коэффициента теплоотдачи, равного 8950 Вт/(м<sup>2</sup>К), над внутренним, равным 1360 Вт/м<sup>2</sup> К, делает составляющую внутреннего теплообмена определяющей в величине коэффициента теплопередачи, что позволяет добиться значительного его увеличения.

Вместе с тем, применение алюминия позволяет дополнительно:



1) уменьшить массу ПТ в 2,3 раза, поскольку плотность меди  $\rho = 8930 \text{ кг/м}^3$ , а плотность алюминия  $\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$ , что значительно снижает расходы на транспортировку, монтаж и ремонт промышленного регазификатора;

2) снизить температуру плавления с 1083 до 660 °С, что уменьшает энергоёмкость процесса плавки и даёт возможность заливки алюминием деталей из меди, латуни и других металлов.

Таким образом в качестве промежуточного теплоносителя для проточных промышленных регазификаторов рекомендуется использовать твердотельные промежуточные теплоносители на основе заливок из алюминия, наиболее полно отвечающих поставленным требованиям.

#### Список используемой литературы:

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи - М.: Энергия, 1977. - 320 с.
2. Будкин А. Тосол или антифриз? // За рулем. -1998. №7. - С. 96-97.
3. Могилев В.К., Лев О.И. Справочник литейщика: справочник для профессионального обучения рабочих на производстве - М.: Машиностроение, 1988. - 272 с.

УДК 621.1

### Определение эффективности теплообменных аппаратов

*С.А. Требунских*

*Забайкальский государственный университет, г. Чита, Россия*

*E-mail: cyt3@mail.ru*

Проанализированы существующие методы определения КПД теплообменников. Предложен энтропийный метод определения эффективности теплообменника. Продемонстрировано существенное расхождение между различными методами расчёта эффективности.

Существует несколько методов определения тепловой эффективности, или КПД, теплообменников, каждый из которых при одинаковых исходных данных даёт различное численное значение. Эти методы можно разделить на тепловые и эксергетические.

Простейший и наиболее часто применяемый в инженерной практике метод сводится к составлению теплового баланса и определению тепловых потерь в окружающую среду через наружные поверхности теплообменного аппарата. При таком подходе «балансовый» КПД теплообменника рассчитывается как отношение теплоты, воспринятой нагреваемым, или «холодным» теплоносителем, к теплоте, отданной греющим («горячим») теплоносителем:

$$\eta_{\text{ТБ}} = \frac{G_{\text{х}}(i_{\text{х вых}} - i_{\text{х вх}})}{G_{\text{г}}(i_{\text{г вых}} - i_{\text{г вх}})},$$

$$\eta_{\text{ТБ}} = \frac{G_{\text{х}} c_{p \text{ х}}(t_{\text{х вых}} - t_{\text{х вх}})}{G_{\text{г}} c_{p \text{ г}}(t_{\text{г вых}} - t_{\text{г вх}})},$$

где  $G$  – расход теплоносителя,  $c_p$  – его изобарная теплоёмкость,  $i$  – энтальпия,  $t$  – температура. Индексы «г» и «х» относятся соответственно к горячему и холодному теплоносителям, индексы «вх» и «вых» - к параметрам на входе в теплообменник и на выходе из него.

Балансовый КПД не учитывает преобразование высокопотенциальной теплоты греющего теплоносителя в низкопотенциальную теплоту нагреваемого, и в случае адиабатной изоляции равен 1.

Более сложный метод определения тепловой эффективности заключается в расчёте отношения фактически переданной теплоты к предельной, соответствующей полному использованию располагаемого температурного напора. В таком случае «предельный» КПД теплообменника определяется из следующих соотношений для противотока и прямотока соответственно:

$$\eta_{\text{П}} = \frac{1 - e^{-N(1-w)}}{1 - w e^{-N(1-w)}},$$

$$\eta_{\text{П}} = 1 - \frac{e^{-N(1+w)}}{1+w},$$

где  $N = \frac{kF}{C_{\text{м}}}$  – число единиц переноса;  $w = \frac{C_{\text{м}}}{C_{\text{б}}}$  – отношение меньшего водяного эквивалента  $C_{\text{м}}$  к большему  $C_{\text{б}}$ ;  $k$  – средний коэффициент теплопередачи;  $F$  – площадь теплообмена.

При высоких значениях  $N$  «предельный» КПД стремится к 1 даже при значительном недогреве.

Эксергетические методы учитывают неравновесность протекающих процессов и заключаются в расчёте изменения эксергии теплоносителей и вычислении отношения этих изменений. Эксергия теплоносителя при данной температуре, если пренебречь составляющей по давлению, принимает вид

$$e = c_p(T - T_0) - T_0 \left( c_p \ln \frac{T}{T_0} \right),$$

где  $T$  – текущая температура тела,  $T_0$  – температура окружающей среды.

