

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА ПАКЕТА ТРУБ С ДВИЖУЩЕЙСЯ ЖИДКОСТЬЮ

А.А. Базаров, В.А. Данилушкин, А.Ю. Таймолкин

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрены способы повышения эффективности теплообмена между стенкой трубы и движущейся жидкостью в системе косвенного индукционного нагрева. Сделан анализ особенностей гидродинамических процессов при использовании турбулизаторов.

Ключевые слова: *индукционный, динамическая вязкость, турбулентный, теплообмен, турбулизатор.*

В работе рассматривается проблема, связанная с разработкой специализированного индукционного нагревателя для нагрева жидких и газообразных сред. Исследуемый в настоящей работе процесс косвенного индукционного нагрева неэлектропроводных жидкостей и газов в установках непрерывного действия относится к классу новых, нестандартных объектов, которые обладают рядом специфических особенностей.

Рассматриваемый объект представляет собой проточный нагреватель, состоящий из системы труб, равноотстоящих от осевой линии и расположенных во внутренней полости цилиндрического индуктора.

Схема нагревателя представлена на рис. 1. Во внутренней полости цилиндрического индуктора на одинаковом расстоянии от оси индуктора по образующей располагаются трубы нагревателя, число и диаметр которых определяются совокупностью технологических и энергетических факторов. Трубы могут располагаться в один или два слоя.

Нагрев технологической жидкости или газа осуществляется тепловым потоком, создаваемым вихревыми токами в стенках труб, охваченных цилиндрическим индуктором. Проектируемая установка должна обеспечить при наличии заданных технологических и энергетических ограничений такой температурный режим, который отвечает всем требованиям технологии.

Для повышения эффективности передачи тепла от стенки трубы в движущийся поток существуют дополнительные возможности, обусловленные различными физическими эффектами. Следует отметить, что увеличение скорости течения теплоносителя не является оптимальным решением, так как вместе с увеличением коэффициента теплоотдачи происходит и увеличение гидравлического сопротивления аппарата, причем если теплоотдача растет пропорционально скорости в степени 0,8, то гидравлическое сопротивление – в степени 2,8, поэтому приходится тратить существенно больше мощности на прокачку теплоносителя, чем при оптимально подобранном способе интенсификации, дающем рост теплоотдачи, при той же скорости течения теплоносителя и умеренном росте гидравлического сопротивления. Известно

Александр Александрович Базаров (д.т.н., доцент), доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий».

Василий Александрович Данилушкин (к.т.н.), ст. преподаватель кафедры «Электро-снабжение промышленных предприятий».

Антон Юрьевич Таймолкин, аспирант.

много методов интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. Среди них можно отметить [1, 2] применение турбулизаторов, закрутку потока в трубах и межтрубном пространстве с помощью различного вида винтовых вставок (шнеков, скрученных лент и проволоки), вибрацию поверхности теплообмена, использование в канале акустического резонанса.

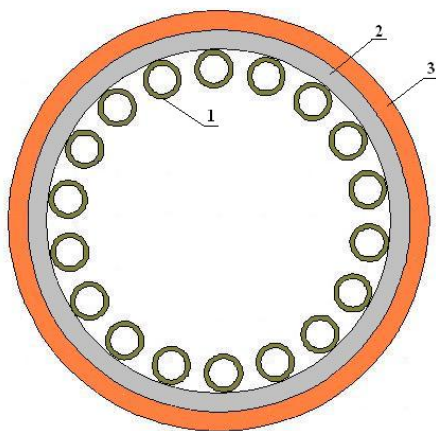


Рис. 1. Схема индукционного нагревателя:
1 – труба; 2 – изоляция; 3 – катушка индуктора

Возможны и комбинации методов. Например, можно объединить закрутку потока с применением турбулизаторов, применять спиральные ребра, одновременно закручивающие поток, или комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхности.

В Московском авиационном институте разработан высокоэффективный метод интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. Сущность предложенного метода заключается в следующем. На наружную поверхность трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки (рис. 2). При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках.

