

На правах рукописи

**АЛХАСОВА ДЖАМИЛЯ АЛИБЕКОВНА**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ  
ВНУТРИСКВАЖИННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
С ПРОДОЛЬНЫМИ РЕБРАМИ**

Специальность: 01.04.14. – теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Махачкала-2009

Диссертационная работа выполнена в Учреждении Российской академии наук Институте проблем геотермии Дагестанского НЦ РАН

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Алишаев М.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Ильин А.К.

кандидат технических наук  
Джаватов Д.К.

Ведущая организация: Государственное образовательное  
учреждение высшего профес-  
сионального образования  
Московский государственный уни-  
верситет инженерной экологии

Защита состоится «7» мая 2009 г. в \_\_\_\_\_ часов на заседании диссертационного совета ДМ 002.071.01 при Учреждении Российской академии наук Институте проблем геотермии Дагестанского НЦ РАН по адресу: 367030, г. Махачкала, пр.И.Шамиля, д. 39а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Учреждения Российской академии наук Института проблем геотермии Дагестанского НЦ РАН.

Автореферат разослан «3» апреля 2009 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета ДМ 002.071.01  
доктор технических наук

Базаев А.Р.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современных энергетических устройствах и технологической аппаратуре большую роль играют теплообменные процессы. Теплообмен между двумя теплоносителями, разделенными твердой стенкой, включает в себя все известные способы передачи тепла. Знание механизма протекания процессов теплообмена и умение, в частности, надежно рассчитывать теплообмен и гидравлические потери в них необходимо как для проектирования энергетических устройств, так и для разработки надежной системы автоматического управления. Поэтому исследование процесса теплообмена и гидродинамики при течении однофазных теплоносителей в трубах и каналах и разработка методики их расчета представляют актуальную для инженерной практики задачу.

При строительстве новых геотермальных скважин перспективным является устройство в верхней части скважин внутрискважинных теплообменников типа «труба в трубе», что позволяет решать проблемы, связанные с эксплуатацией обычных теплообменников. Внутрискважинные теплообменники проще в исполнении, надежны в эксплуатации, капитальные затраты, связанные с их обустройством, не превышают затрат по изготовлению кожухотрубных теплообменников. В зависимости от параметров теплоносителей, высота скважинных теплообменников может варьироваться в различных пределах. Снижение массогабаритных характеристик теплообменных аппаратов является актуальной проблемой. Наиболее перспективный путь ее решения – интенсификация теплообмена.

В качестве одного из способов интенсификации процесса теплообмена рассматривается продольное оребрение теплопередающей поверхности. Оребрение скважинных теплообменников продольными ребрами позволяет увеличить площадь теплопередающей поверхности, вследствие чего растет общий тепловой поток от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю, циркулирующему за внешней оребренной поверхностью в коаксиальном зазоре теплообменника. Следует отметить, что прямой пропорции роста потока тепла в зависимости от роста площади поверхности нет, так как температура ребер снижается от оснований к торцам.

Способ оребрения поверхностей в теплообменных аппаратах с целью интенсификации процесса теплообмена известен и описан в различной технической литературе. Однако единой методики счета применительно к оребрению скважинных теплообменников нет.

Целью работы является изучение эффективности метода продольного оребрения с проведением теплового и гидродинамического расчета оребренных скважинных теплообменников с последующей рекомендацией по выбору их конструктивных параметров.

В соответствии с целевым направлением работы задачами исследования явились:

1. Разработка схемы экспериментальной установки для моделирования работы скважинного теплообменника;
2. Разработка математических моделей, описывающих процессы теплообмена для различных технологических схем реализации скважинных теплообменников;
3. Разработка математической модели, описывающей процесс теплообмена между потоками в трубе и коаксиальном зазоре для оценки эффективности оребрения трубы;
4. Разработка математической модели, описывающей зависимость от скорости потока перепада давления при турбулентном движении потока по кольцевому сечению с ребрами;
5. Проведение оптимизационных расчетов по выбору конструктивных параметров оребренных скважинных теплообменников;
6. Представление рекомендаций по выбору конструктивных параметров скважинных теплообменников с продольным оребрением поверхности трубы.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Предложены новые методы расчета конструкций внутрискважинного теплообменника с продольным оребрением;
2. Получены оценки прироста теплового потока в скважинном теплообменнике с продольными ребрами с использованием различных методов расчета и разных подходов к моделированию процесса теплообмена между потоками в трубе и за внешней ее оребренной поверхностью;
3. Предложен метод гидродинамического расчета перепада давления для турбулентного потока жидкости по кольцевому сечению с ребрами, применимый и к некоторым другим видам сечений при турбулентном движении.

Основные положения, выносимые на защиту.

1. Применение скважинных теплообменников в технологических схемах извлечения геотермального тепла. Расчетные методы теплопереноса в геотермальных скважинных теплообменниках.
2. Разработка математических моделей для оценки эффективности оребрения скважинного теплообменника. Методы расчета потока тепла между теплоносителями при различных конструктивных параметрах ребристой теплопередающей поверхности.
3. Метод расчета перепада давления при движении потока жидкости по кольцевому сечению с ребрами. Зависимости перепада давления от высоты ребер и их числа для турбулентных течений. Случаи других сечений.
4. Рекомендации по выбору конструктивных параметров скважинных теплообменников для промышленных и лабораторных условий.

5. Расчет теплопередачи через ребро с применением метода Фурье. Влияние толщины и скорости потоков на передачу тепла в скважинном теплообменнике.

6. Применение конечно-разностных методов и матричных прогонок для определения эффективности оребрения.

7. Рост теплопередачи от внутреннего оребренного кольца к внешнему кольцу через покоящуюся среду.

Практическая ценность работы состоит в том, что результаты теплового, гидродинамического и оптимизационного расчетов оребренных скважинных теплообменников дают возможность подбора их конструктивных параметров при практической реализации.

Реализация результатов работы. Разработки по интенсификации процесса теплопередачи во внутрискважинных теплообменниках и методы расчетов приняты управлением «Дагестаннедра» для внедрения. Методы расчетов скважинных теплообменников используются в учебном процессе в Дагестанском государственном техническом университете.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на Международной конференции «Возобновляемая энергетика: проблемы и перспективы» (г. Махачкала, 2005), Региональной научно-технической конференции «Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты» (г. Махачкала, 2005), Международном симпозиуме молодых ученых, аспирантов и студентов «Инженерные и технологические исследования для устойчивого развития» (г. Москва, 2006), I и II Школах молодых ученых «Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов» (г. Махачкала, 2006, 2008), Шестой Всероссийской научной молодежной школе «Возобновляемые источники энергии» (г. Москва, 2008), Всероссийской научно-практической конференции «Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты» (г. Махачкала, 2008).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, из них 1 патент Российской Федерации на изобретение.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы, включающего 104 наименования. Общий объем работы 143 страницы машинописного текста. Работа содержит 53 рисунка и 13 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой обзорной главе рассматриваются состояние и проблемы геотермальной энергетики в регионах Северного Кавказа, перспективы вовлечения низкопотенциальных геотермальных ресурсов в топливно-энергетический баланс Юга России.

В настоящее время потенциал геотермального тепла для большинства регионов Северного Кавказа остается недоиспользованным. Так, по некоторым данным количество эксплуатируемых скважин на месторождениях термальных вод составляет 172 для Республики Дагестан (РД) и 185 для Северного Кавказа (СК), добыча термальных вод 6,0 млн. м<sup>3</sup>/год для РД и 11,0 млн.м<sup>3</sup>/год для СК, производство тепловой энергии составляет 100 тыс. Гкал/год для РД и 500 тыс. Гкал/год для СК. В процентном отношении использование потенциала термальных вод составляет: для РД 12% от разведанных запасов и 3% от прогнозных запасов; для СК 12% и 2,4% соответственно. Такое положение дел наблюдается, несмотря на благоприятные предпосылки к интенсивному развитию, т.е. на значительную ресурсную базу геотермальных вод, достаточно высокую экономическую эффективность, принадлежность геотермального тепла к возобновляемым источникам энергии. В этой связи, проблема развития геотермального производства для частичного замещения поставок природного газа в регионы при постоянном увеличении экспортного потока и роста тарифов представляется весьма актуальной проблемой, имеющей общегосударственное значение.

Благоприятное сочетание природных и климатических условий, высокая термическая напряженность недр, обилие солнечной и ветровой энергии выдвинуло Республику Дагестан в качестве природного полигона для отработки опытно-технологических процессов в деле комплексного использования возобновляемых источников энергии и, прежде всего, гидро-термальных ресурсов.