Согласно классическому методу, потоки эксергии «горячего» и «холодного» теплоносителей вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} E_{\Gamma} &= G_{\Gamma} (e_{\Gamma \text{ вх}} - e_{\Gamma \text{ вых}}), \\ E_{\text{X}} &= G_{\text{X}} (e_{\text{X вых}} - e_{\text{X вх}}). \end{aligned}$$

Снижение эксергии греющего теплоносителя из-за потерь на необратимость выше, чем повышение эксергии нагреваемого теплоносителя, поэтому эксергетический КПД равен

$$\eta_E = \frac{E_{\text{X}}}{E_{\Gamma}}.$$

Другой метод, изложенный в [1], предлагает рассчитывать  $E_{\text{вых}}$  и  $E_{\text{вх}}$  как сумму эксергий теплоносителей на входе и выходе в теплообменник соответственно:

$$\begin{aligned} E_{\text{вх}} &= G_{\Gamma} e_{\Gamma \text{ вх}} + G_{\text{X}} e_{\text{X вх}}, \\ E_{\text{вых}} &= G_{\Gamma} e_{\Gamma \text{ вых}} + G_{\text{X}} e_{\text{X вых}}. \end{aligned}$$

Поскольку суммарная эксергия обоих теплоносителей на выходе ниже суммарной эксергии на входе, эксергетический КПД равен

$$\eta'_E = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}}.$$

Все изложенные методы при равных условиях дают совершенно различные численные значения эффективности теплообменника.

Рассмотрим простой теплообменник типа «труба в трубе», с греющим теплоносителем, протекающим по внутренней трубе. Для упрощения модели возьмём только цилиндрический участок, без учёта геометрических особенностей входа и выхода. Введём отношения температур

$$X_{\Gamma\text{X}} = \frac{T_{\text{X}}}{T_{\Gamma}}, \quad X_{\text{XO}} = \frac{T_{\text{X}}}{T_0}, \quad X_{\Gamma\text{O}} = \frac{T_0}{T_{\Gamma}}.$$

Локальный тепловой поток от греющего теплоносителя к нагреваемому через элементарный участок внутренней трубы с полным термическим сопротивлением  $R_{\Gamma\text{X}}$  (учитывающим площадь локального участка теплообмена):

$$Q_{\Gamma\text{X}} = \frac{1}{R_{\Gamma\text{X}}} (T_{\Gamma} - T_{\text{X}}).$$

Производство энтропии данным тепловым потоком:

$$dS_{\Gamma\text{X}} = \frac{1}{R_{\Gamma\text{X}}} \frac{(1 - X_{\Gamma\text{X}})^2}{X_{\Gamma\text{X}}}.$$

Если теплообменник не обладает адиабатной оболочкой, то у него будут тепловые потери в окружающую среду, сопровождающиеся дополнительным производством энтропии:

$$\begin{aligned} Q_{\text{XO}} &= \frac{1}{R_{\text{XO}}} (T_{\text{X}} - T_0), \\ dS_{\text{XO}} &= \frac{1}{R_{\text{XO}}} \frac{(1 - X_{\text{XO}})^2}{X_{\text{XO}}}. \end{aligned}$$

В [2] была предложен альтернативный метод учёта неравновесности. Описана модель энтропийной эффективности, суть которой сводится к вычислению текущего производства энтропии максимально возможного производства энтропии в данных условиях и производства неэнтропии, то есть

$$\begin{aligned} dS &= dS_{\Gamma\text{X}} + dS_{\text{XO}}, \\ dS_{\text{max}} &= \frac{1}{R_{\Gamma\text{X}}} \frac{(1 - X_{\Gamma\text{O}})^2}{X_{\Gamma\text{O}}}, \end{aligned}$$

$$dN = dS_{\text{max}} - dS.$$

Тогда энтропийная эффективность теплообменника выразится как

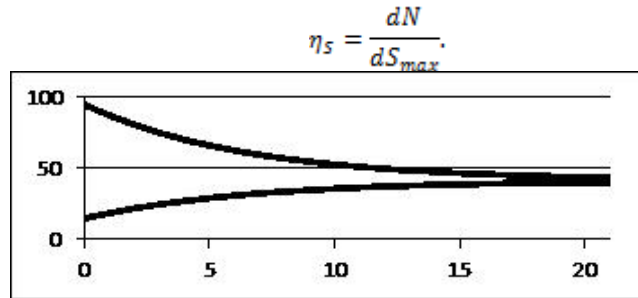


Рис. 1. Расчётное распределение температур (в градусах Цельсия) для прямоточного теплообменника типа «труба в трубе».

Был проведён численный эксперимент с прямоточным теплообменником, имеющим распределение температур по ходу движения теплоносителей, представленное на рисунке 1.

В качестве исходных данных были приняты следующие значения. Оба теплоносителя – водяные, под сравнительно невысоким давлением (до 4 бар). Расход греющего теплоносителя вдвое меньше нагреваемого (0,5 и 1 кг/с соответственно). Полное термическое сопротивление  $R_{гх}=0,005$ ,  $R_{х0}=1$  (С/Вт), таким образом потери теплоты в окружающую среду также учитывались.