Особенностью индукционного нагрева пучка труб с движущейся жидкостью является возникновение механических колебаний труб под воздействием электромагнитных сил. Несмотря на жесткое закрепление торцов труб в них возникают вибрации с частотой 100 Гц при частоте источника питания 50 Гц. Амплитуда колебаний максимальна на середине труб, но и на краях будет наблюдаться некоторый эффект. Вибрации в жидкой среде могут приводить к разным эффектам – от затруднения возникновения конвективных процессов до повышения коэффициента теплообмена между стенкой и потоком и улучшения теплообмена в граничном слое жидкости. Частота колебаний, динамическая вязкость и направление колебаний по отношению к направлению движения жидкости – все это определяет параметры создаваемого эффекта. В работе [3] продемонстрировано увеличение коэффициента конвективного теплообмена от 1,5 до 3 раз при частоте колебаний до 5 Гц.

Таким образом, для более полного рассмотрения всех особенностей индукционного нагрева пучка труб с движущейся жидкостью целесообразна постановка задачи в виде комплекса связанных моделей процесса, адекватно описывающих происходящие электромагнитные, упругодеформационные, тепловые и гидравлические процессы в сложной физической структуре тел «индуктор – система труб – поток нагреваемой жидкости». Такая модель может быть получена только при наличии полной информации о процессе нагрева с учетом разнородности нагреваемых материалов, геометрии системы и взаимных перемещений. Полученная модель позволит разработать конструкцию и режимы работы нагревателя, обеспечивающего достижение заданных технологических и энергетических характеристик технологического процесса в условиях жестких требований по точности воспроизведения температур при наличии ограничений.

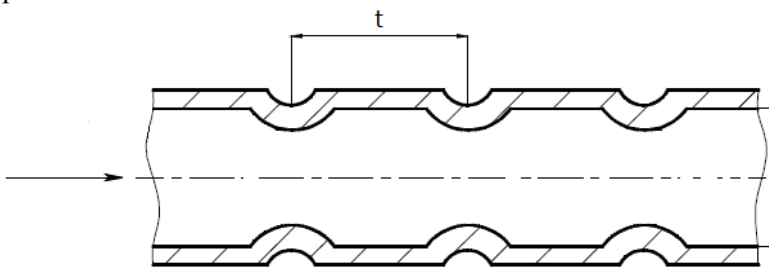


Рис. 2. Труба с поперечными канавками

Индукционные установки, рассматриваемые в настоящей работе, имеют ряд особенностей, выделяющих их в отдельный класс объектов. Основным отличием этого класса объектов от индукционных нагревателей в линиях обработки металлов давлением является наличие как минимум двух физически неоднородных сред, одной из которых служит металлическая труба, второй – неэлектропроводная среда. Металлическая труба играет роль промежуточного динамического звена, в котором тепло выделяется под действием наведенных вихревых токов и передается соприкасающейся с ним нагреваемой средой. Передача тепла осуществляется через поверхность контакта, т. е. имеют место условия сопряжения тепловых потоков и температур на поверхностях раздела двух физически неоднородных сред. Условия теплообмена между нагреваемой средой и стенкой трубы в значительной степени зависят от особенностей конкретного технологического процесса, свойств нагреваемой жидкости – теплоемкости, теплопроводности, вязкости и пр.

Расчет температур производится по алгоритму, объединяющему три задачи:

- 1) моделирование электромагнитных процессов, происходящих в системе цилиндрических тел с различными физическими свойствами;
- 2) разработка модели Навье – Стокса для расчета скоростей движущегося потока жидкости. Вязкость является функцией температуры;
- 3) моделирование нестационарной теплопроводности в системе, состоящей из труб, внутри которых движется поток жидкости.

В общем случае процесс косвенного индукционного нагрева неэлектропроводных жидкостей или газов описывается нелинейной взаимосвязанной системой уравнений Максвелла [4] и Фурье [5] соответственно для электромагнитного и теплового полей с соответствующими краевыми условиями:

$$\operatorname{rot}\{\overline{H}\} = \{J\} + \left\{ \frac{\partial \overline{D}}{\partial t} \right\} = \{J_s\} + \{J_e\} + \left\{ \frac{\partial D}{\partial t} \right\}; \quad (1)$$

$$\operatorname{rot}\{\bar{E}\} = -\left\{\frac{\partial \bar{B}}{\partial t}\right\}, \quad \operatorname{div}\{\bar{B}\} = 0; \quad (2)$$

$$c_1(T_1)\gamma_1(T_1)\frac{\partial T_1}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda_1(T_1)\operatorname{grad}T_1) - \operatorname{div}[EH]; \quad (3)$$

$$c_2(T_2)\gamma_2(T_2)\frac{\partial T_2}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda_2(T_2)\operatorname{grad}T_2) - c_2(T_2)\gamma_2(T_2)V(r)\operatorname{grad}T_2. \quad (4)$$