Пресные и слабоминерализованные воды апшеронского комплекса обладают огромным тепловым потенциалом, который в технологическом отношении может быть использован в народном хозяйстве с большим экономическим и экологическим эффектом. При этом особенностью термальных скважин является наличие показателей, определяющих промышленную ценность их продукции. Главными из них являются дебит, температура и ее химический состав. Однако на практике не всегда имеет место благоприятное сочетание этих факторов. Очень часто термальная вода, имеющая достаточно большой дебит, имеет низкую температуру. Поэтому термальная вода с высокой температурой может быть использована для подогрева вышележащих слабоминерализованных вод с низкой температурой. Такой подогрев может быть осуществлен с помощью теплообменников, расположенных на поверхности или сконструированных внутри самой скважины, а для повышения температуры вторичного теплоносителя

(обычная пресная вода) могут быть использованы теплонасосные установки. При этих условиях роль использования низкопотенциальных термальных вод в качестве промежуточных теплоносителей возрастает, и они будут играть в геотермальной энергетике не меньшую роль, чем высокопотенциальные термальные воды.

Во второй главе приводится описание предложенных автором математических моделей, описывающих процессы теплообмена для различных технологических схем реализации геотермальных скважинных теплообменников.

Осуществлена оценка теплопереноса в прямоточном скважинном теплообменнике для подогрева вышележащих низкопотенциальных артезианских вод (глубина залегания ~ 1000 м) путем отбора тепла термальных вод (глубина залегания ~ 3000 м) (рис. 1). Конструкция подобного теплообменника была применена на скв. № 3т Кизлярского месторождения термальных вод РД.

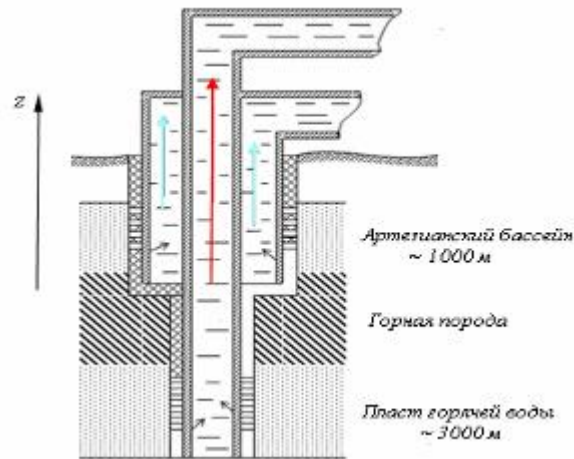


Рис. 1. Конструкция скважины с прямоточным теплообменником.

Режим течения теплоносителей – турбулентный. Для профилей температур термальной воды по внутренней трубе  $T_1(z)$  и артезианской воды по кольцевому зазору  $T_2(z)$  получены следующие выражения

$$T_1(z) = T_{ap} + \Gamma A - \Gamma z + \sum_{i=1}^2 C_i e^{\kappa_i z}; \quad T_2(z) = T_{ap} + \Gamma \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{q_1}{\alpha q_2} \right) - \Gamma z + \sum_{i=1}^2 \left( \frac{\beta + \kappa_i}{\beta} \right) C_i e^{\kappa_i z}$$

$$A = \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{q_1}{\alpha q_2} + \frac{1}{\beta} \right); \quad \kappa_{1,2} = - \left( \beta + \frac{q_1}{q_2} \beta + \alpha \right) / 2 \pm \sqrt{\left( \beta + \frac{q_1}{q_2} \beta + \alpha \right)^2 / 4 - \alpha \beta}$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{c_B q_2 \left( \frac{1}{\lambda_B} \ln \frac{R_2^i}{R_2^e - \delta_{T_2}} + \frac{1}{\lambda_M} \ln \frac{R_2^e}{R_2^i} + \frac{1}{\lambda_T} \ln \frac{R(t)}{R_2^e} \right)}; \quad \beta = \frac{2\pi}{c_B q_1 \left( \frac{1}{\lambda_B} \ln \frac{R_1^i}{R_1^e - \delta_{T_1}} + \frac{1}{\lambda_M} \ln \frac{R_1^e}{R_1^i} + \frac{1}{\lambda_B} \ln \frac{R_1^e + \delta_{T_2}}{R_1^e} \right)}$$

$$C_1 = T_{ex} - T_{ap} - \Gamma A - \left( \beta(T_{ap} - T_{ex}) + \Gamma + \kappa_1(T_{ap} - T_{ex} + \Gamma A) \right) (\kappa_2 - \kappa_1)^{-1}$$

$$C_2 = \left( \beta(T_{ap} - T_{ex}) + \Gamma + \kappa_1 \left( T_{ap} - T_{ex} + \Gamma \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{q_1}{q_2 \alpha} + \frac{1}{\beta} \right) \right) \right) (\kappa_2 - \kappa_1)^{-1}$$

$R_1^i, R_1^e$  - внутренний и внешний радиусы металлической эксплуатационной колонны;  $R_2^i, R_2^e$  - внутренний и внешний радиусы обсадной металлической трубы;  $R(t)$  - условный радиус температурного влияния скважины;  $H$  - глубина теплообменника;  $\Gamma$  - геотермический градиент;  $\lambda_B, \lambda_M, \lambda_G$  - коэффициент теплопроводности воды, металла, горной породы;  $\delta_{T1}, \delta_{T2}$  - толщины температурного пристеночного слоя на внутренней поверхности внутренней трубы и на наружной поверхности внутренней трубы и внутренней поверхности обсадной трубы;  $c_B, c_G$  - объемная теплоемкость воды и горной породы;  $q_1, q_2$  - объемные расходы термальной воды в теплообменнике (по внутренней трубе) и артезианской воды в теплообменнике (по кольцевому зазору);  $T_{ex}$  - температура горячей термальной воды на входе в теплообменник;  $T_{nl}$  - пластовая температура горячей термальной воды;  $T_{ap}$  - температура артезианской воды на входе в теплообменник;  $T_G(z)$  - невозмущенная температура горной породы вдали от скважины;  $T_G(z) = T_{ap} - \Gamma z$ ;  $T_G(z) = T_{nl} - \Gamma z$ .

Для профиля температуры термальной воды при подъеме вверх от забоя скважины до входа в теплообменник получено выражение

$$T_1(z) = T_{nl} - \Gamma \left( z - \gamma^{-1} + \gamma^{-1} e^{-\gamma z} \right), \text{ где } \gamma = \frac{2\pi}{c_B q_1 \left( \frac{1}{\lambda_B} \ln \frac{R_1^i}{R_1^i - \delta_{T1}} + \frac{1}{\lambda_M} \ln \frac{R_1^e}{R_1^i} + \frac{1}{\lambda_G} \ln \frac{R(t)}{R_1^e} \right)}$$

Профили температур термальной и артезианской воды в теплообменнике при различных дебитах приведены на рис. 2.

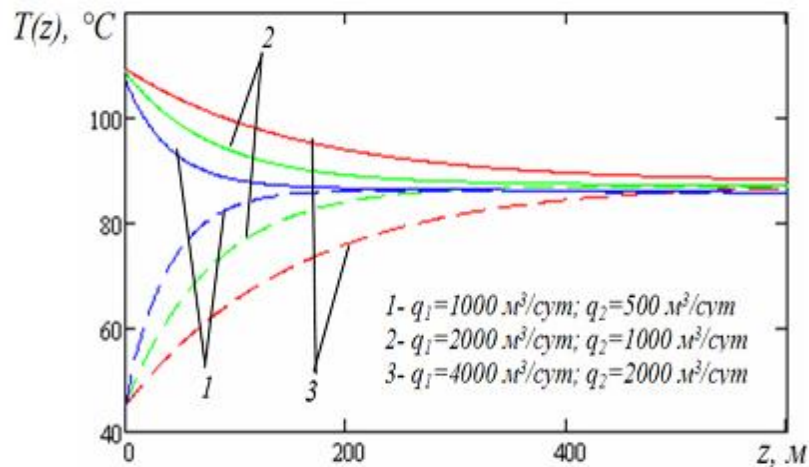


Рис. 2. Профили температур теплоносителей для прямоточного скважинного теплообменника.

$$T_{nl}=110^\circ\text{C}; T_{ap}=45^\circ\text{C}; \lambda_B=0,63 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C}; \lambda_M=45 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C}; \lambda_G=2 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C}; c_B=4,19 \text{ МДж/м}^3\cdot^\circ\text{C}; R_1^i=28 \text{ мм}; R_1^e=30 \text{ мм}; R_2^i=64 \text{ мм}; R_2^e=70 \text{ мм}; \delta_T=0,125 \text{ мм}$$



При больших дебитах теплообмен термальной воды с окружающей горной породой до входа в теплообменник незначителен (потери составляют  $\sim 1-2^\circ\text{C}$ ).

