

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ЭФФЕКТИВНОГО ТЕПЛООВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ИНДУКЦИОННОЙ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ НЕФТЕПРОВОДОВ ПРИ ПЕРЕКАЧКЕ ВЯЗКОЙ НЕФТИ

Конесев С.Г.¹, Хлюпин П.А.¹

¹ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический университет», Уфа, Россия (450062, Уфа, ул. Космонавтов, 1), e-mail: KonesevSG@yandex.ru

Рассмотрены процессы и разработаны компьютерные модели передачи тепловой энергии для ламинарного и турбулентного режимов течения вязкой жидкости в нефтепроводе. С помощью созданных моделей проведен анализ теплового воздействия индукционной нагревательной системы при различном гидравлическом течении вязкой жидкости в нефтепроводе. Выявлены наиболее оптимальные температурные режимы нагрева для аномально вязкой нефти в трубопроводе в зависимости от диаметра и режимов течения. Полученные результаты моделирования позволяют определить необходимый температурный градиент и площадь температурного воздействия с учетом режима течения жидкости. Определены коэффициенты пересчета теплового градиента и площади объекта нагрева, позволяющие скорректировать расположение нагревательного элемента (индуктора) на поверхности объекта и мощность источника вторичного электропитания. По результатам исследований моделей предложены алгоритмы компьютерной программы для расчета и определения участков нагрева индукционной нагревательной системы и охлаждения нефтепровода при заданном температурном диапазоне нагреваемой жидкости.

Ключевые слова: индукционный нагрев, вязкая нефть, нефтепровод

DESIGN OF AN ALGORITHM OF EFFECTIVE THERMAL IMPACT OF INDUCTION HEATING SYSTEM FOR PIPELINES AT PUMPING VISCOUS OILS

Konesev S.G.¹, Khlyupin P.A.¹

¹«Ufa State Petroleum Technological University», Ufa, Russia (450062, Ufa, Kosmonavtov street, 1), e-mail: KonesevSG@yandex.ru

The processes and developed computer models of heat transfer for laminar and turbulent flow of viscous fluid in the pipeline. With the help of created models analyzed thermal effects induction heating systems with different hydraulic flow of a viscous fluid in the pipeline. Revealed the most optimum of temperature for heating abnormally viscous oil in the pipeline, depending on the diameter and flow regimes. The results obtained of modeling allow us to determine the necessary temperature gradient and the area of influence of temperature taking into account the mode of fluid flow. The coefficients of conversion of thermal gradient and heating area of the object, allowing to adjust the location of the heating element (inductor) on the surface of the object and the secondary power source power. According to the research models algorithms of a computer program to calculate and determine the areas of heating induction heating system and cooling oil at a predetermined temperature range of the heated fluid.

Keywords: induction heating, viscous oil, oil pipeline

Введение

Вязкость нефти определяется внутренним трением, значение которого находится в прямой зависимости от температуры и носит нелинейный характер. В большинстве случаев вязкость жидкости уменьшается с ростом температуры, а значит, снижается и внутреннее сопротивление. Эффективность передачи тепла к вязкой нефти зависит от параметров теплового потока и характера источника тепла, теплопроводности материала теплообменника, физико-химического состава нагреваемого продукта, содержания растворенных газов, смолисто-асфальтеновых веществ и твердых парафинов, которые влияют на плотность,

вязкость, теплоемкость, теплопроводность [2,3,4]. Оптимальным будет считаться такое тепловое поле, при котором будет затрачено минимальное количество тепловой энергии для снижения вязкостного трения жидкости без увеличения потребления электроэнергии приводом перекачивающих насосов. Использование индукционной нагревательной (ИНС) системы приводит к снижению нагрузки на электродвигатель насоса и позволяет перекачивать жидкость с меньшими усилиями, тем самым снижается потребление электрической энергии [1,6,7]. Также использование ИНС способствует снижению мощности насосного агрегата [5].

Разработка математических и компьютерных моделей процессов передачи тепла позволяет исследовать эти процессы с целью определения наиболее энергетически эффективных режимов работы систем нагрева [8,9,10]. При разработке алгоритма эффективного теплового воздействия ИНС для нефтепроводов при перекачке вязкой нефти была создана компьютерная модель в программном комплексе «*Fluent*» программного продукта «*Ansys*», которая позволяет исследовать процессы теплопередачи при различных режимах течения: ламинарном и турбулентном. При ламинарном режиме гидравлического течения поток жидкости течет параллельными слоями и теплообмен по оси трубопровода не происходит. При этом источник тепла обеспечивает равномерное тепловое поле по радиусу нагреваемого объекта, и, следовательно, температура одинакова по радиусу, а граничные условия заданы искомой функцией, т.е. представляют собой граничные условия первого рода.