Расчёт эффективности по различным методам позволил получить следующие кривые.

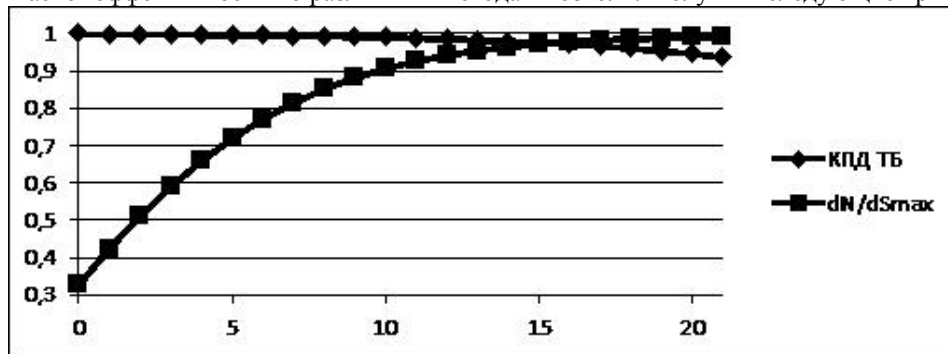


Рис. 2. Сравнение изменений мгновенных коэффициентов эффективности, полученных по различным методикам.

«Предельный» КПД теплообменника при заданных условиях равен 1 по всей длине теплообмена. «Балансовый» КПД снижается, поскольку с ростом температуры нагреваемого теплоносителя растут потери тепла в окружающую среду. Если тепловую изоляцию приблизить к адиабатной, «балансовый» КПД также будет равен единице. Увеличение энтропийной эффективности связано со снижением отношения температур, то есть с приближением процесса к равновесному по мере сближения температур нагреваемого и греющего теплоносителей.

Особенность эксергетического метода такова, что он не позволяет определить локальную эффективность процесса, а только конечный результат. Изменение итогового эксергетического КПД в сравнении с изменениями других итоговых коэффициентов представлено на рисунке 3.

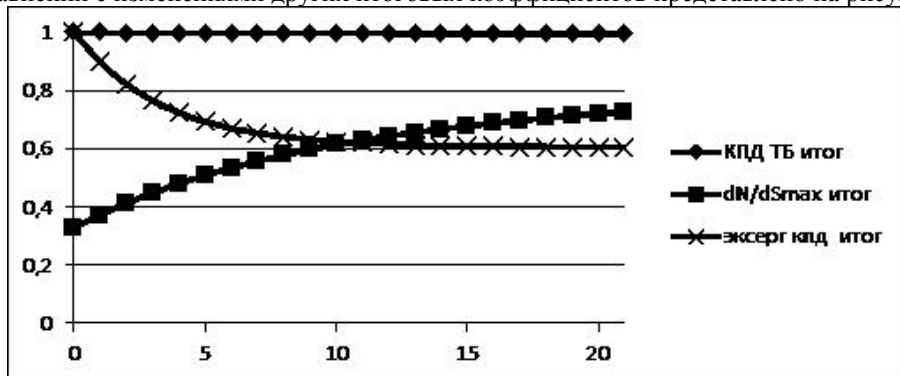


Рис. 3. Сравнение изменений итоговых коэффициентов эффективности, полученных по различным методикам.

Итоговый «балансовый» КПД при малых тепловых потерях, как и «предельный», практически равен 1, незначительно снижаясь по длине. Эксергетический КПД снижается, приближаясь к некоторому значению (в данном численном эксперименте это 0,6). Энтропийная эффективность, напротив, увеличивается от 0,33 до 0,73. Эксергетический КПД, определённый по второму методу, принципиально даёт только одно значение (расчётно полученное равно 0,45).

Тепловые методы определения эффективности не учитывают неравновесность реальных процессов и слабо применимы для случаев, когда потери теплоты принимают малые значения. Учёт неравновесности может производиться различными способами, во многом взаимоисключающими, и эти методы требуют более глубокого рассмотрения и доработки.

#### Список используемой литературы:

1. Кручинин М.И., Шадрин Е.М. Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетический анализ теплообменных аппаратов: учеб. пособие / ГОУ ВПО Иван. гос. хим.-технол. ун-т. Иваново, 2007 – 123 с.
2. Требунских С.А., Батухтин А.Г. Энтропийная эффективность теплотребляющих объектов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – 2011. – № 2(123). – С. 91–99.