Аналогичным образом проведен расчет противоточного внутрискважинного теплообменника, состоящего из трех коаксиальных цилиндров для нагрева пресной воды (рис. 3). Пресная вода закачивается в среднее межтрубное пространство, где происходит ее прогрев за счет отбора тепла термальной воды по противоточному теплообменнику. В нагретом состоянии пресная вода доставляется на поверхность по наружному межтрубному пространству. Термальная вода после отбора ее тепла обратно закачивается в пласт. Режим течения теплоносителей – турбулентный.

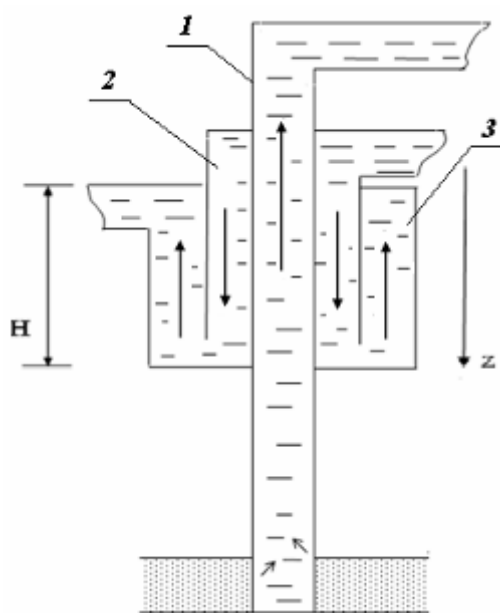


Рис. 3. Схема нагрева пресной воды в противоточном внутрискважинном теплообменнике.

1 – внутренняя эксплуатационная колонна; 2 - среднее межтрубное пространство;  
3 - наружное межтрубное пространство

$T_1(z)$  - температура термальной воды по внутренней трубе;  $T_2(z)$  - температура закачиваемой пресной воды в среднем межтрубье;  $T_3(z)$  - температура добываемой пресной воды в наружном межтрубье.

Профили температур теплоносителей по высоте теплообменника при различных значениях расходов изображены на рис. 4. Температура термальной воды, поднимающейся с глубины 2000 м, равна  $100^\circ\text{C}$ , а начальная температура пресной закачиваемой воды равна  $10^\circ\text{C}$ .

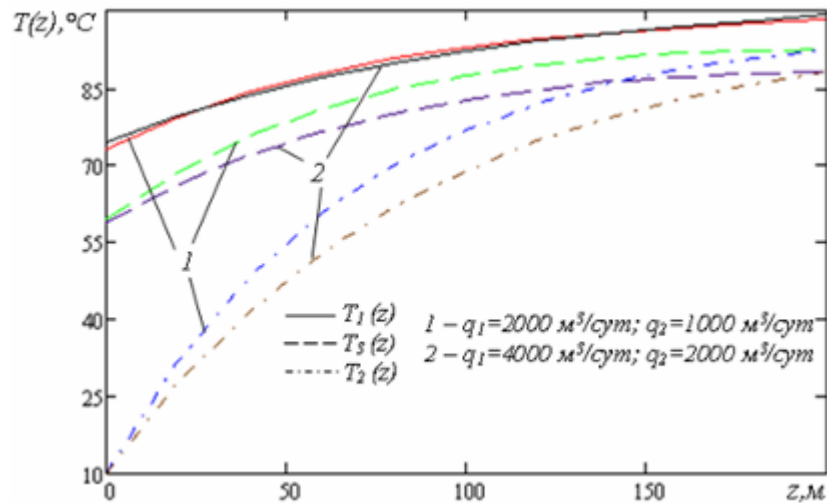


Рис. 4. Профили температур теплоносителей по высоте противоточного скважинного теплообменника.

$$R_1^i = 66 \text{ мм}; R_1^e = 73 \text{ мм}; R_2^i = 113 \text{ мм}; R_2^e = 123 \text{ мм}; R_3^i = 174 \text{ мм}; R_3^e = 184 \text{ мм}$$

В случае замены стальной промежуточной колонны трубой из теплоизоляционного материала (стеклопластик) в целях поддержания высокой конечной температуры пресной воды теплообменник будет работать как обычный противоточный теплообменник. Тогда температура пресной воды на выходе из теплообменника с теплоизоляцией будет значительно выше, приблизительно на 20°C.

Третья глава посвящена разработке методики расчёта влияния количества и размера продольных ребер на процесс теплообмена в скважинном теплообменнике. Здесь приводится и гидродинамический расчет оребренных скважинных теплообменников.

Рассматривается теплопередача через цилиндрическую стенку (трубу) с продольными ребрами высоты  $l$  на внешней ее поверхности, расположенную внутри трубы большего диаметра. По внутренней трубе и за ее внешней оребренной поверхностью циркулируют потоки воды с температурами  $T_1$  (первичный теплоноситель) и  $T_2$  (вторичный теплоноситель) соответственно,  $T_1 > T_2$ . Течение как внутри трубы, так и вне её считается турбулентным, тепло передаётся от внутреннего потока воды на металлическую трубу, далее с металлической трубы к внешнему потоку. Температура на внутренней поверхности внутренней трубы отличается от  $T_1$ , так как температурный пристеночный слой толщины  $\delta_T$  оказывает тепловое сопротивление. Такой же толщины температурный пристеночный слой образуется и на внешней поверхности внутренней трубы, а также на поверхностях ребер. Процесс передачи тепла предполагается установившимся, т.е. не зависящим от времени.

Дифференциальное уравнение, описывающее изменение температуры вдоль прямоугольного ребра с постоянным по длине поперечным сечением

получено в предположении малости толщины ребра  $2\delta$  и температурного пограничного слоя толщины  $\delta_T$

$$\frac{d^2T}{dx^2} - k^2(T - T_2) = 0, \quad k = \sqrt{\frac{\lambda_B}{\lambda_M \delta \delta_T}}, \quad (1)$$

где  $\lambda_B$  - коэффициент теплопроводности воды, омывающей ребренную теплопередающую поверхность;  $\lambda_M$  - коэффициент теплопроводности металла, применяемого при изготовлении ребренной цилиндрической поверхности;  $2\delta$  - толщина стенок трубы и ребер, принимаемая одинаковой.

Общее решение уравнения (1) представляет сумму двух экспонент. После определения постоянных  $C_1$  и  $C_2$  при помощи граничных условий получено выражение для разности температур ребра и омывающего его вторичного теплоносителя

$$T - T_2 = (T_* - T_2) \frac{Ae^{-k(l-x)} + e^{k(l-x)}}{Ae^{-kl} + e^{kl}}, \quad \kappa = \sqrt{\frac{\lambda_B \delta}{\lambda_M \delta_T}}, \quad A = \frac{1 - \kappa}{1 + \kappa}, \quad k = \frac{\kappa}{\delta},$$

где  $T_*$  - температура на внешней поверхности внутренней трубы, которую считаем одинаковой, как между ребрами, так и их внутренними торцами.

Тепловой поток через все поверхности  $n$  ребер определится интегрированием по ребру в предположении, что температурный пристеночный слой имеет везде одинаковую толщину  $\delta_T$

$$q_2 = \frac{2n\lambda_B}{\delta_T} \int_0^l (T - T_2) dx = \frac{2n\lambda_B}{\delta_T k} (T_* - T) \frac{(1 - e^{-kl})(1 + Ae^{-kl})}{Ae^{-2kl} + 1}$$

Температура внешней поверхности трубы определена согласно условиям сохранения теплового потока, что приводит к формулам

$$T_* = \frac{\frac{\delta_T}{\lambda_B} T_1 + \left( \frac{\delta_T}{\lambda_B} + 2 \frac{\delta}{\lambda_M} \right) T_2}{2 \left( \frac{\delta_T}{\lambda_B} + \frac{\delta}{\lambda_M} \right)}, \quad T_* - T_2 = \frac{T_1 - T_2}{2(1 + \kappa^2)}$$

Поток тепла через межреберную поверхность трубы определяем по приближенной формуле, учитывая, что  $\delta \ll R$  и  $\delta_T \ll R$

$$q_1 = \frac{\pi R - n\delta}{\frac{\delta_T}{\lambda_B} + \frac{\delta}{\lambda_M}} (T_1 - T_2)$$

Отток тепла через торцевую часть ребер находим следующим образом:

$$q_3 = 2n\delta \frac{\lambda_B}{\delta_T} [T(l) - T_2] = 2n \frac{\delta}{\delta_T} \lambda_B \frac{T_1 - T_2}{2(1 + \kappa^2)} \frac{A + 1}{Ae^{-kl} + e^{kl}}$$

