

15. Jafari, A. Optimization of a circular microchannel heat sink using entropy generation minimization method [Text] / A. Jafari. – University technology Malaysia, 2009. – 108 p.
16. Revellin, R. Local entropy generation for saturated two-phase flow [Text] / R. Revellin, S. Lips, S. Khandekar, J. Bonjour // Energy. – 2009. – Vol. 34, Issue 9. – P. 1113–1112. doi: 10.1016/j.energy.2009.03.014
17. Yazdi, M. H. Entropy generation analysis of liquid fluid past embedded open parallel microchannels within the surface [Text] / M. H. Yazdi, S. Abdullah, I. Hasim, K. Sopian, A. Zaharim // European journal of 1,0 scientific research. – 2009. – Vol. 28, Issue 3. – P. 462–464.
18. Ahmadi, P. Cost and entropy generation minimization of a cross-flow plate fin heat exchanger using multi-objective genetic algorithm [Text] / P. Ahmadi, H. Hajabdollahi, I. Dincer // Journal of heat transfer. – 2011. – Vol. 133, Issue 2. – P. 021801. doi: 10.1115/1.4002599
19. Никульшин, Р. К. Анализ характеристик кожухотрубного конденсатора с целью энергосбережения [Текст] / Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 1 (147). – С. 37–43. doi: 10.15673/0453-8307.1/2014.32648
20. Кошкин, Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / Н. Н. Кошкин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 463 с.

Джерелом зниження ефективності теплообмінного апарату в процесі експлуатації є відклади. Побудована методом мінімізації виробництва ентропії математична модель формування відкладів дозволила ввести в розрахунки наближені до реальних значення додаткових термічних опорів. Модель описує теплообмін і гідродинаміку з урахуванням невизначеності процесу формування відкладів і сприяє удосконаленню графіка ремонтних робіт при тривалій експлуатації

Ключові слова: відклади, теплообмінна поверхня, термодинаміка незворотних процесів

Источником снижения эффективности теплообменного аппарата в процессе эксплуатации являются осадки. Построенная методом минимизации производства энтропии математическая модель формирования осадков позволила ввести в расчеты приближенные к реальным значениям дополнительных термических сопротивлений. Модель описывает теплообмен и гидродинамику с учетом неопределенности процесса формирования осадков и способствует усовершенствованию графика ремонтных работ при длительной эксплуатации теплообменника

Ключевые слова: осадки, теплообменная поверхность, термодинамика необратимых процессов

УДК 536.75

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.47776

АНАЛИЗ ОСАЖДЕНИЙ В ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТАХ МЕТОДАМИ ТЕРМОДИНАМИКИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССОВ

В. В. Соколовская

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра холодильных машин,
установок и кондиционирования воздуха
Институт холода, криотехнологий и
экоэнергетики им. В. С. Мартыновского
Одесская национальная
академия пищевых технологий
ул. Канатная, 112, м. Одесса, Украина, 65039
E-mail: kli2406@yandex.ru

1. Введение

Многочисленные процессы теплообмена в энергопреобразующих установках потребовали большого количества разнообразных конструкций теплообменных аппаратов. Каждый теплообменный аппарат в составе установки должен обеспечивать надежное сочетание тепловой эффективности, удобства эксплуатации с малыми капитальными вложениями и эксплуатационными расходами.

Эффективность работы аппарата как отдельно, так и в совокупности с остальными элементами установки,

определяет технический уровень энергопреобразующей установки в целом, поэтому совершенствование установки идет по пути энергосбережения в процессах передачи теплоты.

Теплообменные аппараты входят в состав коммерческого оборудования, поэтому вопросы капитальных и эксплуатационных расходов как на сам аппарат, так и на всю энергопреобразующую установку являются для потребителя актуальными, и должны однозначно соответствовать реальным затратам на инвестиции и на эксплуатацию.

Эксплуатация связана с рисками, которые существенно влияют на основные характеристики тепло-

обменника. Одним из источников негативной термодинамической трансформации процессов является появление и рост твердых осадков на теплообменной поверхности аппарата, что приводит к снижению эффективности теплообмена и укорачивает «жизненный цикл» теплообменника, а иногда и всей установки в целом.