Здесь $\{H\}$, $\{B\}$ – векторы напряженности магнитного поля и магнитной индукции; $\{J_s\}$ – вектор плотности первичного тока; $\{J_e\}$ – вектор плотности индуцированного тока; $\{J_s\}$ – вектор плотности приложенного тока; ρ – плотность электрических зарядов; t – время; T_1 , T_2 – соответственно температурные поля в стенке трубы и в нагреваемом потоке жидкости или газа; c_1 , c_2 , γ_1 , γ_2 – удельные значения теплоемкости и плотности материалов трубы и жидкости соответственно; $V(r)$ – скорость перемещения потока в трубе. Объемная плотность внутренних источников тепла, индуцируемых в стенках труб, определяется дивергенцией вектора Пойнтинга $\Pi = -\operatorname{div}[\mathbf{E}\mathbf{H}]$ [6].

Для расчета температурных полей необходима информация о функции распределения источников тепла в стенке трубы и о характере распределения скорости потока жидкости. Сложная физически неоднородная структура, нелинейная зависимость характера распределения плотности тока в металле трубы от магнитной проницаемости, а также неравномерное распределение скорости потока по его сечению не позволяют использовать для решения электромагнитной и тепловой задач аналитические методы расчета, поэтому в данной ситуации используется метод конечных элементов как наиболее приспособленный для решения задач в подобной постановке. Использование численного метода позволяет достаточно точно рассчитать источники тепла в данной системе и температурные распределения в трубе и нагреваемой среде.

Первым этапом в решении поставленной задачи является исследование закономерностей распределения внутренних источников тепла при изменении электро- и теплофизических характеристик объекта.

Решение задачи электромагнитного поля достигается использованием векторного магнитного потенциала $\{A\}$ и скалярного электрического потенциала V , которые выражаются следующим образом:

$$\{\bar{B}\} = \operatorname{rot}\{\bar{A}\}; \quad (5)$$

$$\{\bar{E}\} = -\left\{\frac{\partial \bar{A}}{\partial t}\right\} - \operatorname{div}V. \quad (6)$$

Чтобы функция $\{\bar{A}\}$ была определена, нужно определить значение ее дивергенции. Для этого добавляется условие, которое называется калибровкой Кулона:

$$\operatorname{div}\{\bar{A}\} = 0. \quad (7)$$

В результате получим следующую систему уравнений:

$$\operatorname{rot}\left(\frac{1}{[\mu]}\operatorname{rot}\{\bar{A}\}\right) + [\sigma]\frac{\partial\{\bar{A}\}}{\partial t} = \{\bar{J}\}; \quad (8)$$

$$\operatorname{rot}\{\overline{A}\} = \{\overline{B}\}; \quad (9)$$

$$\operatorname{div}\{\overline{A}\} = 0. \quad (10)$$

Электромагнитная задача наиболее просто решается с помощью программного комплекса Elcut, позволяющего использовать зависимость магнитной проницаемости от напряженности путем введения кривой намагничивания для квазистационарных задач, в то время как большинство известных программ используют нелинейную постановку только для задач магнитостатики. Результатом расчета является определение мощности внутренних источников тепла в загрузке, а также электромагнитных сил, воздействующих на трубу.

Мощность внутренних источников тепла, характеризующих нагрев проводящих тел индукционной системы, вычисляется для каждого элемента по закону Джоуля – Ленца:

$$P^{(e)} = \frac{1}{2} \int_{V^e} \sigma \left(\overline{E} \cdot \overline{E}^* \right) dV, \quad (11)$$

где \overline{E}^* – величина, сопряженная к \overline{E} .