Общий поток тепла через трубу с продольными ребрами представляет собой сумму  $q = q_1 + q_2 + q_3$

$$q = \frac{\pi R (T_1 - T_2)}{\frac{\delta_T}{\lambda_B} + \frac{\delta}{\lambda_M}} \left[ \left( 1 - \frac{n\delta}{\pi R} \right) + \frac{n}{\pi R k} \frac{(1 - e^{-kl})(1 + Ae^{-kl})}{Ae^{-2kl} + 1} + \frac{n\delta}{\pi R} \frac{A + 1}{Ae^{-kl} + e^{kl}} \right]$$

Для оценки эффективности метода продольного оребрения вычисляем отношение  $q$  к тепловому потоку без ребер  $q_0$

$$\frac{q}{q_0} = 1 - \frac{n\delta}{\pi R} + \frac{n}{\pi R k} \frac{(1 - e^{-kl})(1 + Ae^{-kl})}{Ae^{-2kl} + 1} + \frac{n\delta}{\pi R} \frac{A + 1}{Ae^{-kl} + e^{kl}} \quad (2)$$

В расчетах принимались следующие данные:  $R_l = 27$  мм,  $2\delta = 2$  мм,  $\lambda_B = 0,63$ ,  $\lambda_M = 45$  Вт/м·°С,  $n = 16; 24; 32$ . Эффективность продольного оребрения при скоростях движения воды  $v = 1; 0,5$  и  $0,2$  м/с оценена по формуле (2). Результаты приведены в табл. 1. Толщины пристеночного температурного слоя при данных скоростях составили  $\delta_l = 0,125; 0,25$  и  $0,5$  мм соответственно.

Таблица 1.

Относительный рост потока тепла при продольном оребрении в зависимости от количества ребер, их высоты и скорости потока

Высота ребра $l$ , мм	Скорость потока $v$ , м/с								
	1			0,5			0,2		
	n=16	n=24	n=32	n=16	n=24	n=32	n=16	n=24	n=32
3	1,304	1,456	1,609	1,401	1,602	1,803	1,471	1,707	1,943
6	1,365	1,547	1,730	1,553	1,829	2,106	1,742	2,112	2,483
9	1,374	1,560	1,747	1,595	1,892	2,189	1,862	2,293	2,724
12	1,375	1,562	1,750	1,605	1,908	2,210	1,910	2,365	2,820
15	1,375	1,562	1,750	1,608	1,911	2,215	1,928	2,392	2,856
18	1,375	1,563	1,750	1,608	1,912	2,217	1,935	2,402	2,870
21	1,375	1,563	1,750	1,608	1,913	2,217	1,937	2,406	2,874

Помимо стальной трубы, были проведены расчеты для случаев алюминиевой и медной конструкций скважинного теплообменника. Медные

ребра толщиной 2 мм, высотой 21 мм в количестве 24 штук способствуют значительному увеличению теплового потока, до 5 раз при небольшой скорости потоков  $v=0,2$  м/с.

Варьируя конструктивными параметрами теплопередающей поверхности (количество ребер, толщина ребристой поверхности, выбор металлов с более высокими теплопроводными свойствами) можно добиться увеличения теплового потока через оребренную поверхность в сравнении с не оребренной поверхностью до 4-5 раз. Однако следует отметить, что наличие оребрения существенным образом влияет на гидравлические сопротивления потоку и общий вес конструкции.

Предложена и приведена математическая модель, описывающая процесс оттока тепла от теплопередающей поверхности с небольшим количеством ребер (до 8 штук). Уравнения для расчета оттока тепла от поверхности ребер и их торцов, а также оттока тепла через межреберные участки трубы получены с применением схемы сосредоточенной емкости. Так называют способ описания, при котором стенки трубы и ребер заменяются линиями, а вдоль линий сохраняются интегральные значения теплоемкости и теплопроводности. Для температуры вдоль стенки трубы и ребра получаются не уравнения в частных производных, а обыкновенные дифференциальные уравнения. Граничные условия третьего рода в конечных точках линий выводятся, ибо теплообмен на торцах и стыках должны учитывать толщину металлических стенок и обмен теплом с окружающей средой. Их выписывают специально, соблюдая балансовые законы сохранения.

Проведен гидродинамический расчет оребренных скважинных теплообменников. Перепад давления рассчитан введением вязкого пристеночного слоя  $\Delta$ , толщина которого определяется гидравлическим сопротивлением в зависимости от числа Рейнольдса.

Динамические потери давления на трение для круглой цилиндрической трубы диаметра  $d$  и длины  $L$  при турбулентном движении со средней скоростью  $v$  выражается формулой Дарси-Вейсбаха. В случае круглой трубы средняя скорость определяется по дебиту  $Q$ , и для динамического перепада давления получено

$$v = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad \Delta p = \lambda \frac{\rho Q^2}{4\pi^2 R^5} L,$$

где  $\lambda$  – так называемый коэффициент гидравлического сопротивления по трубе.

Экспериментально полученные профили скорости в трубе при развитом турбулентном движении можно приблизить степенным выражением, за исключением малой пристеночной области

$$v(r) \cong v_0 \left(1 - r^n / R^n\right), \quad n \cong 20 \div 50, \quad (3)$$

где  $v_0$  – скорость потока на оси круглой трубы. Для ламинарного движения  $n=2$ .

Значение касательного напряжения  $\tau_0$  на стенке трубы получено дифференцированием (3) с учетом  $r=R$ .

$$\tau_0 = \mu \frac{nv_0}{R} = \mu \frac{(n+2)v}{R} = \mu \frac{v}{\Delta}, \quad \Delta = \frac{R}{n+2}, \quad (4)$$

где  $\Delta$ - введённая толщина вязкого пристеночного слоя для нахождения ориентировочного значения касательного напряжения на стенке. Видно, что при турбулентном течении значение  $\Delta$  составит менее двадцатой доли радиуса, тогда как для ламинарного течения значение  $\Delta$  составит четверть радиуса.

Формула (4) указывает лишь на возможность введения понятия вязкого пристеночного слоя  $\Delta$  и дает его ориентировочную толщину. Что же касается поиска истинного значения, то следует пользоваться более обоснованными результатами экспериментальных исследований. Толщину вязкого пристеночного слоя определяем из условия равенства силы вязкого трения по всей внутренней поверхности трубы выталкивающей разности сил из-за наличия перепада давления по длине трубы, подсчитанной по формуле Дарси-Вейсбаха

$$2\pi RL\tau_0 = \Delta p \pi R^2; \quad 2\pi RL\mu \frac{v}{\Delta} = \lambda \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{2R} \pi R^2; \quad \Delta = \frac{8\mu}{\lambda \rho v} \quad (5)$$

Толщина пристеночного слоя оказалась связанной с коэффициентом гидравлического сопротивления  $\lambda$  и средней скоростью потока. Что касается других параметров, вязкости и плотности, то для геотермальных задач эти параметры меняются в небольшом интервале и значения их можно считать примерно постоянными. Полученной формулой (5) можно пользоваться для определения пристеночного касательного напряжения не только круглых сечений, но и сечений достаточно сложной формы, например, для кольцевого сечения с ребрами.

Для кольцевого сечения с ребрами вторая из формул (5) примет вид

$$(2\pi R_1 + 2nl + 2\pi R_2)L\tau_0 = (\pi(R_2^2 - R_1^2) - nl\delta)\Delta p,$$

где  $R_1$ - внешний радиус внутренней оребренной трубы;  $R_2$  - внутренний радиус наружной трубы. Для динамического перепада давления в этом случае получено выражение

$$\Delta p = \frac{2(\pi(R_1 + R_2) + nl)L\mu \frac{v}{\Delta}}{\pi(R_2^2 - R_1^2) - nl\delta} = \frac{\lambda}{4} \frac{\pi(R_1 + R_2) + nl}{\pi(R_2^2 - R_1^2) - nl\delta} \rho v^2 L$$

Средняя скорость потока вдоль кольцевого сечения

$$v = \frac{Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2) - nl\delta}$$

и перепад давления при движении потока по кольцевому сечению с ребрами

$$\Delta p = \frac{\lambda}{4} \frac{\pi(R_1 + R_2) + nl}{(\pi(R_2^2 - R_1^2) - nl\delta)^3} \rho Q^2 L$$

Для кольцевого сечения без ребер при  $l=0$  оно переходит в известное в технической литературе выражение

$$\Delta p_{\kappa} = \frac{\lambda}{4} \frac{\rho Q^2 L}{\pi^2 (R_2 - R_1)^3 (R_2 + R_1)^2}$$

Отношение перепада давления для кольцевого сечения с ребрами к кольцевому сечению без ребер выражается в виде

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{\kappa}} = \left(1 + \frac{nl}{\pi(R_2 + R_1)}\right) \left(1 - \frac{nl\delta}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}\right)^{-3} \quad (6)$$

Оребрение поверхности приводит к значительному росту перепада давления (до 5 раз и более) в зависимости от количества ребер и их высоты (рис. 5).