В промышленности процесс осаждения на поверхности теплообмена всегда был признанным явлением, но влияние этого явления на способность эффективно передавать тепло плохо понималось. И в настоящее время проблема формирования осадков признается не решаемой в комплексе всех процессов энергопреобразующей установки, и для каждой из них предполагается уникальность процессов осадков. Поэтому проведение теоретических исследований процесса осаждения путем создания математических моделей явления осадков, позволяющих на стадии проектирования теплообменных аппаратов прогнозировать появление и рост осадков на теплопередающей поверхности, является актуальной.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Осадки идентифицируют как накопление нежелательных веществ на поверхности, в результате которых со временем происходит преобразование поверхности как по качеству, так и по форме. Осадки возникают как в естественных, так и в искусственных системах (машинах и установках). При этом основная функция теплообменника – обеспечение требуемого изменения рабочих параметров потоков при заданных ограничениях по перепаду давлений в течение определенного периода времени – нарушается (деградирует).

Осадки вызывают рост термического сопротивления процессу теплопередачи и гидравлического сопротивления с соответствующим увеличением мощности нагнетателей, прокачивающих потоки (компрессоров, насосов, вентиляторов), что, в свою очередь, приводит к растущим необратимым потерям в энергопреобразующей установке.

Особенно от осадков страдают конденсаторы, в которых используется вода природного качества, содержащая в себе взвешенные вещества, растворимые соли, живые микроорганизмы, способные загрязнять теплообменную поверхность. Причем даже при небольшой толщине осадков $\delta = 0,2 \div 1,0$ мм, коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата падает на 30...60 % [1].

Резкое падение коэффициента теплопередачи в различных системах водоснабжения может происходить с различной скоростью, например, с морской водой за первые 1...60 часов, с пресной – 70...250 часов.

По экономическому воздействию осадков могут иметь четыре основных направления [2]:

1. Более высокие капитальные затраты для крупногабаритных установок, которые включают себя излишки площади поверхности теплообмена (10...15 %), т. е. капитальные затраты на дополнительное пространство, что увеличивает транспортные расходы и монтаж.

2. Энергетические потери, связанные со снижением тепловой эффективности и увеличением падения давления.

3. Потери производства во время плановых и неплановых ремонтов, связанных с очисткой поверхности от осадков.

4. Техническое обслуживание, включающее очистку теплообменного оборудования и применения специальных химических веществ, растворяющих осадки.

Таким образом становится понятно, что затраты, связанные с осадками на теплообменной поверхности, являются существенными, и любое снижение этих затрат становится ценным вкладом в прибыльность и конкурентоспособность предприятия, которое работает с теплообменным оборудованием.

Частые чистки, включающие демонтаж и монтаж оборудования, неминуемо приведет к повреждению теплообменной поверхности, что в свою очередь сокращает срок службы оборудования.

На основании изложенного становится понятным, что неизбежные осадки должны быть учтены уже на стадии предварительного проектирования теплообменного аппарата:

- при выборе типа теплообменника;
- при выборе конструкционных материалов;
- при выборе скоростей движения потоков с учетом ограничений на коррозию, эрозию и вибрацию, допустимый перепад давлений;
- при удовлетворении требований возможности очистки, замены элементов, уплотнений с учетом стоимости самого теплообменника и эксплуатационных расходов на его функционирование.

Следовательно, осадки являются причиной ненормированной экономической потери, прямо влияют на начальную стоимость, стоимость эксплуатации и работу теплообменника, а их учет на стадии проектирования должен гарантировать с обоснованной вероятностью надежную работу аппарата.

В стандартах ТЕМА [3] различают следующие типы механизмов осадков: механическое частичное осаждение; кристаллизация; биоосаждения; осаждения посредством химической реакции, коррозионные осадки. На практике осаждение на теплопередающей поверхности является следствием проявления одновременно действующих нескольких механизмов. Каждый механизм осаждения можно условно представить последовательностью действий: возникновение, перенос, прикрепление; удаление; старение.

Явление осадков рассматривается теоретически методами математического моделирования и экспериментально. Процесс осадков является динамическим и нестационарным.