Результаты проектирования индукционных систем нагрева вязких жидкостей [7, 8] показывают, что мощность индукторов по мере нагрева жидкости снижается ввиду необходимости ограничения максимальной температуры. При выходе на более высокие температуры (более 200 градусов) появляется возможность формирования турбулентных режимов, что резко увеличивает коэффициент теплообмена между стенкой и потоком. Увеличение коэффициента конвективного теплообмена за счет турбулизатора позволяет несколько выровнять значения мощности в разных секциях. Это объясняется тем, что получить вихревое движение только за счет подбора шага между выступами на внутренней поверхности затруднительно, так как вязкость при низких температурах, что свойственно первым секциям, довольно велика.

Кинематический коэффициент вязкости ν (в $\text{м}^2/\text{с}$) связан с динамическим коэффициентом вязкости μ соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (12)$$

На вязкость нефти влияют многие факторы, существенное различие в составе нефти отражается на вязкости. Кинематическая вязкость может принимать значения от 0,0213 до 0,4 $\text{м}^2/\text{с}$ при температуре 10 – 20 $^{\circ}\text{C}$. С ростом температуры происходит резкое снижение вязкости. Например, при 60 $^{\circ}\text{C}$ она может быть равной 0,000024 $\text{м}^2/\text{с}$ и даже меньше. Приведенные значения кинематической вязкости нефти относительно велики (по сравнению с водой), что приводит к снижению числа Рейнольдса, характеризующего режим движения жидкости:

$$\operatorname{Re} = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{w d}{\nu}, \quad (13)$$

где w – средняя скорость потока, $\text{м}/\text{с}$; d – диаметр трубопровода, м ; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}/\text{с}$; ν – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для описания гидродинамической задачи модель турбулентного движения строится путем осреднения уравнений по некоторому малому интервалу времени T . В результате осреднения получается следующая система уравнений:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0; \quad (14)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{\rho u' u'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho v' u'} \right]; \quad (15)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] + \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \overline{\rho u' v'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \overline{\rho v' v'} \right], \quad (16)$$

где \bar{u}, \bar{v} – средние значения скорости, а u' и v' – турбулентные флуктуации. В трехмерном случае в уравнениях появляются дополнительные рейнольдсовы напряжения $-\overline{\rho u' w'}$, $-\overline{\rho v' w'}$ и $-\overline{\rho w' w'}$.

Эффективный подход состоит в выводе уравнений (дифференциальных) переноса некоторых турбулентных величин и моделировании членов более высокого порядка, которые оказываются равными тройным корреляциям. Здесь приводится так называемая $(k - \varepsilon)$ -модель, типичная модель турбулентности, основанная на двух уравнениях.

В $(k - \varepsilon)$ -модели выводятся уравнения для турбулентной кинетической энергии k и скорости диссипации турбулентной энергии ε :

$$k = 0.5(\overline{u' u'} + \overline{v' v'} + \overline{w' w'}) = 0.5(u'_i u'_i);$$

$$\varepsilon = \nu_T \left[\frac{\partial u'_j}{\partial x_j} \right] \left[\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right].$$

Уравнения для k и ε имеют вид

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_T \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon; \quad (17)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{\varepsilon 1} \mu_T \varepsilon}{k} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon^2}{k}. \quad (18)$$

Здесь для удобства записи использованы тензорные обозначения в декартовых координатах. Левые части (17) и (18) представляют конвективный перенос соответственно величин k и ε . Три члена в правой части уравнений описывают диффузию, выделение и диссипацию соответствующих величин. Данные уравнения выведены из нестационарных уравнений Навье – Стокса, в которых сохранены диффузионные члены, но отброшены члены, соответствующие вязкой диссипации, а также произведена модификация некоторых других членов.

Локальная (турбулентная) вихревая вязкость μ_T может быть выражена через локальные значения k и ε следующим образом:

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}. \quad (19)$$

Эта вязкость используется для связи рейнольдсовых напряжений, например в уравнениях (17) и (18), со средними значениями:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_T \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (20)$$

Эмпирические константы в уравнениях (18)–(19) равны

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.45, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3. \quad (21)$$

Уравнения (17) и (18) справедливы при $\mu_T \gg \mu$. Очевидно, что это неверно вблизи твердой поверхности, где турбулентные флуктуации подавляются стенкой. Поэтому вблизи твердой поверхности вводятся специальные пристенные функции, при определении которых обычно предполагают логарифмический закон измерения тангенциальной составляющей скорости в направлении нормали, а также то, что выделение турбулентной кинетической энергии в области действия логарифмического закона равно ее диссипации. В наиболее простой форме это эквивалентно введению вблизи стенки длины перемешивания при определении дополнительной вязкости. Использование специальных пристенных функций позволяет определить граничные условия для k и ε на некотором удалении от твердой поверхности.