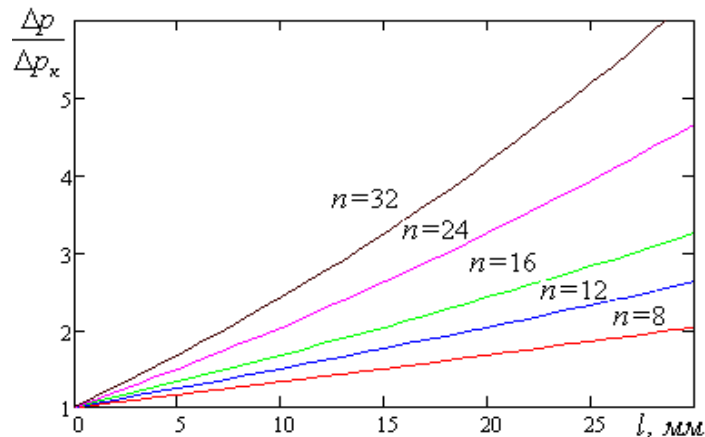


Рис. 5. Прирост перепада давления в зависимости от высоты ребер и их числа.  
 $R_1=27$  мм;  $R_2=60$  мм;  $2\delta=2$  мм

В качестве одного из возможных критериев оптимальности выбора числа рёбер и их высот принят максимум отношения приведенного теплового потока к приведенному дебиту скважины. Поскольку дебит пропорционален при развитом турбулентном движении корню квадратному от перепада давления, то требуется максимум отношения выражения (2) к корню квадратному от выражения (6).

На рис. 6 приводятся эти подсчитанные отношения для случая стальной конструкции.

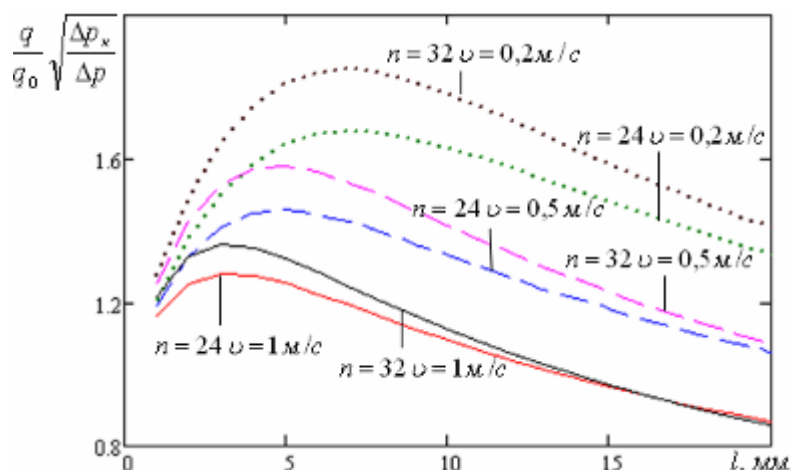


Рис. 6. К выбору критерия оптимальности для стальной конструкции теплообменника.

Для меди, когда  $\lambda_M = 300 \text{ Вт/м}\cdot\text{°С}$ , графики эти имеют более пологий вид, оптимум размазывается, и высоты рёбер в 2-3 раза выше по сравнению со случаем стали.

В четвертой главе предложен новый метод расчета теплопередачи через оребренную поверхность. Учитывается толщина ребра и изменение температуры поперек ребра. Учитывается толщина трубы и изменение температуры, как по радиусу, так и по окружности трубы. То есть рассматривается общая двумерная задача распределения температуры. В новой постановке температурные изменения происходят как в продольном, так и в поперечном направлении ребра и трубы. Здесь же изучается вопрос о том, каково будет температурное поле между ребрами труб.

Решение данной задачи при большом числе ребер может быть моделировано одним элементом симметрии, который мы принимаем за Г-образную фигуру (рис. 7).

Сначала решается задача определения распределения температуры при заданных граничных условиях для ребра неограниченной высоты и ребра конечной высоты с применением метода разделения переменных (решение получено в рядах Фурье). Приведены профили температур для стальных, алюминиевых и медных ребер. Для ребра конечной высоты под-



считаны тепловой поток через боковую поверхность, а также отток тепла через торцевую часть ребра.

Далее найдено решение для элемента симметрии, принимаемого за Г-образную фигуру. Она включает в себя рассеченную посередине половину ребра и примыкающую к ней половинку куска трубы. Эта Г-образная фигура разбивается на три прямоугольные части (первая часть – половина ребра толщины  $\delta$ ; вторая часть – кусок трубы на стыке с ребром; третья часть – кусок трубы между ребрами высотой  $h$ ).

Для каждой из них решается задача определения распределения температуры при граничных условиях, моделирующих теплообмен, симметрию и принятое изменение температуры на линиях стыков. Предложенный метод является приближенным, но достаточно эффективным и надежным для решения данной задачи. Для каждой из частей задача решается отдельно, в рядах Фурье.

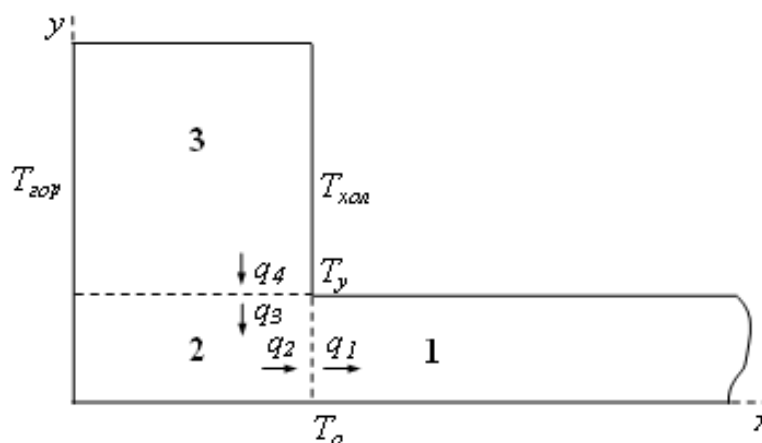


Рис. 7. Элемент симметрии для оребренной трубы.  
1-ребро; 2-кусок трубы на стыке с ребром; 3-кусок трубы между ребрами

На стыках первой и второй, второй и третьей частей профили температуры аппроксимируются полиномами с неизвестными заранее коэффициентами. Неизвестные коэффициенты определяются из условий равенств потоков тепла на стыках.

Распределение температуры по стыку второй и третьей части берется в виде линейной функции, а по стыку первой и второй части в виде чётной функции – параболы второй или четвертой степени. Каждая из функций включает в себя лишь по одному неизвестному параметру (угловая температура на стыке трех частей  $T_y$  и осевая температура  $T_0$  на стыке первой и второй части), поэтому достаточно приравнять суммарные потоки тепла на обоих стыках.

Распределение температуры внутри ребра (область 1) определяется рядом

$$T(\bar{x}, \bar{y}) = \sum_{n=0}^{\infty} \left( \left( T_y + 2(T_y - T_o) \left( \frac{1}{\Lambda} - \frac{1}{\bar{v}_n^2} \right) \right) \frac{2 \sin c(\bar{v}_n)}{1 + \sin c(2\bar{v}_n)} \right) e^{-\bar{v}_n \bar{x}} \cos(\bar{v}_n \bar{y}); \bar{v}_n = \pi n + \alpha_n$$

Значения  $\alpha_n$  находим в виде корней уравнения  $y = (\pi n + \alpha_n) \operatorname{tg} \alpha_n - \Lambda$

$$\Lambda = \frac{\lambda_B \delta}{\delta_T \lambda_M}; \quad \bar{x} = \frac{x}{\delta}; \quad \bar{y} = \frac{y}{\delta}$$

Распределение температуры внутри куска трубы на стыке с ребром (область 2)

$$T(\bar{x}, \bar{y}) = 1 - \frac{(1 - T_y)}{2} \bar{x} - 4(T_y - T_o) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n \operatorname{sh}(\bar{\mu}_n \bar{x}) \cos(\bar{\mu}_n \bar{y})}{\bar{\mu}_n^3 \operatorname{sh}(2\bar{\mu}_n)}; \quad \bar{\mu}_n = \frac{\pi}{2} + \pi n$$

Распределение температуры внутри межреберной части (область 3)

$$T(\bar{x}, \bar{y}) = 1 - (1 - T_y) \frac{\bar{x}}{2} + \frac{2(1 - (1 + 2\Lambda)T_y)}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\operatorname{sh}(\bar{\chi}_n \bar{x}) \sin(\bar{\chi}_n \bar{y})}{(2n + 1)(\bar{\chi}_n \operatorname{ch}(2\bar{\chi}_n) + \Lambda \operatorname{sh}(2\bar{\chi}_n))}; \quad \bar{\chi}_n = \frac{\pi(2n + 1)}{2h} \delta$$

Картина распределения температуры в трех областях контактной задачи представлена на рис. 8. С целью достижения сходимости рядов Фурье число их членов берется равным 1000.