Фундаментальные исследования в динамике формирования осадков были сделаны Керном и Ситонном [4, 5]. Исследования базировались на предположении, что чистый рост толщины осадков зависит от относительного вклада двух одновременных противоположных процессов – осадков и удаления.

В предложенной модели скорость осадков массы остается постоянной во времени, а скорость удаления пропорциональна накопленной массе осадков. В такой модели нет учета геометрии поверхности, следовательно, невозможно оценить вклад гидравлических потерь в общие энергетические потери. А. Уоткинсон [6] в своей модели определил влияние скорости жидкости на асимптотический характер осадков. В

работе [7] при исследовании пластинчатых теплообменников было обнаружено, что материал теплообменника оказывает выраженное влияние при биологических осаждениях.

М. Янг с соавторами [8] построили модель осаждения индукционного периода. Ими было обнаружено, что, чем выше температура поверхности, тем короче периоды индукции. Эти авторы экспериментально изучили влияние температуры поверхности на осаждения твердых частиц и доказали, что изменение температуры поверхности может по-разному влиять на формирование осадений, все зависит от критической температуры поверхности. Э. Суаресем с соавторами [9] была разработана модель осаждения, которая учитывает временное и локальное возрастание толщины осадений.

Во всех существующих математических моделях, прогнозирующих природу осадений, предложенные уравнения содержат эмпирические коэффициенты, которые значительно ограничивают общую применимость уравнений [10]. То же следует отнести к используемым корреляционным уравнениям теплопередачи и гидравлики.

Теплообменные аппараты имеют необратимые потери, в частности, связанные с осаждениями, оценить и минимизировать которые можно методами прикладной термодинамики. Поэтому для построения математической модели динамики формирования осадений предлагается использовать метод минимизации производства энтропии, с помощью которого на стадии проектирования теплообменного аппарата можно оценить: поведение любого потока в теплообменнике с учетом геометрии теплопередающей поверхности, свойств рабочих веществ, и конструкционных материалов, условий движения потока, не прибегая к расчету всего теплообменного аппарата.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является анализ осадений в теплообменных аппаратах методами термодинамики необратимых процессов

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- применить термодинамический анализ на основе метода минимизации производства энтропии для исследования движущихся потоков в теплообменных аппаратах;
- определить эффективную величину коэффициента теплопроводности осаждения, соответствующую минимуму производства энтропии в действительном теплообменнике.

4. Теоретические основы метода минимизации производства энтропии в анализе теплообменного аппарата

Понятие «производство энтропии» было введено И. Пригожиным [11]. По его предложению, изменение энтропии как экстенсивной величины разделяется на производство энтропии, вызываемое изменениями внутри системы, и поток энтропии, возникающей за счет взаимодействия с внешней средой. Производство

энтропии, связанное с изменением внутри системы, всегда неотрицательно. Производство энтропии равно нулю, если процессы обратимы, а во всех остальных случаях положительно.

Развитие идей Пригожина в 70...80-х годах связано с работами профессора А. Бежана (США), и является одним из направлений в современной прикладной термодинамике [12]. «Минимизации производства энтропии» – это метод термодинамического анализа реальных энергопреобразующих систем и ее элементов, который связывает дисциплины: теплопередачу, термодинамику и гидравлику.

Для реализации этого метода термодинамическую систему приводят к реальным моделям, т. е. превращают из идеальной в реальную. Под реальными моделями имеют в виду те, которые содержат необратимости в процессе обмена теплом, массой и движении потоков.

Каждый поток в теплообменнике участвует в производстве энтропии, которое условно разделено на две составляющие: термическую S^T и механическую S^M , являющиеся результатом двух процессов, происходящих с потоком [13–16]:

- передачи теплоты при конечной разности температур;
- движения потока с трением.

На основании первого и второго законов термодинамики общее производство энтропии в теплообменном аппарате является суммой частных составляющих производства энтропии [17] и может быть отнесено к одной из температур потоков в теплообменнике: $T_{хол}$, $T_{гор}$ или общей для обоих потоков температуре теплообменной стенки $T_{ст}$ [13, 16, 17]:

$$S_{общ} = S^T + S^M, \quad (1)$$

где S^T – величина термической составляющей производства энтропии; S^M – величина механической составляющей производства энтропии.

Первое слагаемое учитывает теплопередачу при конечной разности температур, а второе – расход мощности на привод нагнетателя.