Моделирование процессов теплопередачи при ламинарном режиме

Система уравнений, описывающая процессы теплопередачи при ламинарном режиме с учетом особенностей гидравлического режима течения и температурного поля имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Уравнение передачи энергии} \\
 \frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_r \frac{\partial t}{\partial r} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho c_p}, \\
 \text{Уравнения движения жидкости} \\
 \frac{\partial \omega_r}{\partial \tau} + \omega_r \frac{\partial \omega_r}{\partial r} + \frac{\omega_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial \omega_r}{\partial \varphi} - \frac{\omega_\varphi^2}{r} = \\
 = v \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \omega_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \omega_r}{\partial \varphi^2} - \frac{\omega_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial \varphi} \right), \\
 \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial \tau} + \omega_r \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial r} + \frac{\omega_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\omega_r \cdot \omega_\varphi}{r} = \\
 v \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \omega_\varphi}{\partial \varphi^2} - \frac{\omega_\varphi}{r^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial \omega_r}{\partial \varphi} \right), \\
 \omega_r \frac{\partial \omega_z}{\partial r} + \frac{\omega_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial \omega_z}{\partial \varphi} = v \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \omega_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial \varphi^2} \right), \\
 \text{Уравнение неразрывности} \\
 \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r \omega_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial \varphi} = 0 \\
 \text{Уравнение теплоотдачи} \\
 \alpha = - \frac{\lambda}{t_c - t_{ж}} \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r \rightarrow 0}
 \end{array} \right. , \quad (1)$$

где r, φ, z – параметры цилиндрической системы координат; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – скорость движения жидкости (газа) в направлении осей x, y и z соответственно; q_v – внутренний источник тепла, Вт/м³; μ – динамический коэффициент вязкости, мм²/с.

Начальные и граничные условия для системы уравнений (1) определяются как:

- начальные условия при $\tau = 0$.

$$t(r, \varphi, z)|_{\tau=0}=t_0; \omega_z|_{\tau=0}=\omega_0.$$

- граничные условия

$$t|_{z=0} = t_{ж}; \frac{\partial t}{\partial r}|_{r=R} = 0; \omega_z|_{r=0} = \omega_{max}; \omega_z|_{r=R} = \omega_{min} \rightarrow 0.$$

Для расчета значения температуры, согласно уравнения (1) применяется графоаналитический метод, с использованием компьютерного моделирования картины трехмерного теплового поля в программной среде «Ansys». На рисунке 1, а приведена полученная графические зависимости температуры по длине нагреваемого объекта для трубы с диаметром условного прохода $Dy=100$ мм при ламинарном течении жидкостью со скоростью 0,5 м/с и внешнем температурном поле 500 °С.