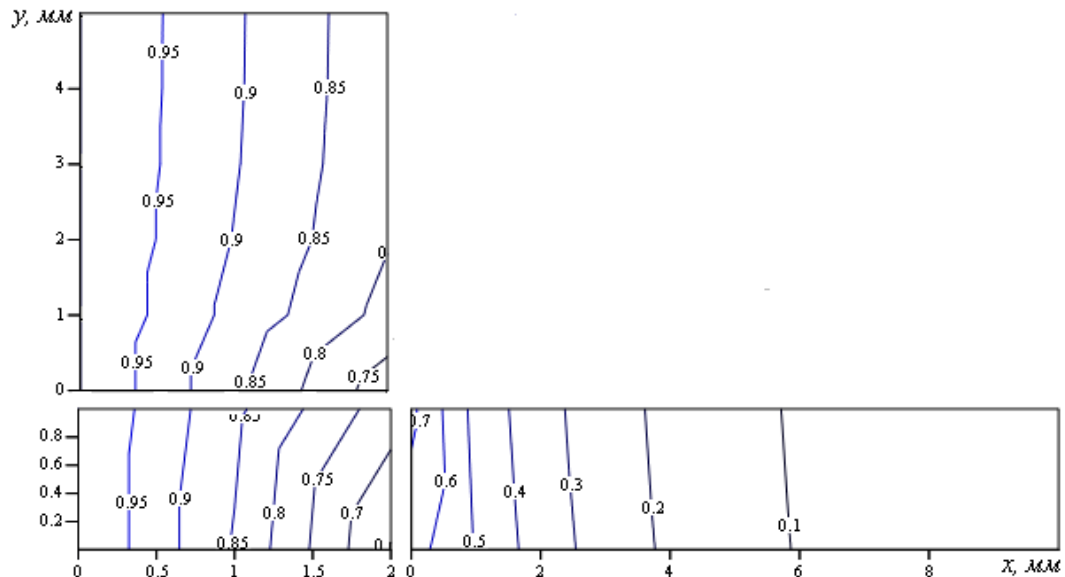


Рис. 8. Распределение температуры в областях контактной задачи.

$$\lambda_M = 45 \text{ Вт/м} \cdot \text{°C}; \quad \delta = 1 \text{ мм}; \quad h = 5 \text{ мм}$$

Найденное решение позволило по-новому определить коэффициент передачи тепла через ребристую поверхность с учетом, как толщины трубы, так и толщины ребра. Сравнение с ранее полученными результатами показало, что для миллиметровых толщин это влияние несущественно. Осреднение температуры поперек ребра вполне надежно при толщинах в несколько миллиметров.

В пятой главе рассмотрено применение конечно-разностных методов расчета для определения эффективности оребрения.

Сначала приводится решение задачи определения температурного поля ребра толщины  $2\delta$  и высотой  $l$  (рис. 9), при задании температуры на левом конце (стык с трубой) и условий теплообмена на поверхности ребра и его торце. Аналитическое решение задачи было получено в рядах Фурье в главе четвертой, и как слабое место такого решения была отмечена медленная сходимость рядов, необходимость удержания большого числа членов ряда.

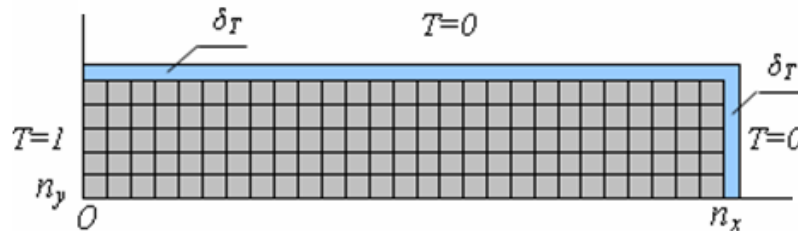


Рис. 9. Разностная сетка для ребра.

$$\Delta x = \frac{l}{n_x}, \quad \Delta y = \frac{\delta}{n_y}, \quad x_i = \Delta x \cdot i, \quad i = 0, 1, \dots, n_x; \quad y_j = \delta - \Delta y \cdot j, \quad j = 0, 1, \dots, n_y$$

Уравнения для внутренних точек сеточной области получены с применением сеточного аналога уравнения Лапласа. Граничные условия получены из условия баланса потока тепла для ячеек сеточных узлов на границах ребра. Рассмотрен баланс потока тепла для ячеек сеточных узлов на стыке ребра с трубой, на боковой поверхности ребра, на торце, причем отдельно рассмотрены крайние верхний и нижний узлы торцевой поверхности. Полученные сеточные уравнения для всех граничных точек, а также уравнение для внутренних точек области имеют однородную структуру.

Матричная запись разностных уравнений ребра имеет вид

$$AL \begin{pmatrix} T_{i-1,0} \\ T_{i-1,1} \\ \dots \\ T_{i-1,n_y} \end{pmatrix} + AC \begin{pmatrix} T_{i,0} \\ T_{i,1} \\ \dots \\ T_{i,n_y} \end{pmatrix} + AP \begin{pmatrix} T_{i+1,0} \\ T_{i+1,1} \\ \dots \\ T_{i+1,n_y} \end{pmatrix} = 0, \quad \text{где} \quad AL = AP = \begin{bmatrix} a + \frac{b}{2} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & b & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & b \end{bmatrix}$$

$$AC = \begin{bmatrix} -(2a+b+c+1) & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & -2(1+b) & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2(1+b) & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -2(1+b) & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 2 & -2(1+b) \end{bmatrix}$$

для  $i = 1, 2, \dots, n_x - 1$ ;  $j = 0 \dots n_y$

Матричная запись уравнений на торце ребра при  $i = n_x$  несколько изменится

$$ALn \begin{pmatrix} T_{nx-1,0} \\ T_{nx-1,1} \\ \dots \\ T_{nx-1,ny} \end{pmatrix} + ACn \begin{pmatrix} T_{nx,0} \\ T_{nx,1} \\ \dots \\ T_{nx,ny} \end{pmatrix} = 0, \quad \text{где } ALn = \begin{bmatrix} d & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 2b & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2b & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 2b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & b \end{bmatrix}$$

$$ACn = \begin{bmatrix} -(d+e+1) & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1+\varepsilon_x & -\left(2(1+\varepsilon_x)+2b+2\varepsilon_x \frac{\Delta y^2}{\delta_T^2}\right) & 1+\varepsilon_x & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1+\varepsilon_x & -\left(2(1+\varepsilon_x)+2b+2\varepsilon_x \frac{\Delta y^2}{\delta_T^2}\right) & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -\left(2(1+\varepsilon_x)+2b+2\varepsilon_x \frac{\Delta y^2}{\delta_T^2}\right) & 1+\varepsilon_x \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & -(1+b+f) \end{bmatrix}$$

$$a = \frac{\lambda_B \delta_T \Delta y}{2\lambda_M \Delta x^2}; \quad b = \frac{\Delta y^2}{\Delta x^2}; \quad c = \frac{\lambda_B \Delta y}{\lambda_M \delta_T}; \quad d = \frac{1+\varepsilon_x}{1+\varepsilon_y} b; \quad e = c \frac{1 + \frac{\Delta y + 2\delta_T}{\Delta x}}{1+\varepsilon_x}; \quad f = \frac{\Delta y}{\Delta x} c;$$

$$\varepsilon_x = \frac{\lambda_B \delta_T}{\lambda_M \Delta x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\lambda_B \delta_T}{\lambda_M \Delta y}$$

После нахождения значений температур во всех узлах сеточной области с применением метода матричной прогонки, реализованного с использованием пакета *MathCAD*, подсчитаны входной поток тепла через стык, отток тепла через боковую поверхность ребра, тепловой отток через торцевую поверхность ребра, локальная эффективность оребрения (относительное увеличение потока тепла через боковую поверхность и торец

ребра к потоку при отсутствии ребра). Расчеты показали, что для стального ребра локальная эффективность достигает до 2,8 раз. Сравнение полученных результатов с результатами точного решения задачи в рядах Фурье показало, что метод конечных разностей в сочетании с методом прогонки можно с успехом применять для определения характеристик теплообменников.

Далее приводится применение метода поперечно-продольной прогонки для элемента симметрии ребристой теплопередающей поверхности.

Элемент симметрии теплопередающей поверхности представляет собой дугу окружности толщины  $2\delta$  и высоты  $2\pi R/2n$  с реберным продолжением толщины  $\delta$  и длины  $l$ . При большом числе ребер  $n$  (12 и более) можно пренебречь кривизной трубы и принять кусок трубы за прямоугольную область. На рис. 10 показан элемент симметрии и его замена на область из двух состыкованных прямоугольников.