Наблюдающийся минимум производства энтропии будет однозначно определять температурный напор в аппарате и общую тепловую производительность аппарата. Таким образом, проектировщик может отыскать для конкретного аппарата такие условия движения потока, которые обеспечат заданную тепловую производительность при минимуме энергетических затрат [18].

Теплообменный аппарат оценивается тремя взаимосвязанными характеристиками (q – плотностью теплового потока, d_r – гидравлическим диаметром, Re – критерием Рейнольдса), которые определяют и обеспечивают:

- высокую тепловую эффективность;
- малые суммарные капитальные и эксплуатационные затраты;
- высокую эксплуатационную надежность.

В стационарном состоянии Re , d_r , q параметры теплообменного аппарата остаются неизменными во времени, а производство энтропии всей системы в целом является минимальным. При изменении одного из параметров происходит установление нового равновесия с неизбежным ростом производства энтропии.

Постоянное увеличение слоя осаждения приводит к изменениям всех трех параметров с разной скоростью и соответствующим ростом производства энтропии. Процесс в теплообменном аппарате становится нестационарным необратимым, поэтому при анализе действительных теплообменных аппаратов необходимо использовать положения термодинамики необратимых процессов.

5. Положения термодинамики необратимых процессов в приложении к осаждениям

На основании материала, изложенного выше, можно сделать вывод, что процесс осаждения является нестационарным неравновесным как количественно, так и качественно. Он является серьезным источником необратимых потерь, приводящим к дополнительным экономическим затратам.

Осаждение не является сплошным твердым телом, а представляет собой твердый скелет, заполненный потоком жидкости. Таким образом, необходимо при анализе действительных процессов в теплообменных аппаратах использовать положения термодинамики необратимых процессов.

В основу рассмотрения положим фундаментальное уравнение классической термодинамики – соотношение Гиббса для определения изменения энтропии в гомогенной системе [11]:

$$TdS = dU - pdV - \sum_{k=1}^n \mu_k \cdot dm_k. \quad (2)$$

Разделим слагаемые этого уравнения на общую массу системы, приведя его таким образом к единице массы:

$$Tds = u + pd \frac{1}{\rho_k} - \sum_{k=1}^n \mu_k \cdot dx_k, \quad (3)$$

где $s=S/m$; $\rho_k = m_k / V$; $u=U/m$; $m = \sum_{k=1}^n m_k$; $v=V/m$; $\rho = \sum_{k=1}^n \rho_k$; $x_k = m_k/m$; $1 = \sum_{k=1}^n x_k$; m_k, x_k, ρ_k – масса, массовая концентрация (доля) и плотность k -того компонента системы.

Согласно основному допущению термодинамики неравновесных процессов уравнение (3) сохраняет условия равновесия в элементарных объемах системы при переходе ее во всем масштабе от равновесного состояния к неравновесному. По существу, предполагается справедливость соотношения Гиббса в локальной форме, а вместе с ним и всех соотношений и величин классической термодинамики для неравновесных систем:

$$T \frac{ds}{dt} = \frac{du}{dt} - \frac{dv}{dt} - \sum_{k=1}^n \mu_k \cdot \frac{dx_k}{dt}. \quad (4)$$

Преобразуем уравнение (4), используя следующие уравнения: баланса масса, баланса импульса, внутренней энергии, которые представим в локальной и субстационарных формах. После преобразований получим выражение для локального баланса энтропии [11]:

$$\frac{\partial(\rho s)}{\partial \tau} + \nabla(\rho \cdot s \cdot \omega + J_s) \geq \Delta s^* \geq 0, \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial s}{\partial \tau} + \nabla J_s \geq 0. \quad (6)$$

Уравнение баланса энтропии разделяет изменение энтропии на две составляющие: производство энтропии, вследствие наличия внутри системы необратимых процессов (поток энтропии (теплопроводности, диффузии, термодиффузии, химической реакции), и вследствие взаимодействия системы с окружающей средой.