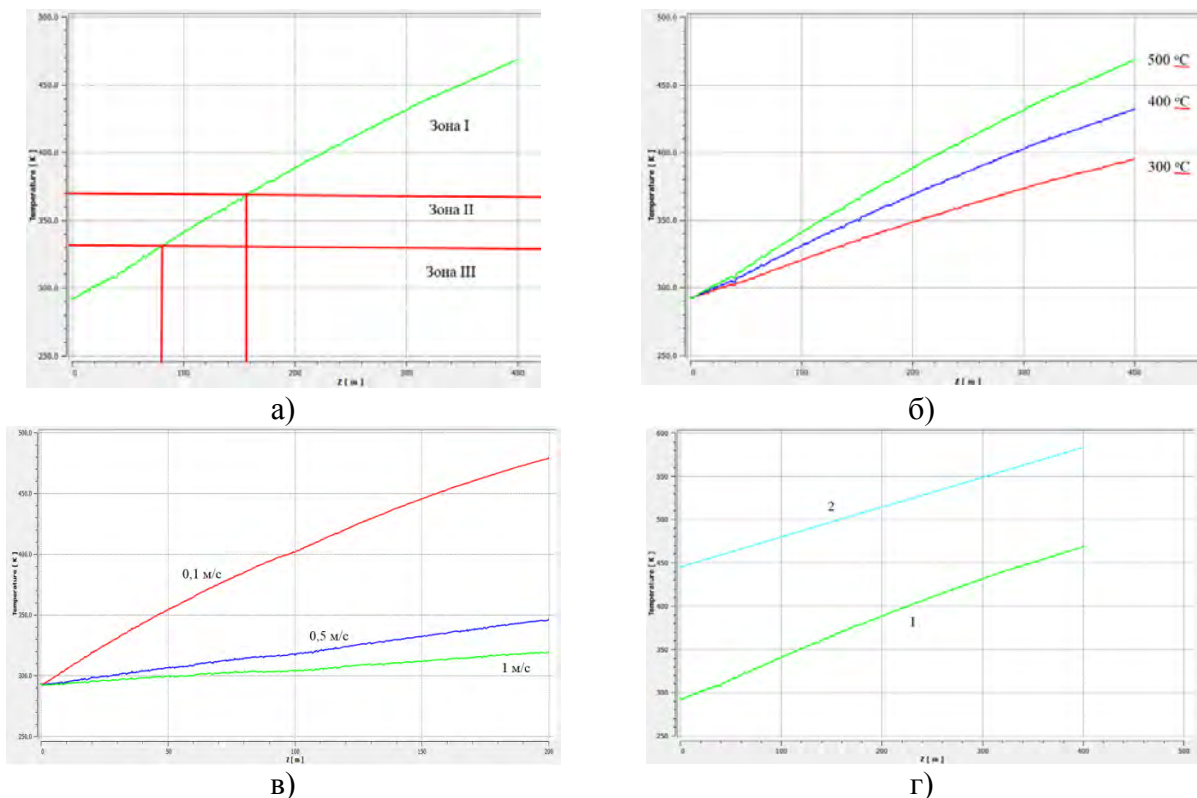


Рисунок 1 – Анализ результатов моделирования распределение тепла в жидкости для ламинарного режима течения

Графическую зависимость (рисунок 1, а) можно разделить на три характерные зоны:

- Зона I – зона образования кокса в пристенном слое. Значение температуры жидкости в этой зоне считается аварийным и характеризуется образованием коксовых отложений, структурным изменением состава жидкости, уменьшением срока службы теплообменника.

- Зона II – Зона перегрева. Данная зона характеризуется перегревом продукта без структурного изменения и образования кокса. Повышение температуры жидкости до зоны II свидетельствует о низкой энергетической эффективности системы нагрева.

- Зона III – Зона оптимального режима. Температурное воздействие в рамках зоны говорит о высокой энергетической эффективности системы нагрева без структурного изменения нагреваемого продукта.

Исследования полученной модели проводились для различной температуры воздействия на объект нагрева при одинаковой скорости течения жидкости (рисунок 1, б) и для различных скоростей течения жидкости при одинаковой температуре внешнего воздействия (рисунок 1, в). Модель также позволяет анализировать тепловые процессы по сечению трубы и получить значения в любой точке трубопровода. В частности, на рисунке 1, г представлена зависимость температуры по длине трубопровода в пристенном слое жидкости (2) и в жидкости по оси трубопровода (1). По результатам полученных данных можно сделать вывод, что увеличение скорости течения жидкости приводит к существенному увеличению длины нагреваемого участка, либо градиента температуры. Например, при увеличении скорости с 0,1 м/с до 0,5 м/с протяженность нагреваемого участка увеличивается в 4,6 раза, а в случае отсутствия возможности увеличить протяженность нагреваемого объекта температурный градиент следует увеличить в 3,2 раза.

Моделирование процессов теплопередачи при турбулентном режиме

Система уравнений, описывающая процессы теплопередачи при турбулентном режиме с учетом особенностей гидравлического режима течения и температурного поля имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Уравнение передачи энергии} \\
 \frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho c_p} \\
 \text{Уравнение движения жидкости} \\
 \omega_z \frac{\partial \omega_r}{\partial z} - \frac{\omega_\varphi^2}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega_r}{\partial z^2} - \frac{\omega_r}{r^2} \right) \\
 \omega_z \frac{\partial \omega_\varphi}{\partial z} + \frac{\omega_r \cdot \omega_\varphi}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 \omega_\varphi}{\partial z^2} - \frac{\omega_\varphi}{r^2} \right) \\
 \frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = \nu \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \\
 \omega_r = 0, \omega_\varphi = 0 \\
 \text{Уравнение неразрывности} \\
 \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0 \\
 \text{Уравнение теплоотдачи} \\
 \alpha = - \frac{\lambda}{t_c - t_{ж}} \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r \rightarrow 0}
 \end{array} \right. \quad (2)$$