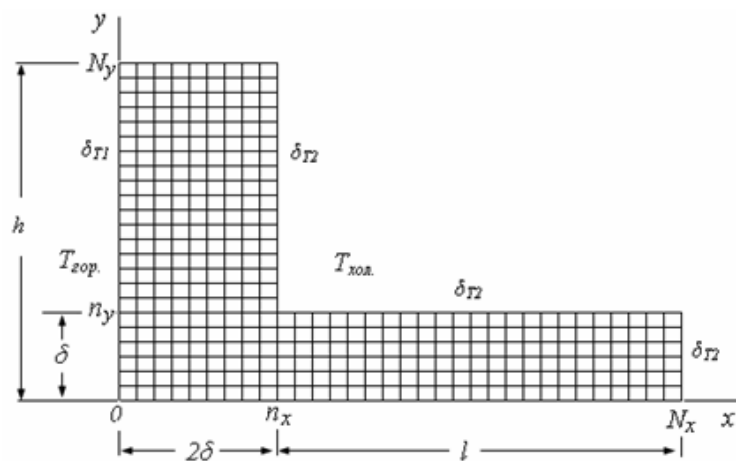


Рис. 10. Сеточная область для элемента симметрии.

Такая замена при больших  $n$  оправдана, так как не приходится брать полярную сетку для трубы, прямоугольную для ребра, а на стыке удовлетворять условиям равенства температур и потоков тепла. Таких проблем не возникает, разностные уравнения для внутренних точек одинаковы.

На границах  $y=0$  и  $y=h$  ставятся условия отсутствия оттока тепла – условия симметричного продолжения решения. На внутренней и внешней поверхностях ставятся условия теплообмена через пристеночный температурный слой толщины  $\delta_{T1}$  и  $\delta_{T2}$ .

Граничные условия аппроксимировались со вторым порядком точности, так же как и оператор Лапласа. Однако вместо уравнения Лапласа для определения установившегося поля температур применялось двумерное уравнение теплопроводности, решение которого отыскивалось для больших значений времен. Переход на стационарный режим происходит за конечное время, ибо граничные условия задачи жестко заданы и область решения имеет малые размеры. Уравнение теплопроводности

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad a^2 = \frac{\lambda}{\rho c}, \quad t > 0$$

для всех внутренних точек области заменяем неявным разностным аналогом на пятиточечном шаблоне

$$\frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t} = a^2 \left( \frac{T_{i-1,j}^{n+1} - 2T_{i,j}^{n+1} + T_{i+1,j}^{n+1}}{\Delta x^2} + \frac{T_{i,j-1}^{n+1} - 2T_{i,j}^{n+1} + T_{i,j+1}^{n+1}}{\Delta y^2} \right)$$

Преимущество неявной схемы в том, что временной шаг  $\Delta t$  можно брать любым, счет по такой схеме устойчив. Регулированием шага  $\Delta t$  можно уменьшить машинное время расчетов достижения установившегося режима теплообмена. Счет прекращается, когда поправка к решению для следующего слоя в относительных величинах становится менее  $10^{-11}$ .

Неявный вид разностных уравнений создает проблемы, связанные с непрямоугольным видом области решения. Для многоугольной области лучше воспользоваться дробным шагом и продольно-поперечной прогонкой. Суть метода в том, что сначала ищется решение на промежуточном (половинном) слое, приняв неявную схему по одной из переменных, а по другой явную. Затем на втором полушаге берется неявная схема по другой переменной. Граничные условия также разделяются – они на каждом полушаге используются по той переменной, для которой взята неявная схема.

Для проведения расчетов была составлена программа на языке Турбопаскаль. Счет прекращался, когда максимальная разность температур в узлах сетки становилась меньше  $10^{-11}$ .

На рис. 11 изображено температурное поле элемента симметрии стальной трубы.

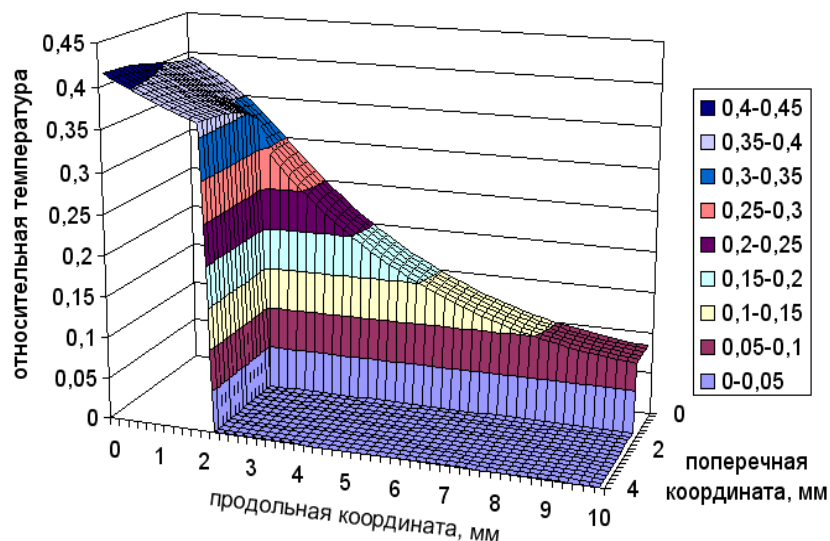


Рис. 11. Температурное поле элемента симметрии стальной трубы.

Далее приведена разностная задача для определения эффективности оребрения внутренней поверхности для теплопередачи через неподвижную среду (воду) в кольцевом зазоре с ребрами, образованном двумя цилиндрическими поверхностями (типа «труба в трубе»), одна из которых (меньшего радиуса) продольно оребрена с внешней стороны (рис. 12).

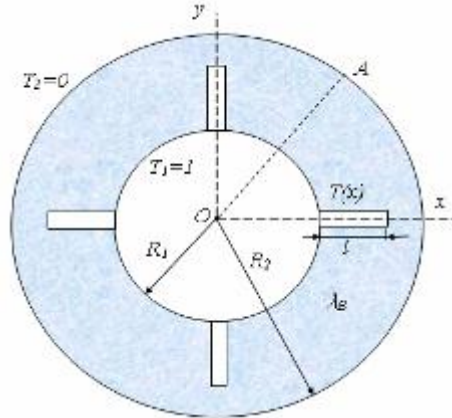


Рис. 12. Теплопередача через неподвижную среду.

Сеточная область (рис. 13), ввиду симметрии задачи, рассмотрена для выделенного элемента симметрии  $OAx$ , именуемого областью задачи. При работе над задачей использовалась полярная система координат.

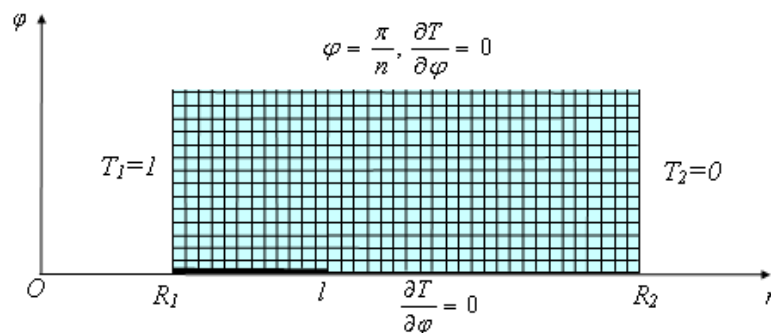


Рис. 13. Разностная сетка для области задачи.

$$\Delta\varphi = \frac{\pi}{n n_\varphi}, \quad \Delta r = \frac{R_2 - R_1}{n_r}; \quad l = n_l \Delta r$$

Сеточные уравнения для внутренних точек области, для верхней и нижней границ области задачи получены из балансовых соотношений для узлов сетки. Граничные условия на боковых границах заданы.