Для конкретных термодинамических систем уравнение баланса энтропии имеет вид:

$$J_s = T^{-1} J_Q - T^{-1} \sum_{k=1}^n \mu_k \cdot J_k \geq 0. \quad (7)$$

$$\Delta S^* = \frac{-T^{-2} J_Q \nabla T - \sum_{k=1}^n J_k \cdot \nabla \left(\frac{\mu_k}{T} \right) - T^{-1} \Phi}{\nabla_v - T^{-1} \sum_{i=1}^1 A_i d_t \zeta_i}. \quad (8)$$

В случае теплового контакта двух подсистем с $T_1 \neq T_2$ и обмена тепловым потоком J_Q между ними:

$$\Delta S^* = s = \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \cdot J_Q = \Delta \left(\frac{1}{T} \right) J_Q. \quad (9)$$

где $\Delta \left(\frac{1}{T} \right)$ – термическая сила [11].

Для открытых подсистем, обменивающихся не только теплотой, но и массой:

$$\Delta S^* = s = \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \cdot J_Q - \left(\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_2}{T_2} \right) J_G \geq 0. \quad (10)$$

В случае непрерывных систем, формулировка принципа Пригожина дается на «языке локального производства энтропии»:

$$\Delta s^* = s = \int_v \Delta s^* dV = \min, \quad (11)$$

что имеет место при стационарном состоянии системы. Предельным случаем стационарного состояния является равновесное состояние, при котором производство энтропии равно нулю, а сама энтропии минимальна.

6. Моделирование осаждения как двухфазного тела

Используя положение термодинамики необратимых процессов, решим задачу о производстве энтропии в действительном теплообменнике.

В положениях термодинамики теплообменный аппарат относится к так называемым прерывным термодинамическим системам. В термодинамике необратимых процессов выделяют два класса термодинамических систем – непрерывные и прерывные. К первому классу относятся системы, в которых переменные, определяющие их состояния, являются непрерывными функциями

пространственных координат и времени. Второй класс включает системы, состоящие из двух и более подсистем, разделенных естественной или искусственной границей. Параметры состояния каждой подсистемы зависят только от времени (идеальное перемешивание), и при переходе от одной подсистемы к другой меняются скачком.

Это означает, что система состоит из двух или более подсистем, разделенных естественной или искусственной границей.

Рассмотрим элемент теплообменной поверхности действительного теплообменного аппарата в виде прерывной системы, состоящей из двух подсистем, разделенных теплопередающей стенкой (рис. 1).

Неравновесность первой подсистемы и необратимость процессов, протекающих в ней, обусловлены теплопроводностью через пористую стенку, разделяющую подсистемы, а неравновесность и необратимость процессов второй – вязким течением взвесоотдерживающего потока и массоотдачей на его границах. Обе подсистемы внутренне неравновесны как сами по себе, так и по отношению друг к другу.

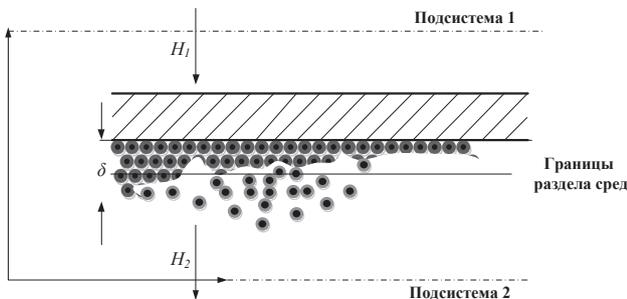


Рис. 1. Фрагмент цилиндрической теплообменной поверхности с осаждением в подсистеме 2

Между подсистемами возможен обмен массой и теплотой в условиях увеличения объема одной из них, вследствие роста толщины пористого слоя. Запишем баланс энтропии для такой системы, с учетом теплопроводности и массообмена на ее границах. Для этого воспользуемся балансными соотношениями, полученными ранее.