УДК 536.33:536.244

### Моделирование конвективного переноса тепла в открытой системе с радиационным источником нагрева

*В.И. Максимов<sup>1</sup>, Т.А. Нагорнова<sup>1</sup>, Г.Я. Мамонтов<sup>1</sup>, Н.И. Куриленко<sup>3</sup>*

*1 Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

*2 Тюменский государственный архитектурно-строительный университет, г. Тюмень, Россия*

*3 Томский государственный архитектурно-строительный университет, г. Томск, Россия*

*E-mail: Tania@tpu.ru*

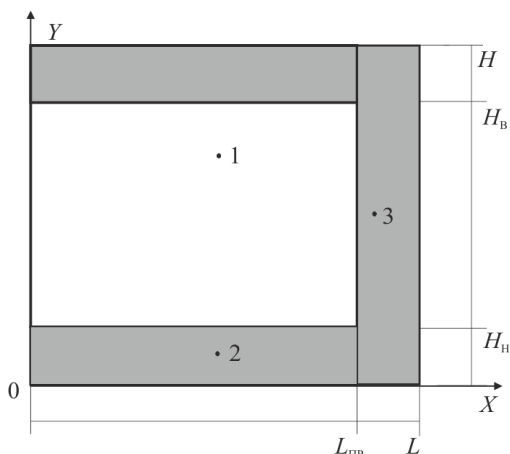
#### Введение.

Особенностью отопления производственных помещений является то, что они рассчитаны не только на создание комфортных рабочих условий для человека, но и на поддержание эффективного функционирования оборудования [1]. Часто в границах одного производственного помещения требуется создать несколько рабочих зон с разными условиями климатического комфорта. В этом случае целесообразным становится применение современных средств отопления – таких как инфракрасные обогреватели. В современной литературе отсутствуют результаты моделирования конвективных процессов теплообмена, протекающих в воздушной среде в крупногабаритных производственных помещениях. Обоснованный же выбор технологических решений по рациональному нагреву производственных помещений невозможен без анализа неоднородных и нестационарных температурных полей области нагрева. Поэтому, целью настоящего исследования является математическое моделирование теплопереноса в воздушном объеме, нагреваемом за счет подвода энергии по верхнему контуру от газовых инфракрасных излучателей.

#### Постановка задачи.

Рассматривается область прямоугольного поперечного сечения. На верхней границе  $H_B$  области расположен источник инфракрасного излучения. Интенсивность излучения равномерно распределена по поперечной координате  $X$  (рис. 1).

**Рис. 1.** Область решения рассматриваемой задачи: 1 – газ; 2,3 – элемент твердой стенки



Пространство  $0 < X < L_{PP}$  и  $H_H < Y < H_B$  заполнено воздухом, ограниченном снизу, сверху и справа ограждающими конструкциями из железобетона. Левая граница области решения представляет собой

линию условного раздела между нагреваемым воздухом и внешней средой. Источник радиационного нагрева в верхней части области решения не выделялся – принималось, что его толщина мала по сравнению с характерным размером по направлению  $Y$ . Воздух принимался оптически прозрачной средой. В качестве основного механизма теплопереноса в газе рассматривались турбулентная естественная конвекция, в ограждающих конструкциях – теплопроводность.

При постановке задачи предполагалось, что вся энергия инфракрасного излучателя поступает к границе  $H_H$ , разделяющей нижнее бетонное основание (2) и область нагрева (1).

#### Математическая модель и метод решения

В качестве базовой системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс естественной турбулентной конвекции в рассматриваемой открытой области в режиме сопряженного теплопереноса, принята математическая модель [2-5], разработанная для описания процессов конвекции и теплопроводности в замкнутой прямоугольной области с теплопроводными стенками и локальным источником нагрева на нижней границе.

Математическая постановка задачи в безразмерных переменных включает следующие уравнения:

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{Gr}} \Delta \Omega + \frac{1}{2} \frac{\partial \Theta}{\partial X}, \quad (1)$$

$$\Delta \Psi = -2\Omega, \quad (2)$$

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr \sqrt{Gr}} \Delta \Theta, \quad (3)$$

$$\frac{1}{Fo} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \Delta \Theta. \quad (4)$$

Начальные условия для системы уравнений (1–4):

$$\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = 0, \quad \Theta(X, Y, 0) = 0. \quad (5)$$

Внешние границы области решения теплоизолированы:

$$\frac{\partial \Theta(X, Y, \tau)}{\partial \bar{n}} = 0. \quad (6)$$

На границах раздела твердых стенок и газа ( $L_{TP}$  и  $H_B$ ) задавались условия:

$$\frac{\partial \Psi(X, Y, \tau)}{\partial \bar{n}} = 0, \quad \frac{\partial \Theta_1(X, Y, \tau)}{\partial \bar{n}} = \lambda_{1,2} \frac{\partial \Theta_2(X, Y, \tau)}{\partial \bar{n}}, \quad (7)$$

$$\Theta_1(X, Y, \tau) = \Theta_2(X, Y, \tau),$$

Слева на линии раздела между нагреваемым воздухом и внешней средой задавались мягкие граничные условия [6].

$$\frac{\partial^2 \Psi(X, Y, \tau)}{\partial X^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 \Theta(X, Y, \tau)}{\partial X^2} = 0, \quad (8)$$