Начальные и граничные условия для системы уравнений (2) определяются как:

- начальные условия при $\tau = 0$.

$$t(r, \varphi, z)|_{\tau=0} = t_0; \quad \omega_z|_{\tau=0} = \omega_0.$$

- граничные условия

$$t|_{z=0} = t_{ж}; \quad \frac{\partial t}{\partial r}|_{r=R} = 0; \quad \omega_z|_{0 \leq r \leq R} = \omega_{ж}.$$

На рисунке 2, а приведена полученная графическая зависимость температуры по длине нагреваемого объекта для трубы с диаметром условного прохода $Dy=100$ мм, при турбулентном течении жидкость со скоростью 7 м/с и внешнем температурном поле 500 °С.

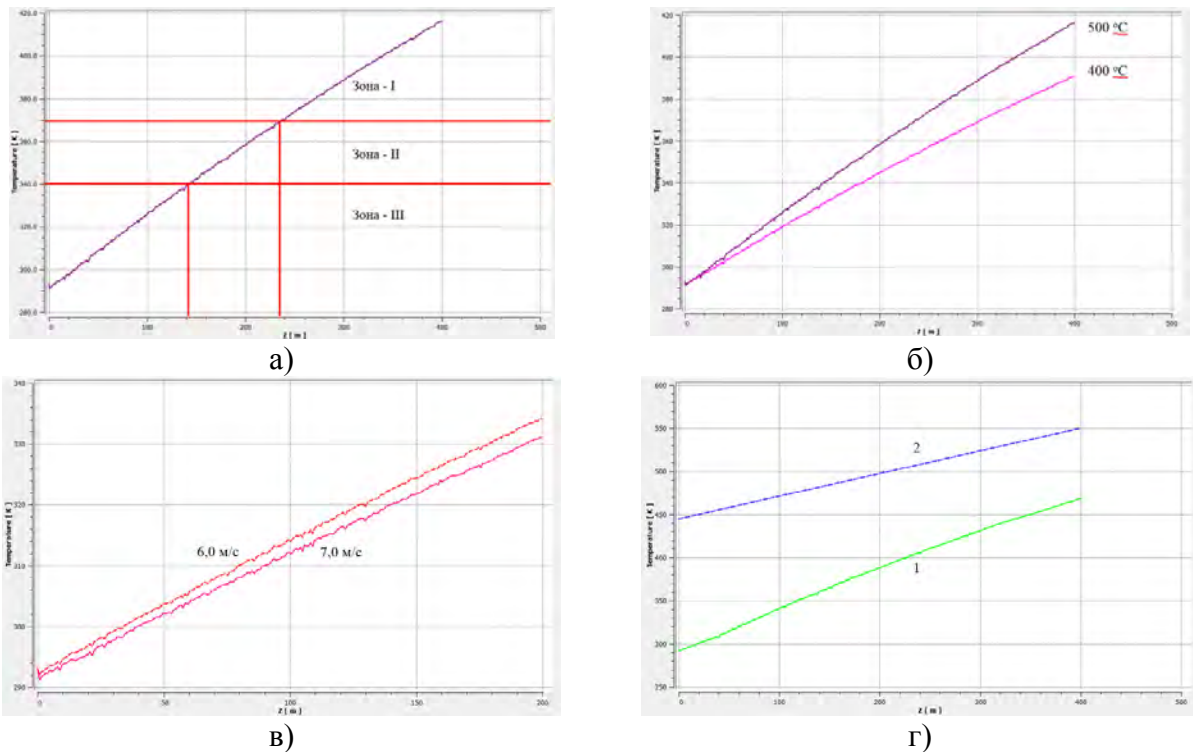


Рисунок 2 – Анализ результатов моделирования распределение тепла в жидкости для турбулентного режима течения