Сеточное уравнение для внутренних точек области задачи

$$a l_i T_{i-1,j} + (T_{i,j-1} - (2 + a l_i + a p_i) T_{i,j} + T_{i,j+1}) + a p_i T_{i+1,j} = 0,$$

$$\text{где } a l_i = r_i \left( r_i - \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{\Delta\varphi^2}{\Delta r^2}; \quad a p_i = r_i \left( r_i + \frac{\Delta r}{2} \right) \frac{\Delta\varphi^2}{\Delta r^2}$$

Сеточное уравнение для точек на верхней границе

$$al_i T_{i-1,j} + (2T_{i,j-1} - (2 + al_i + ap_i)T_{i,j}) + ap_i T_{i+1,j} = 0$$

Сеточное уравнение для точек ребра на нижней границе

$$d_i T_{i-1,j} + (-(1 + 2d_i)T_{i,j} + T_{i,j+1}) + d_i T_{i+1,j} = 0; \quad d_i = \frac{\lambda_M \delta r_i \Delta \varphi}{\lambda_B \Delta r^2}$$

Сеточное уравнение для точек торцевой поверхности ребра на нижней границе

$$d_i T_{i-1,j} + (-(1 + d_i + ar_i)T_{i,j} + T_{i,j+1}) + ar_i T_{i+1,j} = 0; \quad ar_i = \frac{1}{2} r_i^2 \frac{\Delta \varphi^2}{\Delta r^2}$$

Сеточное уравнение для точек на нижней границе вне ребра

$$al_i T_{i-1,j} + (-(2 + al_i + ap_i)T_{i,j} + 2T_{i,j+1}) + ap_i T_{i+1,j} = 0$$

Матричная запись разностных уравнений имеет вид

$$AL_i \begin{pmatrix} T_{i-1,0} \\ T_{i-1,1} \\ \dots \\ T_{i-1,n\varphi} \end{pmatrix} + AC_i \begin{pmatrix} T_{i,0} \\ T_{i,1} \\ \dots \\ T_{i,n\varphi} \end{pmatrix} + AP_i \begin{pmatrix} T_{i+1,0} \\ T_{i+1,1} \\ \dots \\ T_{i+1,n\varphi} \end{pmatrix} = 0$$

$$AL_i = \begin{bmatrix} ll_i & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & al_i & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & al_i & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & al_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & al_i \end{bmatrix}, \quad \text{где } ll_i = d_i \text{ для } i \leq nl; \quad ll_i = al_i \text{ для } i > nl$$

$$AP_i = \begin{bmatrix} pp_i & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & ap_i & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ap_i & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & ap_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & ap_i \end{bmatrix},$$

где  $pp_i = d_i$  для  $i < nl$ ;  $pp_i = ar_i$  для  $i = nl$ ;  $pp_i = ap_i$  для  $i > nl$ .



$$AC_i = \begin{bmatrix} z_i & 2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & z_i & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & z_i & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & z_i & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 2 & z_i \end{bmatrix} \quad \text{для всех } i > nl$$

$$z_i = -(2 + al_i + ap_i)$$

$$AC_i = \begin{bmatrix} cc_i & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & z_i & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & z_i & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & z_i & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 2 & z_i \end{bmatrix} \quad \text{для всех } i \leq nl$$

$$cc_i = -(1 + 2d_i) \text{ для } i < nl; \quad cc_i = -(1 + d_i + ar_i) \text{ для } i = nl.$$

После нахождения значений температур во всех узлах сеточной области с применением метода матричной прогонки, реализованного с использованием пакета *MathCAD*, подсчитаны входной поток тепла через внутреннюю трубу с ребрами в кольцевой зазор, выходной поток тепла через внешнюю трубу. Полученные значения выходных потоков тепла сравнивались с тем потоком, который имел бы место при отсутствии ребер.

Расчеты показали, что оребрение способствует приросту теплового потока через покоящуюся водную среду в кольцевом зазоре скважинного теплообменника до нескольких раз (до 3-х раз при наличии 32 стальных ребер высотой 21 мм при  $R_1=30$  мм,  $R_2=60$  мм).

**В ЗАКЛЮЧЕНИИ** формулируются основные результаты и выводы:

1. Предложены некоторые новые математические модели, описывающие процессы теплообмена для различных технологических схем реализации скважинных теплообменников.

2. Всесторонне изучен способ интенсификации процесса теплообмена между теплоносителями продольным оребрением скважинных теплообменников. Разработана математическая модель, описывающая процесс теплообмена между потоками в трубе и коаксиальном зазоре для оценки эффективности оребрения скважинного теплообменника. Прирост передачи тепла рассчитан введением внутреннего и внешнего температурного пристеночного слоя, толщины которых зависят от числа Нуссельта для трубы и для кольца. При разработке математической модели, описываю-

щей процесс оттока тепла от теплопередающей поверхности с небольшим количеством ребер, предложено применение схемы сосредоточенной емкости для получения дифференциальных уравнений, описывающих процесс распространения тепла вдоль ребра и вдоль стенки трубы.

3. Проведены многовариантные расчеты увеличения потока тепла при продольном оребрении. Установлена зависимость от числа и высоты ребер, скорости потока для случаев стальной, алюминиевой и медной конструкций теплообменника. Согласно результатам расчетов передачу тепла в скважинных теплообменниках можно увеличить продольным оребрением до нескольких раз; продольное оребрение более эффективно при малых скоростях потока жидкости; с увеличением числа ребер отвод тепла растет пропорционально их числу, однако увеличивается гидравлическое сопротивление; более теплопроводные материалы создают возможности для большей эффективности отвода тепла.

4. Представленные данные о приросте теплового потока при продольном оребрении дают возможность подобрать рациональные конструктивные параметры ребристой теплопередающей поверхности.

5. Разработана методика, позволяющая рассчитывать перепад давления при движении потока по кольцевому сечению с ребрами. Методика предусматривает введение вязкого пристеночного слоя турбулентных течений, толщина которого определяется гидравлическим сопротивлением в зависимости от числа Рейнольдса. Приведены зависимости приведенного перепада давления от высоты ребер для различного их числа. Оребрение поверхности приводит к значительному росту перепада давления при большом количестве ребер.

6. Сформулирован критерий оптимальности выбора параметров скважинного теплообменника с ребрами. За такой критерий принят максимум отношения приведенного теплового потока к приведенному дебиту скважины. Эти отношения подсчитаны для стальной и медной конструкций скважинного теплообменника.

7. Рассмотрено применение метода Фурье для расчета теплопередачи через оребренную поверхность. Учитывается как толщина ребра и изменение температуры поперек ребра, так и толщина трубы и изменение температуры, как по радиусу, так и по окружности трубы. То есть рассматривается общая двумерная задача установившегося распределения температуры. Сравнение с ранее полученными результатами показало, что для миллиметровых толщин влияние изменения температуры поперек трубы и ребра несущественно.

8. Рассмотрено применение конечно-разностных методов расчета для определения эффективности оребрения. Приводится решение задачи определения температурного поля ребра. Рассмотрено применение метода поперечно-продольной прогонки для элемента симметрии ребристой теплопередающей поверхности. Приведена разностная задача для определе-

ния эффективности оребрения внутренней поверхности для теплопередачи через покоящуюся среду в кольцевом зазоре с ребрами. Расчеты показали, что оребрение способствует приросту теплового потока через покоящуюся водную среду в кольцевом зазоре скважинного теплообменника до нескольких раз. Сделан вывод о том, что метод конечных разностей в сочетании с методом матричной прогонки можно с успехом применять для определения характеристик теплообменников.

Результаты работы изложены в следующих публикациях:

1. *Мамаев Н.И., Алхасова Д.А.* Повышение эффективности теплообменных аппаратов путем интенсификации процесса теплообмена.// Материалы Международной конференции «Возобновляемая энергетика: проблемы и перспективы». Т. 1. Махачкала, 2005. С. 326—330.

2. *Мамаев Н.И., Алхасова Д.А.* Расчет гидравлических сопротивлений и тепловых потоков в теплообменниках с продольными ребрами.// Материалы региональной научно-технической конференции «Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты». Махачкала, 2006. С. 20—26.

3. *Алхасова Д.А., Мамаев Н.И.* Исследование процесса теплообмена на модели внутрискважинного теплообменника.//Материалы I школы молодых ученых «Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов». Махачкала, 2006. С. 172-177.

4. *Мамаев Н.И., Алхасова Д.А.* Способ подогрева воды для отопления и установка для его осуществления.//Патент RU 2336466 С2. 2008. Бюл. № 29.

5. *Алхасова Д.А.* Увеличение теплообмена между потоками оребрением перегородки.//Современные проблемы математики и смежные вопросы. Материалы Международной конференции «Мухтаровские чтения». Махачкала, 2008. С. 31—34.

6. *Алхасова Д.А.* Расчет прямоточного внутрискважинного теплообменника.//Материалы шестой Всероссийской научной молодежной школы «Возобновляемые источники энергии». Москва, 2008. С. 13-19.

7. *Алхасова Д.А.* Расчет влияния толщины на передачу тепла от внутреннего потока скважинного теплообменника к внешнему потоку через оребренную поверхность.//Материалы II школы молодых ученых «Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов». Махачкала, 2008. С. 229—236.

8. *Алхасова Д.А.* Оценка теплопереноса в геотермальном скважинном теплообменнике.//Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Системы обеспечения тепловых режимов преобразователей энергии и системы транспортировки теплоты». Махачкала, 2009. С. 51-55.