На границе  $H_H$  учитывается радиационный источник нагрева

$$\frac{\partial \Psi(X, Y, \tau)}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial \Theta_1(X, Y, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \Theta_2(X, Y, \tau)}{\partial Y} + Ki, \quad (9)$$

$$\Theta_1(X, Y, \tau) = \Theta_2(X, Y, \tau),$$

где  $X, Y$  – безразмерные декартовы координаты;  $L$  – ширина области решения, м;  $\tau$  – безразмерное время;  $Ki = qL^3 / \lambda(T_H - T_0)$  – число Кирпичева;  $U, V$  – безразмерные скорости;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности твердой стенки, Вт/(м·К);  $\Theta$  – безразмерная температура;  $Gr = g\beta L^3(T_H - T_0) / \nu^2$  – число Грасгофа;  $\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения,  $K^{-1}$ ;  $g$  – ускорение, создаваемое массовыми силами,  $m/c^2$ ;  $\Psi$  – безразмерный аналог вихря скорости;  $\Omega$  – безразмерный аналог масштаба вихря скорости;  $H$  – высота области решения, м;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $m^2/c$ ;  $\lambda_{1,2}$  – относительный коэффициент теплопроводности;  $Pr = \nu / a$  – число Прандтля;  $Fo = at_0 / L^2$  – число Фурье;  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $m^2/c$ .

Уравнения (1–4) с соответствующими начальными и граничными условиями (5–9) решались методом конечных разностей на равномерной сетке. Для решения системы разностных уравнений был использован метод прогонки и схема переменных направлений. При решении задачи (1–9) использовался алгоритм [2-5], разработанный для численного решения задач естественной конвекции в замкнутых прямоугольных областях с локальными источниками энергии. При определении граничных условий для вектора вихря применялся метод Либмана [6,7]. Турбулизация течения нагретого воздуха описывалась в соответствии с основными положениями [6] изменением вязкости с ростом скорости движения воздуха. Расчет вязкости проведен в рамках модели Прандтля [7]:

$$v_t = l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right|,$$

$$l_m = k \cdot y,$$

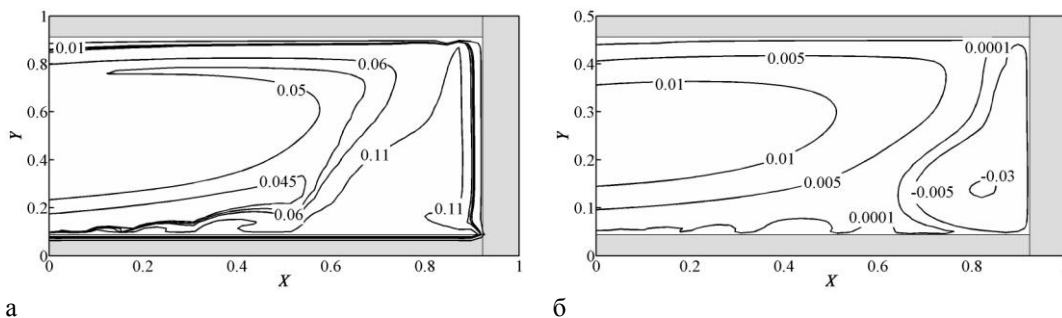
где  $l_m$  – путь смешения,  $k$  – универсальный коэффициент пропорциональности.

#### Анализ результатов моделирования

Численные исследования проведены при значениях масштаба времени равном  $t_0=0,1$  с. При решении поставленной задачи число Грасгофа принимало значения до  $10^{11}$ , что соответствует турбулентной конвекции.

На рис. 2 представлены результаты численного моделирования, иллюстрирующие основные закономерности теплопереноса в рассматриваемой системе отопления с использованием газовых инфракрасных излучателей.

Изотермы рис. 2, а иллюстрируют процессы подъема нагретых вблизи бетонного пола воздушных масс и их последующее охлаждение при движении вдоль относительно холодной стенки 3 (рис. 1). Более теплый воздух, поднимающийся в зоне на некотором расстоянии от стенки 3, в этом случае оттесняется холодным воздухом, опускающимся вдоль стенки, аккумулирующей тепловую энергию в своей нижней части за счет высокой объемной теплоемкости. В итоге формируется циркуляционное течение нагретого воздуха относительно основной части области вблизи бетонного пола, являющегося в рассматриваемых условиях источником подвода теплоты. При этом существенно неоднородное распределение температур очевидно обусловлено турбулизацией течения у нагретой горизонтальной поверхности (рис. 2).



**Рис. 2.** Поле температур (а) и изолинии функции тока (б) для модели естественной конвекции в открытой области с радиационным нагревом нижней границы раздела газа и твердой стенки для момента времени  $\tau=10000$  (а, б).

Смещение пика температур к правой границе объясняется поступлением холодного воздуха от левой (открытой) границы (рис. 2, а). Линии тока (рис. 2, б) иллюстрирует смещение нагретого воздуха в зону, расположенную за пределами области нагрева. Полученный результат показывает, что в таких случаях на практике целесообразным является ограждение по левой границе области отопления непроницаемой для воздушных потоков стенкой малой толщины с низкой теплопроводностью.