Предложенная $(k - \varepsilon)$ -модель турбулентности используется далее для расчетов свободных сдвиговых и пограничных слоев и отрывных течений.

Исследование гидродинамических процессов в трубах диаметром 25-50 мм при нагреве нефтепродуктов, движущихся со скоростью 0,1 – 1 м/с, показало возможность создания вихревых зон при снижении динамической вязкости до 0,01. Расстояние между выступами зависит и от вязкости, и от высоты выступа.

Нужно иметь в виду, что устойчивый характер турбулентность приобретает на довольно значительном расстоянии от начала трубы $x = (25 - 40) d$. Поэтому речь идет не о настоящем турбулентном режиме, а о создании отдельных вихрей. Еще одна проблема заключается в том, что свойства жидкости, в основном вязкость, существенно изменяются при перемещении от начала к концу трубы, что связано с нарастанием температуры.

Выше отмечалась необходимость использования связанных термогидравлических задач. Это позволяет повысить точность вычислений за счет более тщательного учета перемешивания жидкости с различными характеристиками. На практике такой подход требует довольно большого времени счета, так как устойчивость вычислительного процесса нестационарной гидродинамической задачи достигается при очень мелкой сетке элементов (сторона конечного элемента составляет доли миллиметра) и малых шагах по времени (от десятитысячных до сотых долей секунды). Более эффективным оказывается раздельное решение гидродинамической и тепловой задач.

В заключение можно сказать, что повышение точности расчетов системы индукционного нагрева пакета труб с движущейся жидкостью достижимо в рамках принятой постановки задач. Оптимизация конструктивных и режимных параметров представляет собой весьма трудозатратную задачу, но позволяет снизить массогабаритные показатели системы примерно на 10 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дрейцер Г.А., Щербаченко И.К. Исследование интенсификации теплообмена в трубах с кольцевыми турбулизаторами плавной конфигурации // Ракетные и космические системы: Сб. тезисов статей студентов, аспирантов и молодых ученых. – М.: Изд-во МАИ, 2000. – С. 96-100.

2. Павловский В.Г. К вопросу о влиянии конфигурации турбулизаторов на тепловую эффективность поверхности стенки канала // ИФЖ, 1969. – Т. 17. – №1. – С. 156-159.
3. Ратушняк Г.С., Джебджула В.В. Моделирование процессов теплообмена при вибрационном влиянии в многокомпонентных смесях биореакторов // Наукові праці Вінницького національного технічного університету, 2008. – № 1.
4. Вайнберг А.М. Индукционные плавильные печи. – М.: Энергия, 1967. – 415 с.
5. Лыков А.В. Тепломассообмен: Справочник. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
6. Немков В.С., Демидович В.Б. Теория и расчет устройств индукционного нагрева. – Л.: Энергоатомиздат, 1988. – 280 с.
7. Зиннатуллин Д.А. Исследование и разработка трубчатого индукционного нагревателя жидкости: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.09.10. – Самара: СамГТУ, 2007.
8. Батищев А.М. Исследование и повышение эффективности системы косвенного индукционного нагрева жидкости: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.09.10. – Самара: СамГТУ, 2007.

Статья поступила в редакцию 24 июня 2012 г.

THE DESIGNING OF A HEAT INDUCTION SYSTEM FOR FLUID CONVEYANCE PIPES

A.A. Bazarov, V.A. Danilushkin, A.Y. Taimolkin

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The ways to improve heat transfer between the pipe wall and the moving fluid in an indirect induction heating system are discussed. The features of hydrodynamic processes while using turbulators are analyzed.

Keywords: *induction, the dynamic viscosity, turbulence, heat transfer, turbulator.*

*Alexander A. Bazarov (Dr. Sci. (Techn.)), Associate Professor.
Vasily A. Danilushkin (Ph.D. (Techn.)), Senior Lecture.
Anton Y. Taimolkin, Postgraduate Student.*