Баланс массы:

$$d_t m_1^{(1)} + d_t m_1^{(2)} = 0. \tag{12}$$

Баланс энергии (в форме теплоты) в случае теплопроводности:

$$d_t Q^{(1)} + d_t Q^{(2)} = 0. \tag{13}$$

Баланс энтропии:

$$\frac{ds}{d\tau} = \frac{ds^{(1)}}{d\tau} + \frac{ds^{(2)}}{d\tau} = \left(\frac{dQ^{(1)}}{T^{(1)}} + \frac{dQ^{(2)}}{T^{(2)}} \right) + \left(\frac{\mu^{(1)}}{T^{(1)}} \frac{dm^{(1)}}{d\tau} - \frac{\mu^{(2)}}{T^{(2)}} \frac{dm^{(2)}}{d\tau} \right). \tag{14}$$

Первая скобка правой части уравнения (14) представляет рост энтропии за счет теплопроводности

пористого слоя, вторая – за счет обмена массой на границе раздела сред в силу выпадения части взвеси из вязкого потока.

$$\frac{dm^{(1)}}{d\tau} = d_t m^{(2)} \text{ и } \frac{dQ^{(1)}}{d\tau} = - \frac{dQ^{(2)}}{d\tau}. \tag{15}$$

Производство энтропии:

$$\bar{S} = \frac{dQ^{(2)}}{d\tau} \cdot \left(\frac{1}{T^{(2)}} - \frac{1}{T^{(1)}} \right) - \frac{dm^{(2)}}{d\tau} \cdot \left(\frac{\mu^{(1)}}{T^{(2)}} - \frac{\mu^{(1)}}{T^{(1)}} \right) \geq 0. \tag{16}$$

В решении уравнения предполагалось, что коэффициент теплопроводности пористого слоя есть величина постоянная. В действительности это не так. Представим пористый слой, состоящий из двух фаз. Первая фаза – это нерегулярная скелетообразная фаза твердого тела (собственно частицы выпавшей твердой взвеси), а вторая фаза – это поры. Тогда на основе принципа минимального производства энтропии Пригожина найдем ограничение на коэффициент теплопроводности в двухфазном теле, считая, что молекулярный коэффициент теплопроводности в первой фазе равен λ , а во второй фазе (поры) равен нулю.

Пусть коэффициент теплопроводности в двухфазной среде (пористом теле) есть

$$\lambda(r) = \delta(r)\lambda, \tag{17}$$

где r – радиус-вектор, $\delta(r) = \begin{cases} 1 & r \in \text{фаза 1} \\ 0 & r \in \text{фаза 2.} \end{cases}$

Полное производство энтропии в системе обусловлено теплопроводностью:

$$\int_V \bar{s} dV = \int_V \lambda(r) (\nabla T)^2 dV = \min. \tag{18}$$

Введем среднее значение градиента температуры и теплового потока.

$$\frac{1}{V} \int_V \nabla T dV \equiv G \text{ q} \equiv -\lambda_{эфф} G = - \int_V \lambda(r) \nabla T dV.$$

Пусть истинное значение градиента температуры есть

$$\nabla T = G + \nabla T^*,$$

где ∇T^* – «геометрическая флуктуация» температуры; тогда

$$\int_V \theta dV = \lambda G^2 \eta + 2\lambda \int_V \delta(r) G \nabla T^* dV + \lambda \int_V \delta(r) G \nabla T^* \cdot \nabla T^* dV = \min. \tag{19}$$

Здесь $\eta \equiv \frac{1}{V} \int_V \delta(r) dV$ – унарная корреляционная функция среды.

Если минимум этого функционала реализует флуктуация T^* , где $T^* = \varepsilon \cdot T^{**}$ ε – вариационный параметр, то подставляя это значение флуктуации в выражение функционала и осуществляя минимизацию находим:

$$\frac{\partial}{\partial \epsilon} \int_V \bar{s} dV = 0, \quad (20)$$

где

$$\epsilon = - \left(-1 \int_V \delta(r) G \nabla T^{**} dV \right) \cdot \left(\int_V \delta(r) G \nabla T^{**} dV \right)^{-1}. \quad (21)$$

Производство энтропии принимает минимальное значение при $\epsilon=1$ с учетом уравнения (21):

$$\int_V \bar{s} dV = -G \cdot q = \lambda_{эфф} G^2 = \min. \quad (22)$$

Однако, поскольку истинное значение флуктуации температуры, минимизирующее полное производство энтропии в системе, неизвестно, то оптимальная величина параметра ϵ должна быть отлична от 1, и в этом смысле наилучшим ее значением служит уравнение (22). Подставляя его в уравнение (18) и учитывая,