#### Основные выводы.

Результаты математического моделирования процессов теплопереноса в условиях подвода энергии при работе газовых инфракрасных излучателей позволяют сделать выводы о

существенной нестационарности процесса нагрева объема воздушных масс и ограждающих конструкций, а также о турбулентном режиме процесса конвекции в воздухе.

*Работа выполнена в рамках НИР Госзадания «Наука» (Шифр федеральной целевой научно-технической программы 7.3073.2011).*

#### Список использованной литературы.

1. СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – С. 12.
2. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Двумерная задача естественной конвекции в прямоугольной области при локальном нагреве и теплопроводных границах конечной толщины // Известия Российской Академии Наук. Механика жидкости и газа. – 2006. – № 6. – С. 29–39.
3. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Сопряженный теплоперенос в замкнутой области с локально сосредоточенным источником тепловыделения // Инженерно-физический журнал. – 2006. – Т. 79. – № 1. – С. 56–63.
4. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Об одном подходе к математическому моделированию тепловых режимов радиозлектронной аппаратуры и электронной техники // Микроэлектроника. – 2008. – Т. 37. – № 2. – С. 150–158.
5. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Математическое моделирование тепломассообмена в условиях смешанной конвекции в прямоугольной области с источником тепла и теплопроводными стенками // Теплофизика и аэромеханика – 2008. – Т. 15. – № 1. – С. 107–120.
6. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 288 с.
7. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие, Балтийский государственный технический университет – СПб., 2001. – 108 с.

УДК 621.454.3

#### Влияние динамической неравновесности на радиационные характеристики и характеристики излучения гетерогенных продуктов сгорания высокоэнергетических установок

*В.А. Кузьмин, И.А. Заграй*

*Вятский государственный университет, г. Киров, Россия*

*E-mail: ZagrayIA@yandex.ru*

С помощью расчетного моделирования проведены исследования радиационных характеристик и характеристик излучения гетерогенных продуктов сгорания модельного ракетного двигателя на твердом топливе для условий среза сопла. Количественно установлено, что результаты расчетов с учетом динамической неравновесности отличаются от результатов равновесного течения газа и частиц. Сделан вывод о том, что для обоснования расчетной модели и правильной интерпретации экспериментальных результатов по тепловому излучению продуктов сгорания необходимо исследование влияния динамических неравновесностей в потоке.

Разработка двигателей и установок различного назначения предусматривает изучение процессов лучистого теплообмена. Эксперименты по исследованию инфракрасного излучения продуктов сгорания служат основой для создания расчетных моделей и методик. Частицы конденсата могут находиться в состоянии температурной и скоростной неравновесности с газообразными продуктами сгорания [1]. Поэтому для проведения исследований по тепловому излучению необходимо иметь исходную информацию не только об оптических свойствах вещества, дисперсности конденсированной фазы, концентрации частиц и составе газовой фазы, но также учитывать соотношение скоростей и температур частиц и газа.

С помощью численного моделирования были проведены исследования влияния динамической неравновесности на радиационные характеристики единичного объема (коэффициенты ослабления, рассеяния и поглощения), а также характеристики излучения (интенсивности, степени черноты) для условий среза сопла модельного ракетного двигателя на твердом топливе (РДТТ). Камера сгорания двигателя имела цилиндрическую форму с диаметром  $d_k = 260$  мм, а диаметр среза сопла составлял  $d_c = 80$  мм.

Основным компонентом конденсированной фазы продуктов сгорания модельного двигателя являются частицы оксида алюминия. Частицы конденсата в общем случае представляют полидисперсную систему. В качестве функции распределения частиц по размерам для среза сопла использовалось гамма-распределение [1, 2, 3]

$$f(r) = \frac{a^{b+1}}{b!} r^b e^{-ar}$$

с параметрами  $a = 1,6 \text{ мкм}^{-1}$  и  $b = 2,0$ .

Оптические константы  $n_1$  (показатель преломления) и  $n_2$  (показатель поглощения) являются первичными радиационными характеристиками вещества, определяющими его способность поглощать и рассеивать падающее излучение. Для расчетов использовалось аналитическое представление оптических констант  $\text{Al}_2\text{O}_3$  в зависимости от длины волны  $\lambda$  и температуры  $T$  [1]:

$$n_1 = 1,747 + 0,0066 \cdot \lambda - 0,0068 \cdot \lambda^2 + 0,0003 \cdot T,$$

$$\lg n_2 = -2,19 + 0,089 \cdot \lambda^{0,95} - 0,00056(3200 - T)\lambda^{-0,45}.$$

Для определения радиационных характеристик была использована теория рассеяния Г. Ми о дифракции электромагнитных волн на частицах, имеющих сферическую форму. Спектральные радиационные характеристики единичного объема (коэффициенты ослабления  $\kappa_\lambda^*$ , поглощения  $\alpha_\lambda^*$  и рассеяния  $\beta_\lambda$ ) для полидисперсной системы сферических частиц рассчитываются по формулам [1,4]:

$$\kappa_\lambda^* = N \int_0^\infty \pi^2 K_{\text{осл}} f(r) dr, \quad \alpha_\lambda^* = N \int_0^\infty \pi^2 K_{\text{погл}} f(r) dr, \quad \beta_\lambda = N \int_0^\infty \pi^2 K_{\text{рас}} f(r) dr,$$

где  $K_{\text{осл}}$ ,  $K_{\text{погл}}$ ,  $K_{\text{рас}}$  – безразмерные коэффициенты ослабления, поглощения и рассеяния (зависят от параметров  $n_1$ ,  $n_2$  и  $\rho = 2\pi r/\lambda$ );  $N$  – числовая концентрация частиц.