Сравнивая полученные данные с данными характерными ламинарному режиму течения, можно сделать вывод, что при одинаковой температуре внешнего воздействия (500 °С) протяженность нагреваемого участка при турбулентном характере течения жидкости в 1,4 раза превышает протяженность при ламинарном характере течения. Для ламинарного режима характерна меньшая скорость течения жидкости и, как следствие, более глубокое проникновение тепла вглубь течения. В результате анализа модели также получены графические зависимости для различного температурного воздействия при одинаковой скорости 7 м/с (рисунок 2, б) и для различной скорости при одинаковом температурном воздействии $t=300$ °С (рисунок 2, в). На рисунке 2,г приведены графические зависимости температуры жидкости по оси трубопровода и в пристенном слое. По сравнению с температурным воздействием при ламинарном течении график температуры жидкости в пристенном слое при турбулентном режиме имеет низкую интенсивность из-за хаотичного перемешивания слоев жидкости, что говорит о снижении возможности коксования вязкой

нефти в пристенном слое трубопровода. По результатам исследования полученных данных можно сделать вывод, что увеличение скорости течения жидкости приводит к незначительному увеличению длины нагреваемого участка, либо градиента температуры. Например, при увеличении скорости с 6 до 7 м/с протяженность нагреваемого участка увеличивается в 1,2 раза при неизменном температурном градиенте. В случае отсутствия возможности увеличить протяженность нагреваемого участка, из-за геометрических особенностей трубопровода, следует увеличить температурный градиент в 1,3 раза.

Полученные результаты моделирования позволяют определить необходимый температурный градиент и площадь температурного воздействия с учетом режима течения жидкости.

Определение коэффициентов пересчета

Анализируя полученные данные температурных режимов авторами были определены закономерности и предложены коэффициент пересчета длины нагреваемого участка трубы K_l и коэффициент пересчета температурного градиента K_t . Данные коэффициенты позволяют корректировать протяженность нагреваемого участка и температуру воздействия в зависимости от изменения условного прохода трубопровода и скорости течения жидкости.

Например, в таблице 1 и 2 приведены коэффициенты пересчета K_l и K_t для ряда условных диаметров промысловых трубопроводов, определенные относительно рабочего диаметра 65 мм и скорости течения жидкости $\omega_{ж}=0,1$ м/с при разогреве жидкости на $\Delta T=40$ °С.

Таблица 1 – Коэффициент пересчета длины нагреваемого участка трубы K_l

$\omega_{ж}, \text{ м/с}$	Коэффициент пересчета длины нагреваемого участка трубы K_l ,					
	при рабочем диаметре технологического трубопровода, мм					
	65	80	90	100	125	150
0,1	1	1,6	1,68	1,8	2,28	2,64
0,5	5,36	7,6	8,08	8,4	10,32	11,6
1	10,48	12,32	13,16	13,76	15,6	17

Таблица 2 – коэффициент пересчета температурного градиента K_t

$\omega_{ж}, \text{ м/с}$	Коэффициент пересчета температурного градиента K_t ,					
	при рабочем диаметре технологического трубопровода, мм					
	65	80	90	100	125	150
0,1	1	1,11	1,19	1,28	2,4	1,82
0,5	1,53	2,05	2,99	4,12	8,16	16,73
1	2,68	3,16	5,18	6,47	11,24	19,53

По результатам исследований моделей разработаны и предложены алгоритмы компьютерной программы для расчета участков нагрева и охлаждения нефтепроводов (рисунки 3, а и 3, б).