что $\int_V \bar{s} dV \Big|_{\min} \leq \int_V \bar{s} dV \Big|_{\epsilon \neq 1}$, [19] можно найти необходи-

мое ограничение на коэффициент теплопроводности в двухфазном теле, т. к. второе слагаемое в фигурной скобке является положительным:

$$\lambda_{эфф} \leq \lambda \left[\eta - \frac{\left\{ G \int_V \delta(r) \nabla T^* dV \right\}^2}{G \cdot G \int_V \delta(r) \nabla T^* \nabla T^* dV} \right] \leq \lambda \cdot \eta. \quad (23)$$

Решение данной задачи сводится к определению максимального значения термической составляющей производства энтропии, которое, в свою очередь, связано с допусаемым термическим сопротивлением

осаждения, после которого теплообменный аппарат необходимо чистить. При этом допусаемое в процессе проектирования термическое сопротивление осаждения задается в функции времени.

Как видно из решения задачи, термическая составляющая производства энтропии при определенной структуре твердого скелета имеет минимум. Результат анализа – определение сроков ремонтных работ для конкретного теплообменного аппарата.

7. Выводы

Анализируя существующие теоретические методы исследования динамики осадений в теплообменных аппаратах, предложено использовать метод минимизации производства энтропии для анализа роста термического сопротивления теплопередающей стенки с осадениями. Метод дает возможность на стадии проектирования определить энергетические показатели теплообменного аппарата в функции времени, оценить необратимости в условиях перехода теплообменного аппарата на работу с разными температурными режимами и качественными составами потоков, оценить поведение одного потока, не прибегая к расчету всего теплообменного аппарата.

Математическая модель динамики формирования твердых осадений на теплообменной поверхности аппарата позволяет на стадии проектирования ввести в расчеты приближенные к реальным значениям дополнительных термических сопротивлений. Модель более точно описывает теплообмен и гидродинамику с учетом неопределенности процесса формирования твердых осадений.

Это способствует прогнозированию поведения индивидуального потока в теплообменном аппарате и усовершенствованию графика ремонтных работ при длительной эксплуатации теплообменника.

Литература

1. Бударин, П. А. Разработка методов диагностирования теплообменного оборудования атомных электростанций на наличие в нем отложений [Текст]: дис...канд. тех. наук / П. А. Бударин. – ОАО ВНИИАМ. Москва, 2007. – 192 с.
2. Mostafa, M. A. Fouling of Heat Transfer Surfaces, Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems [Electronic resource] / M. A. Mostafa. – 2011. – Available at: <http://www.intechopen.com/books/heat-transfer-theoretical-analysis-experimental-investigations-and-industrial-systems/fouling-of-heat-transfer-surface>
3. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn., TEMA Inc. [Text]. – New York, 2007.
4. Kern, D.Q. A Theoretical Analysis of Thermal Surface Fouling [Text] / D. Q. Kern, R. E. Seaton // Brit. Chem. Eng. – 1959. – Vol. 4, Issue 5. – P. 258–262.
5. Kern, D.Q. Surface Fouling: How to Calculate Limits [Text] / D. Q. Kern, R. E. Seaton // Chem. Eng. Prog. – 1959. – Vol. 55, Issue 6. – P. 71–73.
6. Watkinson, A. P. Process Heat Transfer: Some Practical Problems [Text] / A. P. Watkinson // The Canadian Journal of Chemical Engineering. – 1980. – Vol. 58, Issue 5. – P. 553–559. doi: 10.1002/cjce.5450580501
7. Nesta, J. Fouling Mitigation by Design [Text] / J. Nesta, C. A. Bennett // 6th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, Germany, 2005.
8. Yang, M. Modelling Fouling Induction Periods [Text] / M. Yang, A. Young, A. Niyetkaliyev, B. Crittenden // International Journal of Thermal Sciences. – 2011. – Vol. 51. – P. 175–183. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.08.008
9. Suárez, E. Simulation of the fouling Layer evolution in heat transfer surfaces [Text] / E. Suárez, C. Paz, J. Porteiro, A. Eiris // V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD. – Lisbon, Portugal, 2010. – Available at: http://www.researchgate.net/publication/268353316_SIMULATION_OF_THE_FOULING_LAYER_EVOLUTION_IN_HEAT_TRANSFER_SURFACES
10. Fouling [Electronic resource]. – Wikipedia official web-site, 2010. – Available at: <http://en.wikipedia.org/wiki/Fouling> (Last accessed: 19.02.2015)
11. Пригожин, И. Введение в термодинамику необратимых процессов [Текст] / И. Пригожин. – М.: Изд-во иностр. Лит-ры, 1960. – 160 с.