Значение  $N$  выражается формулой [1]:

$$N = \frac{z\rho_z(T)W_z}{\langle V \rangle (1-z)\rho_v(T)W_v}.$$

Здесь  $z$  – массовая доля конденсата,  $\rho_v$  и  $\rho_z$  – плотности частиц и газовой фазы (зависят от температуры  $T$ ),  $W_v$  и  $W_z$  – скорости частиц и газа,  $\langle V \rangle$  – средний объем частиц, определяемый по формуле:

$$\langle V \rangle = \frac{4}{3} \pi \int_0^\infty r^3 f(r) dr.$$

Зависимость плотности жидкого оксида алюминия от температуры выше температуры плавления 2320 К определяется выражением [1]:

$$\rho_v = 5,632 - 1,127 \cdot 10^{-3} T \text{ г/см}^3.$$

С учетом излучения газа общий коэффициент поглощения  $\alpha_\lambda$  рассчитывался по формуле:

$$\alpha_\lambda = \alpha_\lambda^* + \alpha_{\text{газ}}.$$

Коэффициент поглощения газовой фазы  $\alpha_{\text{газ}}$  вычислялся по результатам работ [5, 6]. Коэффициент ослабления единичного объема гетерогенных продуктов сгорания вычислялся по формуле:

$$\kappa_\lambda = \alpha_\lambda + \beta_\lambda.$$

Для определения характеристик излучения (спектральной степени черноты  $\varepsilon_\lambda$  и интенсивности  $I_\lambda$ ) в работе использовался метод двухпотокового приближения (ДПП или метод Шустера-Шварцшильда). Решение уравнения переноса излучения методом ДПП позволяет находить спектральную излучательную способность (степень черноты):

$$\varepsilon_\lambda = (1 - \rho_\lambda^*) \frac{1 - e^{-H_\lambda L}}{1 + \rho_\lambda^* \cdot e^{-H_\lambda L}}, \text{ где } H_\lambda = \sqrt{\alpha_\lambda (\alpha_\lambda + 2\beta_\lambda)}, \quad \rho_\lambda^* = \frac{\alpha_\lambda + \beta_\lambda' - H_\lambda}{\beta_\lambda'}.$$

Здесь  $\beta_\lambda'$  – спектральный коэффициент рассеяния назад,  $L$  – толщина слоя.

Исходные данные для определения радиационных характеристик и характеристик излучения продуктов сгорания модельного РДТТ перечислены в таблице.

Графики полученных радиационных характеристик и характеристик излучения с учетом скоростной  $W_v/W_z$ , неравновесности представлены на рис. Различие в скоростях между газом и частицами в первую очередь отражается на количестве частиц в единице объема. С увеличением



скорости газа и уменьшением скорости частиц возникает задержка этих частиц в данном месте тракта истечения продуктов сгорания, вызывающая увеличение числа частиц в единице объема. Поэтому, скоростная неравновесность приводит к увеличению коэффициентов  $\kappa_\lambda$ ,  $\alpha_\lambda$  и  $\beta_\lambda$ .

Таблица. Исходные данные для расчета радиационных характеристик и характеристик излучения частиц модельного РДТТ

|  |  |
|--|--|
| Давление $p$   | $10^5$ Па                              |
| Температура конденсата $T_c$                                   | 2625 К                                 |
| Массовая доля конденсата $z$                                   | 0,05                                   |
| Плотность частиц конденсата $\rho_c$                           | $2,67$ г/см <sup>3</sup>               |
| Молярная масса продуктов сгорания $\mu$                        | 26 г/моль                              |
| Числовая концентрация $N$                                      | $3,6 \cdot 10^{-8}$ 1/мкм <sup>3</sup> |
| Толщина слоя $L$   | 80 мм                                  |
| Компоненты газовой фазы: H <sub>2</sub> O, CO, CO <sub>2</sub> | 0,392; 0,193; 0,119                    |
| Температура газовой фазы $T_g$                                 | 2625 К                                 |
| Плотность газа $\rho_g$  | $1,11 \cdot 10^{-4}$ г/см <sup>3</sup> |

Учет 10 % и 20 % скоростной неравновесности ( $W_u/W_g=0,9$  и  $W_u/W_g=0,8$ ) увеличивает коэффициент  $\beta_\lambda$  на 11 % и 25 % соответственно во всем спектральном интервале 0,3...6,5 мкм. Для полос поглощения 1,9; 2,7; 4,3...5,1 мкм газовой фазы, наблюдается меньшее увеличение коэффициентов  $\kappa_\lambda$ ,  $\alpha_\lambda$  и  $\varepsilon_\lambda$ . Влияние неравновесности ослабевает с увеличением поглощения в полосе. Интегральная степень черноты увеличивается на 3 % ( $W_u/W_g=0,9$ ) и 8 % ( $W_u/W_g=0,8$ ).