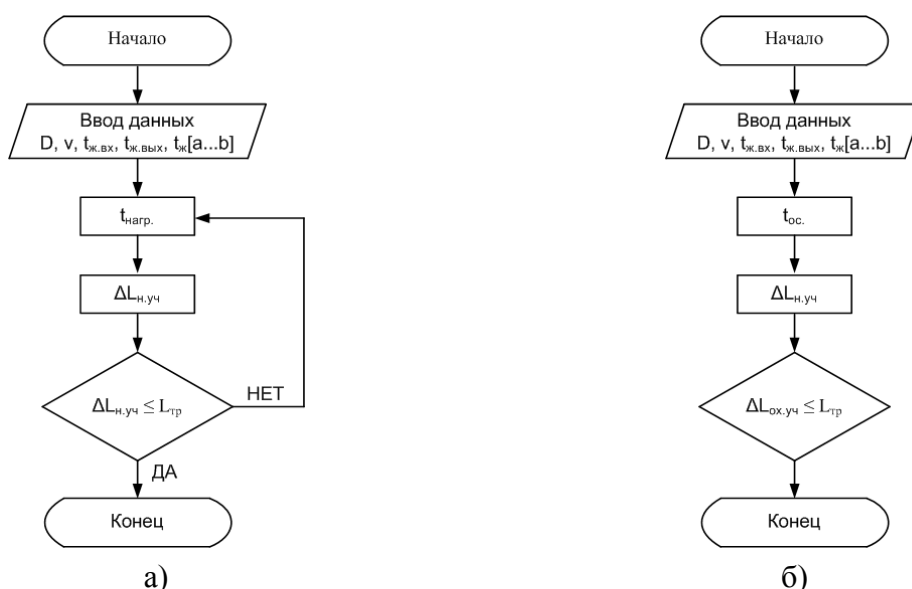


Рисунок 3 – Алгоритм расчета: а) участка нагрева нефтепровода; б) участка охлаждения нефтепровода

Выводы

1. Разработаны и исследованы компьютерные модели передачи тепла при нагреве трубопровода индукционной нагревательной системой для ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости. В результате исследования определены наиболее оптимальные температурные режимы нагрева для anomalно вязкой нефти в трубопроводе в зависимости от диаметра и режимов течения.

2. Определены коэффициенты пересчета теплового градиента и площади объекта нагрева, позволяющие скорректировать расположение нагревательного элемента (индуктора) на поверхности объекта и мощность источника вторичного электропитания.

3. По результатам исследований моделей предложены алгоритмы компьютерной программы для расчета и определения участков нагрева индукционной нагревательной системы и охлаждения нефтепровода при заданном температурном диапазоне нагреваемой жидкости.

Список литературы

1. Конесев С.Г. Индукционные нагревательные системы для протяженных нефтепроводов / С.Г. Конесев, Р.В. Кириллов, Э.Ю. Кондратьев, М.Р. Садиков, Р.Т. Хазиева, П.А. Хлюпин // Научно-технический журнал «Нефтегазовое дело». – 2014. т.12. - №4. – С. 40–47.

2. Конесев С.Г., Хлюпин П.А. Математическая модель тепловых режимов изотермических трубопроводов // Научно-технический и производственный журнал «Вести высших учебных заведений Черноземья». №3(13). – Липецк: ЛГТУ, 2008.– С. 46–47.

3. Конесев С.Г., Хлюпин П.А. Оценка эффективности теплового воздействия электротермических систем // Научно-технический журнал «Нефтегазовое дело». 2012. т. 2.– №3.– С. 92–95.

4. Конесев С.Г., Хлюпин П.А. Экологичные нагревательные системы для объектов транспорта и хранения вязкой нефти // Безопасность жизнедеятельности. 2012.– №7.– С. 43–47.

5. Конесев С.Г., Хлюпин П.А., Садиков М.Р. Анализ эффективности применения нагревательных систем при перекачке вязких нефтей // Электропривод, электротехнологии и электрооборудование предприятий: сб. науч. тр. III Всерос. науч.-техн. конф. (с межд. уч.). – Уфа: УГНТУ, 2011. – С. 211–218.

6. Конесев С.Г., Хлюпин П.А., Макулов И.А., Никитин Ю.А. Установка индукционного нагрева трубопроводов // Патент России № 2415517. 2011. Бюл. № 9.

7. Конесев С.Г., Хлюпин П.А., Макулов И.А., Никитин Ю.А. Установка индукционного нагрева жидкостей // Патент России № 2417563. 2011. Бюл. № 12.

8. Хлюпин П.А. Математическая модель процесса теплопередачи в системе нагрева вязкой нефти // Повышение надежности и энергоэффективности электротехнических комплексов и систем: межвуз. сб. науч. тр. – Уфа: УГНТУ, 2010. – С. 127–138.

9. Хлюпин П.А. Модель передачи тепла в системе безопасного нагрева вязкой нефти // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов Семнадцатой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – С. 224–226.

10. Хлюпин П.А., Конесев С.Г. Одномерное распределение передачи тепла в трубе с застывшей жидкостью // свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014618090. 2014.

Рецензенты:

Баширов М.Г., д.т.н., профессор, заведующий кафедры «Электрооборудование и автоматика промышленных предприятий» филиала ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» в г. Салавате.

Сапельников В.М., д.т.н., профессор кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий» ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический университет»