12. Bejan, A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow [Text] / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons, 1982. – 264 p.
13. Le Goff, P. Comparison of the entropic, exergetic and economic optima of a heat exchanger [Text] / P. Le Goff, S. De Olivera, B. Schwarzer, D. Tondeur // Analysis of Thermal and Energy Systems, Proceedings of International Conference Athens. – Athens, 1991. – P. 105–116.
14. Morosuk, T. V. Porous Media Theory as Basis for Model of Fouling Layers Formation in Heat Exchangers [Text] / T. V. Morosuk // Emerging Technologies and Techniques in Porous Media, 2004. – P. 491–507. doi: 10.1007/978-94-007-0971-3_32
15. Соколовская, В. В. Методы прикладной термодинамики в анализе загрязнения теплообменной поверхности [Текст] / В. В. Соколовская // Сб. науч. трудов КГПИ. – 2003. – № 2(19). – С. 175–178.
16. Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics [Text] / A. Bejan – New York: John Wiley & Sons, 1988. – 782 p.
17. Khan, W. A. Optimization of microchannel heat sinks using entropy generation minimization method [Text] / W. A. Khan, M. M. Yovanovich, J. R. Culham // Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium, 2006. – P. 1–9. doi: 10.1109/stherm.2006.1625210
18. Морозюк, Л. И. Анализ отложений на теплообменной поверхности проточных конденсаторов [Текст] // Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская, А. А. Клименко // Холодильная техника и технология. – 2003. – № 3. – С. 25–29.
19. Шехтер, Р. С. Вариационный метод в инженерных расчетах [Текст] / Р. С. Шехтер; под ред. А. С. Плешанова; пер. с англ. В. Д. Скаржинского. – М. Мир, 1971. – 291 с.

При формуванні стратегії впровадження інноваційних технологій енергозбереження, в тому числі прогресивних технологій перетворення і використання енергії відновлюваних джерел, необхідно проведення оцінки енергетичної безпеки. Для адекватної оцінки пропонується використовувати систему індикаторів енергетичної безпеки підприємства, на основі яких в подальшому можливо формувати стратегію забезпечення енергетичної безпеки підприємства

Ключові слова: енергозбереження, індикатори, енергобезпека, енергія, підприємства, стратегія, екологія, декампінг, технології, розвиток

При формировании стратегии внедрения инновационных технологий энергосбережения, в том числе прогрессивных технологий преобразования и использования энергии возобновляемых источников, необходимо проведение оценки энергетической безопасности. Для адекватной оценки предлагается использовать систему индикаторов энергетической безопасности предприятия, на основе которых в дальнейшем возможно формировать стратегию энергетической безопасности предприятия

Ключевые слова: энергообеспечение, индикаторы, энергобезопасность, энергия, предприятия, стратегия, экология, декампинг, технологии, развитие

УДК 621.4

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.46577

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ БЕЗПЕКИ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ ТЕХНОЛОГІЙ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ

Л. В. Накашидзе

Кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник,
директор науково-дослідного
інституту енергетики*

E-mail: foton_dnu@list.ru

Т. В. Гільорме

Кандидат економічних наук
Кафедра статистики, обліку та
економічної інформатики*

E-mail: gillyorme@i.ua

*Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара

пр. Гагаріна, 72, м. Дніпропетровськ, Україна, 49010

1. Вступ

Широкомасштабне впровадження енергозберігаючих технологій, у першу чергу технологій використання енергії відновлюваних джерел, зокрема сонячного випромінювання та теплоти навколишнього середовища, тісно пов'язано з проблемами

енергетичної незалежності вітчизняних підприємств. Поміркований підхід до інтегрованого або комплексного використання таких енергетичних ресурсів дозволить набути надійність, доступність безперервного енергопостачання основних енергопотребувачів (промислові підприємства, комунальний сектор).