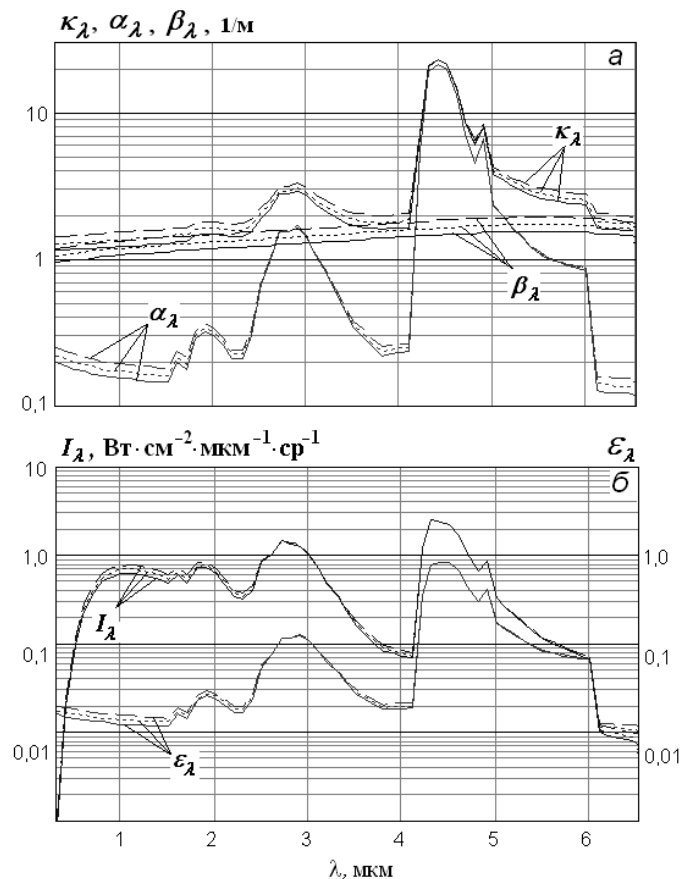


Рис. Радиационные характеристики (а) и характеристики излучения (б) с учетом динамической неравновесности для условий среза сопла модельного РДТТ:

— -  $W_c/W_g = 1$ . - - - -  $W_c/W_g = 0,9$ ; — — -  $W_c/W_g = 0,8$ .

Проведенное исследование спектрального характера излучения равновесного и неравновесного течений продуктов сгорания РДТТ в спектральном интервале 0,3...6,5 мкм подтвердило, что излучение не является серым. Анализ влияния динамической неравновесности на радиационные характеристики и характеристики излучения показал, что результаты отличаются от результатов равновесного течения. Поэтому, для обоснования расчетной модели и правильной интерпретации экспериментальных результатов по тепловому излучению продуктов сгорания необходимо учитывать влияние динамической неравновесности в потоке.

**Список используемой литературы:**

1. Кузьмин В.А. Тепловое излучение в двигателях и энергетических установках. – Киров: ООО «Фирма «Полекс», 2004. – 231 с.
2. Кузьмин В.А., Заграй И.А. Оптические и радиационные характеристики частиц в продуктах сгорания модельного двигателя // Материалы XXXI Всерос. конф. «Наука и технологии». – Миасс: МСНТ, 2011. – С.71-73.
3. Кузьмин В.А., Маратканова Е.И., Заграй И.А. Влияние присутствия газовой фазы на радиационные характеристики и характеристики излучения продуктов сгорания модельного ракетного двигателя [Электронный ресурс] // Общество, наука, инновации: Сб. матер. всерос. ежегод. науч.-техн. конф. / Вят. гос. ун-т; отв. ред. С.Г. Литвинец. – Киров, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). - (ЭТФ. Секция «Физика и теплотехника», статья №18)
4. Блох А.Г., Клабуков В.Я., Кузьмин В.А. Радиационные характеристики полидисперсных систем сферических частиц. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1976. – 112 с.
5. Каменщиков В.А., Пластинин Ю.А., Николаев В.М., Новицкий Л.А. Радиационные свойства газов при высоких температурах. М.: Машиностроение, 1971. – 440 с.
6. Хмелинин Б.А., Пластинин Ю.А. Излучательные и поглощательные свойства молекул  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $CO$  и  $HCl$  при температурах 300...3000 К. Тр. ЦАГИ, Вып.1656. Проблема физической газовой динамики. – М.: ЦАГИ, 1975. – С. 102-147.